

关于金属材料振动疲劳分析 S-N 曲线的讨论*

姚卫星¹, 潘洋¹, 孙佳辰¹, 黄杰¹, 李飘²

(1. 南京航空航天大学航空学院 南京, 210016)

(2. 宁波大学机械与力学学院 宁波, 315211)

摘要 在进行金属振动疲劳寿命分析时, S-N 曲线有两种选择, 即常规 S-N 曲线和振动 S-N 曲线。针对 S-N 曲线选取上存在分歧的问题, 首先, 介绍了常规疲劳载荷和振动载荷下铝合金的疲劳失效模式, 认为常规疲劳 S-N 曲线和振动 S-N 曲线从不同角度反映了材料的疲劳性能, 提出了两者之间的关系模型; 其次, 完成了 2A12 铝合金悬臂梁常规弯曲疲劳试验和基础振动疲劳试验, 获得了常规疲劳和振动疲劳的 S-N 曲线。试验结果表明, 常规 S-N 曲线和振动 S-N 曲线均可用于振动疲劳寿命的分析, 但分别对应于不同的应力参量, 验证了所提出关系模型的合理性。

关键词 常规 S-N 曲线; 振动 S-N 曲线; 疲劳试验; 关系模型; 应力参量

中图分类号 V215.5; TH128

引言

工程结构在振动载荷下易发生疲劳破坏, 振动疲劳是飞行器结构必须面对的问题^[1-2]。近几十年来, 国内外学者对振动疲劳问题开展了大量研究, 其中关于金属材料振动疲劳性能的特征有两种: 常规疲劳 S-N 曲线和振动疲劳 S-N 曲线^[3]。

根据振动疲劳寿命分析的相关文献, 绝大多数学者选取常规 S-N 曲线进行振动疲劳寿命分析。Fryba^[4]进行了铁路桥梁在随机载荷下的疲劳损伤计算, 分析不同参数(阻尼、应力分布等)对疲劳寿命的影响。Veers^[5]利用 Rayleigh 模型描述了不同风速下的风力涡轮机叶片的振动应力分布, 研究了叶片的疲劳寿命预测方法。Ford^[6]以铝悬臂梁为例, 研究随机振动激励下疲劳寿命计算方法。黄超广等^[7]提出一种正弦激振载荷下的结构振动疲劳寿命预测方法, 并通过某飞机平尾振动疲劳试验进行了验证。王明珠等^[8]提出三参数 S-N 曲线模型, 研究了铝合金缺口件的振动疲劳寿命计算方法。Aykan 等^[9]研究了在宽带随机振动与正弦振动组合形式的载荷作用下直升机支架结构的疲劳寿命估算。李德勇等^[10]针对铝合金连接件的振动疲劳寿命, 提出缺口件振动疲劳寿命分析的名义应力法。Ringeval 等^[11]研究了雷达面板支架、悬臂铝梁和天线支架结构在随机振动环境下的结构疲劳寿命, 验证了随机振动疲劳分析

特征的有效性。Kong 等^[12]采用 Ncode 软件, 分析碳钢卷簧在各种路面激励下的振动疲劳寿命。Prasad 等^[13]采用时域法和频域法研究了 3 种不同缺口配置的转轴疲劳寿命, 并讨论两种方法在不同时间间隔、相同信号长度下预测疲劳寿命的性能。华一畅等^[14]将准静态的应力严重系数法推广到连接件振动疲劳寿命分析中。Sun 等^[15]采用临界距离法研究缺口件振动疲劳寿命评估。以上研究均采用常规疲劳 S-N 曲线进行结构振动疲劳寿命分析。

国内部分学者认为, 常规疲劳 S-N 曲线不能反映振动条件下材料的疲劳性能。姚起杭等^[16]指出, 结构振动疲劳寿命分析应使用振动疲劳 S-N 曲线, 并通过对材料、工艺、结构形式及载荷工况等效的试件进行振动疲劳试验得到曲线, 其中的应力参量为应力均方根值。祁喜全等^[17]通过试验获得了铝合金薄板的振动 S-N 曲线, 并对比了时域法和基于 Dirlik 模型的频域法的疲劳寿命预测精度。陈辉^[18]通过随机振动试验获得了无涂层和硬涂层阻尼叶片的振动 S-N 曲线, 并对结构进行了振动疲劳特性分析。周韶泽等^[19]基于 300 个焊接接头试验数据, 拟合得到超声振动主 S-N 曲线。操瑞志等^[20]以民用飞机的副翼舱为研究对象, 提出一种振动疲劳寿命工程预测方法。

为了解决学术界和工程界在振动疲劳问题中 S-N 曲线选取上存在的分歧, 本研究从疲劳损伤模式、疲劳寿命分析理论等方面分析了常规疲劳 S-N

* 国家自然科学基金重点资助项目(52235003); 中央高校基本科研业务费专项资金资助项目(2024003)

收稿日期: 2023-10-20; 修回日期: 2023-11-27

曲线和振动疲劳S-N曲线之间的关系,完成了2A12铝合金悬臂梁常规弯曲疲劳和弯曲振动疲劳试验,明确了两种S-N曲线的区别,并验证了两者之间的关系模型,获得了其对应的应力参量。

1 两种S-N曲线的区别和联系

“疲劳”是指金属材料在应力/应变的反复作用下所发生的性能变化^[1],这种变化的物理表现为材料内部的位错、滑移、空洞及微裂纹等微观损伤,产生这些损伤的驱动力是外部的应力/应变。常规疲劳载荷与振动载荷产生的应力/应变在物理本质上相同。2A12试验件断口形貌如图1所示,可以看出裂纹源、疲劳裂纹扩展区和瞬断区3个部分。其中:裂纹萌生点位于上表面的中部区域,沿厚度方向向下扩展;在裂纹扩展区可见“海滩条带”,达到临界裂纹尺寸后发生瞬断;瞬断区位于断口横截面的中偏下区域,断面较为粗糙。从断口形貌上看,常规疲劳和振动疲劳的损伤模式完全相同,不同之处是外载荷与材料内部经历的应力/应变之间的关系不同:常规疲劳载荷下,外载荷和材料内部应力/应变一一对应;振动载荷下,外载荷和材料内部的应力/应变并不一一对应。材料内部的损伤演化仅取决于材料内部的应力/应变,与外载荷并不直接相关。

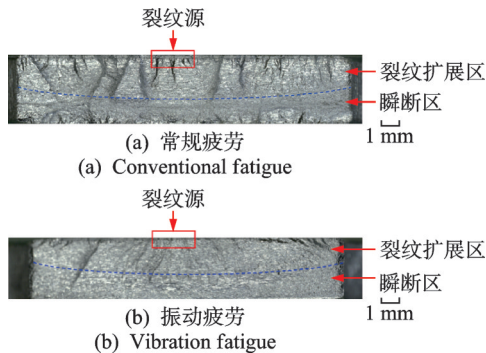


图1 2A12试验件断口形貌

Fig.1 Fractography of 2A12 aluminum specimens

由以上分析可知,对于相同的试验件和载荷方式而言,常规疲劳和振动疲劳所对应的材料内部应力/应变大小和频率是不同的。在常规疲劳的整个加载过程中,频率和应力是确定的;而振动疲劳的加载频率是随机的,材料内部产生的应力也是随机的,通常用应力均方根(root mean square,简称RMS)来描述,以反映整个频段上的应力响应谱分布特征。

悬臂梁承受常规弯曲和基础振动疲劳载荷的情况如图2所示。其左端为夹持端,夹持端通过R过渡区转为等截面梁。本研究设计了两种工况:①悬

臂梁左端为固支边界,右端受到常规弯曲疲劳载荷作用;②悬臂梁左端受到基础振动疲劳载荷作用,且悬臂梁右端有配重W。

由于图2中的悬臂梁本质上是缺口件,在R过渡区存在应力集中,两种工况下疲劳危险部位都出现在过渡区。常规弯曲载荷作用下危险部位的应力为 σ_w ,基础振动载荷作用下危险部位的应力均方根值为 σ_{RMS} 。本研究主要讨论金属材料振动疲劳分析的S-N曲线,在不影响结论的情况下采用过渡区危险部位的应力 σ_w 表征材料应力,故常规疲劳S-N曲线和振动疲劳S-N曲线分别用函数 $N(\sigma_w)$ 和 $N(\sigma_{RMS})$ 描述。

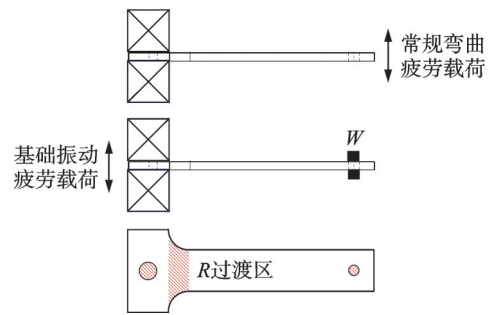


图2 悬臂梁承受常规弯曲和基础振动疲劳载荷的情况

Fig.2 Cantilever beam under conventional bending and basic vibration fatigue loads

振动疲劳试验中,单频谐振激励在技术上很难实现,这是因为试验件的固有频率在试验中不能被精准锁定,故一般采用1/3倍频进行窄带振动疲劳试验。悬臂梁危险部位随机应力的幅值可采用Rayleigh分布近似描述为

$$p(\sigma, \sigma_{RMS}) = \frac{\sigma}{\sigma_{RMS}^2} \exp\left(-\frac{\sigma^2}{2\sigma_{RMS}^2}\right) \quad (1)$$

本研究采用三参数形式描述材料在常规弯曲疲劳载荷作用下的S-N曲线^[21],其表达式为

$$\lg N = a + b \lg(\sigma_w - \sigma_{we}) \quad (2)$$

其中:a、b为材料常数; σ_{we} 为材料的疲劳极限。

基于Miner线性累积损伤理论,振动疲劳寿命的计算表达式^[1]为

$$N = v_p T = \frac{1}{\int_0^\infty \frac{p(\sigma, \sigma_{RMS})}{N(\sigma)} d\sigma} \quad (3)$$

其中:N为振动疲劳寿命的等效循环次数;T为振动疲劳失效时间; v_p 为危险部位随机应力的单位时间峰值数。

v_p 的表达式为

$$v_p = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{m_4}{m_2}} \quad (4)$$

其中： m_2 、 m_4 分别为危险部位随机应力的2阶和4阶谱矩。

由于式(2)和式(3)中的寿命 N 相同,故可得

$$10^{[a+b\lg(\sigma_w-\sigma_{we})]} = \frac{1}{\int_0^\infty \frac{p(\sigma, \sigma_{RMS})}{N(\sigma)} d\sigma} \quad (5)$$

式(5)建立了常规疲劳与振动疲劳 $S-N$ 曲线中的应力参量 σ_w 与 σ_{RMS} 之间的关系。

2 悬臂梁危险点的应力/应变分析

2.1 悬臂梁有限元数值分析模型

悬臂梁的材料为2A12铝合金,其弹性模量为68 GPa,泊松比为0.32,密度为2 780 kg/m³。悬臂梁的几何模型如图3所示。其厚度为4 mm,长度为120 mm,左端长度为20 mm的区域为夹持段,左端直径为8.2 mm的孔用于将悬臂梁固定于振动台,右侧直径为5.2 mm的孔用于安装质量为200 g的配重块。配重块材料为304不锈钢,其弹性模量为193 GPa,泊松比为0.3,密度为7 930 kg/m³。

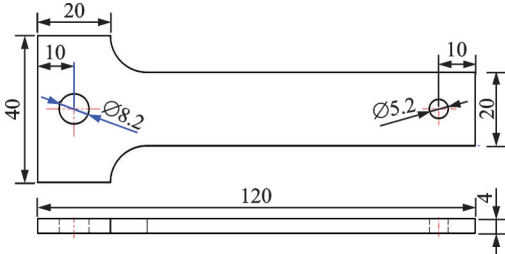


图3 悬臂梁的几何模型(单位: mm)

Fig.3 Geometric model of cantilever beam (unit: mm)

本研究建立了悬臂梁随机振动有限元数值分析模型,整个模型采用实体单元进行离散。试验件的数值模型如图4所示。因为几何模型左端长度为20 mm的区域固定于振动台,因此有限元模型左端从圆弧过渡段开始。试件右侧的配重块安装孔对结

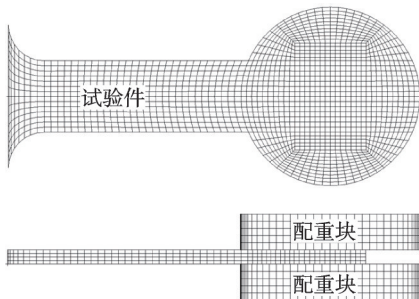


图4 试验件的数值模型

Fig.4 Numerical model of cantilever beam

果分析的影响很小,故在分析时不考虑该安装孔。

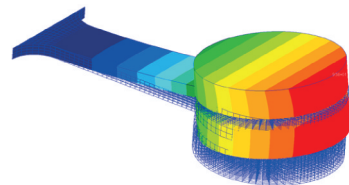
2.2 模态分析

采用Nastran软件进行了悬臂梁的模态分析,获得前3阶固有频率和振型。悬臂梁的固有频率见表1。其中,1阶固有频率试验值为61.526 Hz,与计算值非常吻合,验证了有限元模型的准确性。悬臂梁的前3阶振型如图5所示,分别为面外弯曲、面内弯曲和扭转阵型。基于悬臂梁的1阶固有频率和频率响应曲线,通过半功率带宽法获得阻尼比 ξ 为0.028 1。

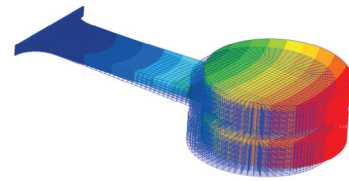
表1 悬臂梁的固有频率

Tab.1 Natural frequencies of cantilever beam

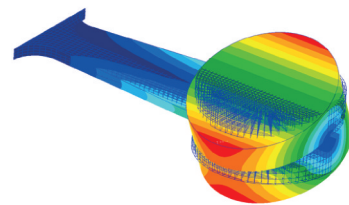
阶数	试验值/Hz	计算值/Hz	相对误差/%
1	61.526	61.816	0.471
2	—	307.234	—
3	—	321.251	—



(a) 第1阶
(a) First 1 order



(b) 第2阶
(b) Second order



(c) 第3阶
(c) Third order

图5 悬臂梁的前3阶振型

Fig.5 First three modes of cantilever beam

2.3 振动载荷下危险点的应力

在悬臂梁的左端施加沿板厚度方向的加速度基础激励,其功率谱密度函数如图6所示。该函数本质是限带白噪声,激励水平为 m 。带宽是以1阶固有频率61.53 Hz为中心频率的1/3倍频程,其对应的频率范围为55.070~69.384 Hz,该范围远离2阶

固有频率,此时的加速度基础激励将激发悬臂梁的 1 阶固有振型,即面外弯曲振型。

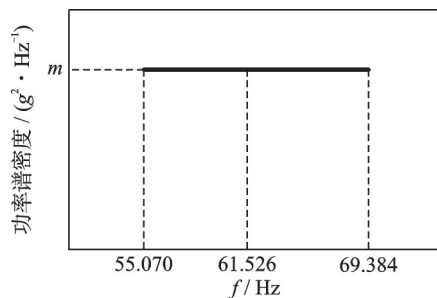


图 6 加速度基础激励的功率谱密度函数

Fig.6 Power spectrum density function of acceleration base excitation

通过有限元分析获得了悬臂梁的 Mises 应力均方根值,如图 7 所示。由图可知,危险点位于圆弧过渡区的 A 点。在振动疲劳试验中通过应变片测量值反推得到应力,由于直接在 A 点粘贴应变片会影响疲劳裂纹的观察,故在悬臂梁圆弧过渡区中线处的 B 点粘贴应变片。应变片粘贴位置如图 8 所示。由于 B 点附近的应力梯度很小,因此用应变片采集得到的栅丝区域平均应变响应表征该点的应变响应是合理的。为了获得危险点的应力,需要通过有限元分析建立应变片粘贴处 B 点和圆弧过渡区 A 点之间的应力关系。

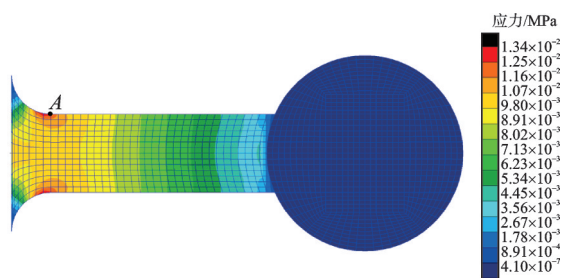


图 7 Mises 应力均方根值

Fig.7 Root-mean-square of Mises stress

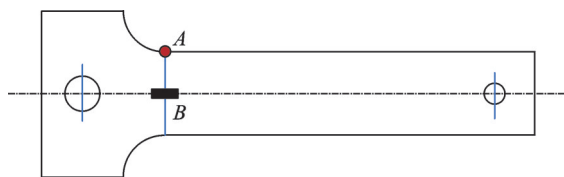


图 8 应变片粘贴位置

Fig.8 Position of strain gauge

调整图 6 中限带白噪声的激励水平,其功率谱密度函数值的范围为 0.06~0.5 g^2/Hz 。不同振动激励水平下应变片粘贴处 B 点的应变响应为 $\epsilon_{RMS,B}$,应力响应为 $\sigma_{RMS,B}$;圆弧过渡区 A 点的应变响应为

$\epsilon_{RMS,A}$,应力响应为 $\sigma_{RMS,A}$ 。不同激励水平下 A、B 两点的动态响应见表 2。表中还给出了随机振动试验测得的 B 点应变响应和经过反推得到的对应的应力响应。

表 2 不同激励水平下 A、B 两点的动态响应

Tab.2 Dynamic responses at points A and B under different excitation levels

激励水平 / ($g^2 \cdot Hz^{-1}$)	试验结果		计算结果			
	$\epsilon_{RMS,B} /$ $\mu\epsilon$	$\sigma_{RMS,B} /$ MPa	$\epsilon_{RMS,B} /$ $\mu\epsilon$	$\sigma_{RMS,B} /$ MPa	$\sigma_{RMS,A} /$ MPa	$\sigma_{RMS,A} /$ $\sigma_{RMS,B}$
0.06	573.05	38.97	561.76	38.2	50.9	1.33
0.10	702.00	47.74	726.47	49.4	65.7	1.33
0.20	985.62	67.02	1 026.47	69.8	92.9	1.33
0.30	1 247.94	84.86	1 257.35	85.5	114.0	1.33
0.50	1 645.78	111.91	1 617.59	110.2	147.0	1.33

$\sigma_{RMS,B}$ 和 $\epsilon_{RMS,B}$ 的试验结果与计算结果吻合良好,相对误差均控制在 4.5% 以内,验证了有限元模型的合理性和计算精度。此外,不同激励水平下 A 点和 B 点应力响应计算结果的比值 $\sigma_{RMS,A} / \sigma_{RMS,B}$ 为 1.33,据此建立了两点之间的应力关系。在后续处理振动疲劳试验数据时,可通过试验测得的 B 点应力响应 $\sigma_{RMS,B}$ 获得危险点的应力响应 $\sigma_{RMS,A}$ 。

2.4 振动载荷下危险点的随机应力分布

不同激励水平下危险点 Mises 应力功率谱密度函数如图 9 所示。通过悬臂梁随机振动响应分析,可计算其 2 阶、4 阶谱矩 m_2 和 m_4 ,代入式(4)即可获得单位时间峰值数 v_p 。将表 2 中的危险点应力响应 $\sigma_{RMS,A}$ 代入式(1),可得到 Rayleigh 分布描述的不同激励水平下危险点应力幅值的概率密度函数,如图 10 所示。

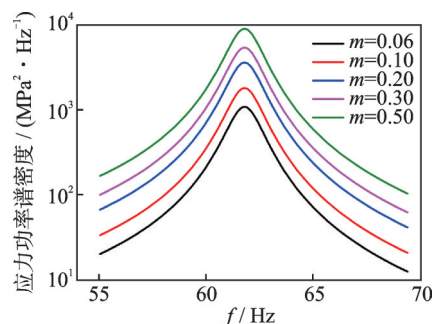


图 9 不同激励水平下危险点 Mises 应力功率谱密度函数

Fig.9 Power spectral density function of Mises stress at danger point under different excitation levels

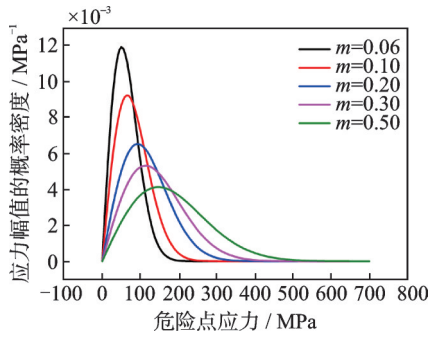


图 10 不同激励水平下危险点应力幅值的概率密度函数
Fig.10 Probability density function of stress amplitude at danger point under different excitation levels

2.5 常规弯曲载荷下危险点的应力

本研究建立了常规弯曲载荷下的悬臂梁有限元数值模型(无配重块),梁右端载荷大小为 160 N,分析获得了悬臂梁的 Mises 应力云图。常规弯曲载荷下的 Mises 应力如图 11 所示。试验件在常规弯曲载荷和振动作用下的危险点一致,表明两种载荷形式产生的破坏在物理层面相同。在常规弯曲载荷下,A 点和 B 点 Mises 应力的比值都为 1.33,可用于处理常规弯曲疲劳试验数据。

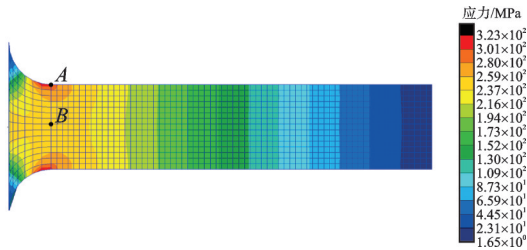


图 11 常规弯曲载荷下的 Mises 应力
Fig.11 Mises stress distribution under conventional bending load

3 疲劳试验

3.1 常规弯曲疲劳试验

采用 MTS 370 疲劳试验机进行悬臂梁常规弯曲疲劳试验,如图 12 所示。试验载荷为对称常幅疲劳载荷,通过应变片测量值反推得到危险点处的应力,并以悬臂梁试验件出现 1 mm 长度裂纹时对应的循环次数作为疲劳裂纹形成寿命。

常规疲劳试验结果见表 3,共有 22 个有效数据。由应变片测得 B 点的实测应变,经胡克定律计算得到对应的应力,根据 2.5 节的计算结果将 B 点应力放大 1.33 倍,即可获得危险点(A 点)的应力。典型常规疲劳试验件裂纹萌生位置及扩展路径如图 13 所示。试验件均在圆弧过渡段起裂,与仿真结果一致。

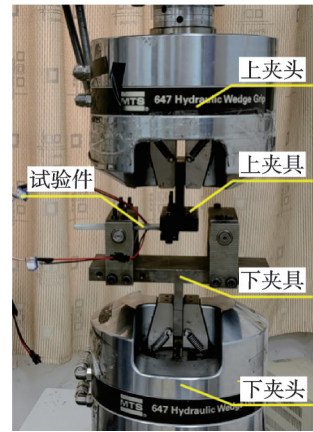


图 12 悬臂梁常规弯曲疲劳试验
Fig.12 Conventional bending fatigue test of cantilever beam

表 3 常规疲劳试验结果
Tab.3 Conventional fatigue test results

试件编号	B 点实测应变/ $\mu\epsilon$	B 点计算应力/MPa	危险点应力/MPa	寿命次数
1	6 712.55	456.45	608.45	3 564
2	3 418.07	232.43	309.83	53 414
3	3 031.59	206.15	274.80	15 602
4	3 146.18	213.94	285.18	13 470
5	3 309.90	225.07	300.02	27 799
6	3 170.50	215.59	287.39	41 384
7	7 001.54	476.10	634.65	705
8	5 869.55	399.13	532.04	3 896
9	5 765.12	392.02	522.56	1 548
10	3 847.62	261.64	348.76	26 268
11	2 845.31	193.48	257.91	98 632
12	3 047.88	207.26	276.27	53 464
13	2 488.58	169.22	225.57	133 798
14	1 484.70	100.96	134.58	768 301
15	1 512.92	102.88	137.14	731 887
16	1 197.96	81.46	108.59	1 046 661
17	5 330.17	362.45	483.15	7 815
18	4 118.85	280.08	373.35	18 235
19	7 243.56	492.56	656.59	1 554
20	1 778.98	120.97	161.25	300 317
21	1 926.92	131.03	174.66	146 082
22	1 489.61	101.29	135.02	834 216

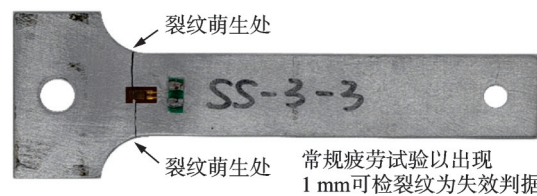


图 13 典型常规疲劳试验件裂纹萌生位置及扩展路径
Fig.13 Crack initiation position and propagation path of typical conventional fatigue test specimens

3.2 振动疲劳试验

采用振动台对试验件施加加速度基础激励,进行悬臂梁振动疲劳试验,如图 14 所示。试验件施加 9 种不同激励水平的限带白噪声, B 点的应变响应 $\epsilon_{RMS,B}$ 由试验测得,经胡克定律计算得到对应的应力 $\sigma_{RMS,B}$,再根据 2.3 节的计算结果将 B 点应力放大 1.33 倍,即可获得危险点(A 点)的应力 $\sigma_{RMS,A}$ 。试验件出现 1 mm 长度裂纹时对应的时间 T 为疲劳裂纹形成寿命,失效判据与常规疲劳试验一致,由式(3)计算等效循环次数。

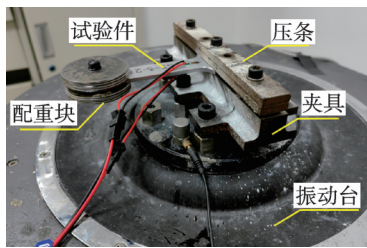


图 14 悬臂梁振动疲劳试验

Fig.14 Vibration fatigue test of cantilever beam

振动疲劳试验结果见表 4,共有 27 个有效数据。其中,危险点的应力响应 $\sigma_{RMS,A}$ 有以下两种情况:
 ①当激励水平 $m \leq 0.5 g^2/Hz$ 时,应变片在整个振动疲劳试验期完好,其应力由应变测量值换算得到;
 ②当激励水平 $m \geq 0.6 g^2/Hz$ 时,应变片在振动疲劳试验期间失效,其应力由随机振动数值分析获得。典型振动疲劳试验件裂纹萌生位置如图 15 所示。试验件均在圆弧过渡段起裂,与仿真结果一致。

4 分析与讨论

4.1 常规 S-N 曲线和振动 S-N 曲线的区别

采用最小二乘法对表 3、4 的试验数据进行了三参数 S-N 曲线拟合,两种 S-N 曲线如图 16 所示。由图可知,常规弯曲疲劳 S-N 曲线和随机振动疲劳 S-N 曲线并不重合,且常规 S-N 曲线始终位于振动 S-N 曲线的上方,即在相同的疲劳循环数下,常规弯曲疲劳应力大于振动疲劳应力均方根值。两种 S-N 曲线的函数表达式为

$$\begin{cases} \lg N_1 = 11.3929 - 2.9220 \lg(\sigma_w - 56.1647) \\ \lg N_2 = 9.0538 - 2.1843 \lg(\sigma_{RMS} - 38.7105) \end{cases} \quad (6)$$

4.2 常规 S-N 曲线和振动 S-N 曲线的联系

将式(6)中的常规弯曲疲劳 S-N 曲线数值代入式(5),通过计算,可得到相同疲劳寿命下危险

表 4 振动疲劳试验结果

Tab.4 Vibration fatigue test results

序号	激励水平/($g^2 \cdot Hz^{-1}$)	$\sigma_{RMS,A}/MPa$	寿命次数
1		51.94	2 054 484
2	0.06	56.00	1 443 528
3		54.84	2 140 860
4		61.77	1 137 836
5	0.10	63.63	1 161 784
6		59.69	1 119 586
7		97.86	224 872
8	0.20	106.98	267 876
9		89.34	192 456
10		104.32	113 694
11	0.30	87.33	202 791
12		113.11	110 595
13		138.25	102 223
14	0.50	136.72	174 611
15		149.18	56 083
16		134.77	85 475
17	0.60	161.00	45 140
18		161.00	38 893
19		208.00	15 196
20	1.00	208.00	14 327
21		208.00	10 821
22		228.00	9 533
23	1.20	228.00	12 027
24		228.00	8 052
25		294.00	4 219
26	2.00	294.00	2 892
27		294.00	2 715

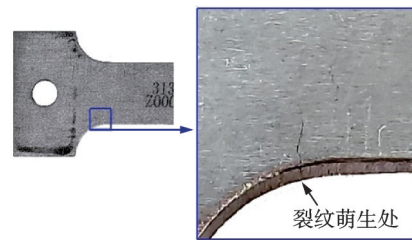


图 15 典型振动疲劳试验件裂纹萌生位置

Fig.15 Crack initiation position of typical vibration fatigue test specimens

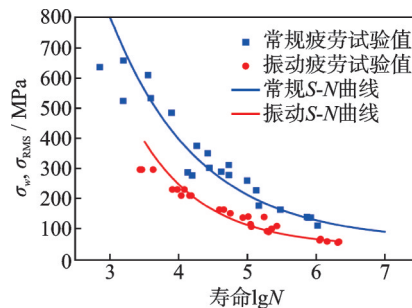


图 16 两种 S-N 曲线

Fig.16 Two S-N curves

点处 σ_w 和 σ_{RMS} 之间的关系,如图 17 所示。由图可知: σ_w 和 σ_{RMS} 之间呈现出良好的线性关系,但该关系曲线无法由式(5)给出显式表达式,只能通过计算多个数据点进行拟合;相同寿命下常规弯曲疲劳应力大于振动疲劳应力均方根值,这与 4.1 节的结论是一致的。

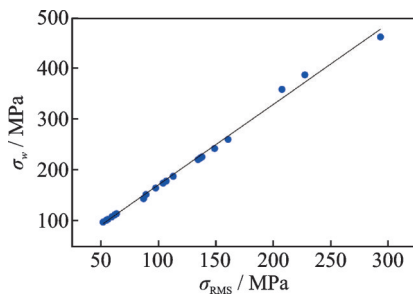


图 17 危险点处 σ_w 和 σ_{RMS} 之间的关系

Fig.17 Relationship between σ_w and σ_{RMS} at danger point

根据图 17 中的关系,将表 4 中的 $\sigma_{RMS,A}$ 数据转化为等寿命时对应的 σ_w ,重新绘制图 16 得到两种 S-N 曲线的统一性,如图 18 所示。

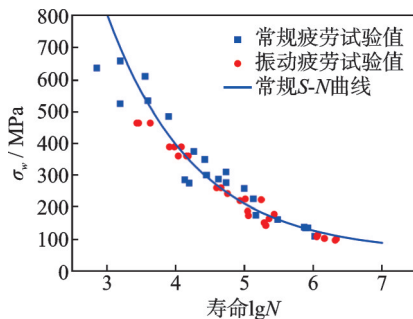


图 18 两种 S-N 曲线的统一性

Fig.18 Uniformity of two S-N curves

图 18 反映出在等损伤的情况下,常规弯曲疲劳试验数据和振动疲劳试验数据融合在一起;图 16 反映出不同损伤参量对应的不同 S-N 曲线。这是从不同角度描述了材料相同的疲劳性能,常规疲劳 S-N 曲线和振动疲劳 S-N 曲线均可用于结构振动疲劳寿命分析,其在本质上是相同的。

4.3 常规 S-N 曲线和振动 S-N 曲线的应用场合

当前,结构振动疲劳寿命分析方法的本质是名义应力法,控制参量名义应力的取法不同,所采用的材料疲劳性能曲线也不同。采用传统名义应力作为控制参量时,其对应的材料疲劳性能曲线为常规 S-N 曲线;采用应力均方根值作为控制参量时,其对应的材料疲劳性能曲线为振动 S-N 曲线。两种 S-N 曲线的应用场合如图 19 所示。基于两种 S-N 曲线

的寿命分析流程进行结构动力学分析,获得危险点及其动态应力响应,并根据材料的 S-N 曲线和疲劳累积损伤理论进行寿命预测。

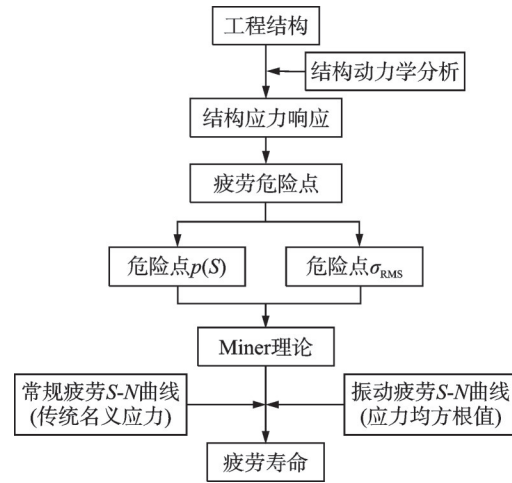


图 19 两种 S-N 曲线的应用场合

Fig.19 Application of two S-N curves

5 结论

1) 相同应力-寿命坐标系下的常规疲劳 S-N 曲线位于振动疲劳 S-N 曲线的上方,两者并不重合,但可以通过等损伤建立起两种 S-N 曲线之间的联系。

2) 常规疲劳 S-N 曲线和振动疲劳 S-N 曲线从不同角度描述了材料相同的疲劳性能,均可用于结构振动疲劳寿命分析,其在本质上是相同的。

3) 不同损伤参量对应不同的 S-N 曲线,常规 S-N 曲线采用传统名义应力作为控制参量,振动 S-N 曲线采用应力均方根值作为控制参量。

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: 348-374.
- [2] 刘小川, 马君峰, 白春玉, 等. 航空结构动力学研究的进展与展望[J]. 应用力学学报, 2022, 39(3): 409-436. LIU Xiaochuan, MA Junfeng, BAI Chunyu, et al. Progress and prospect of aviation structural dynamics research[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2022, 39(3): 409-436.(in Chinese)
- [3] 张钊, 张万玉, 胡亚琪. 飞机结构振动疲劳分析研究进展[J]. 航空计算技术, 2012, 42(2): 60-64, 68. ZHANG Zhao, ZHANG Wanyu, HU Yaqi. Development of aircraft structure vibration fatigue life study[J]. Aeronautical Computing Technique, 2012, 42(2): 60-64, 68.(in Chinese)
- [4] FRÝBA L. Estimation of fatigue life of railway bridges

- under traffic loads[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1980, 70(4): 527-541.
- [5] VEERS P S. Blade fatigue life assessment with application to VAWTs[J]. *Journal of Solar Energy Engineering*, 1982, 104(2): 106-111.
- [6] FORD D M. Calculation of random vibration fatigue life from finite element model calculations[J]. *Journal of Materials & Manufacturing*, 1994, 103: 127-133.
- [7] 黄超广, 唐长红. 正弦激励载荷作用下结构的疲劳寿命估算方法研究[C]//第三届全球华人航空科技研讨会. 西安: 中国航空学会, 2005: 19-23.
- [8] 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): 489-492.
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): 489-492.(in Chinese)
- [9] AYKAN M, ÇELIK M. Vibration fatigue analysis and multi-axial effect in testing of aerospace structures [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2009, 23(3): 897-907.
- [10] 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): 2036-2041.
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): 2036-2041.(in Chinese)
- [11] RINGEVAL A, HUANG Y. Random vibration fatigue analysis with LS-DYNA®[C]//Proceedings of the 12th International LS-DYNA Conference. Livermore, United States: LS-DYNA, 2012: 3-5.
- [12] KONG Y S, ABDULLAH S, SCHRAMM D, et al. Vibration fatigue analysis of carbon steel coil spring under various road excitations[J]. *Metals*, 2018, 8(8): 617.
- [13] PRASAD S R, SEKHAR A S. Life estimation of shafts using vibration based fatigue analysis[J]. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2018, 32(9): 4071-4078.
- [14] 华一畅, 姚卫星, 黄杰. 连接件振动疲劳寿命分析的应力严重系数法[J]. *振动、测试与诊断*, 2023, 43(2): 349-354.
HUA Yichang, YAO Weixing, HUANG Jie. Stress severity factor method for vibration fatigue life analysis of connectors [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2023, 43(2): 349-354.(in Chinese)
- [15] SUN J C, LI P, SUSMEL L. The theory of critical distances for random vibration fatigue life analysis of notched specimens[J]. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, 2023, 46(10): 3610-3621.
- [16] 姚起杭, 姚军. 结构振动疲劳问题的特点与分析方法[J]. *机械科学与技术*, 2000(增刊1): 56-58.
YAO Qihang, YAO Jun. The behavior and analysis of structure vibration fatigue[J]. *Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering*, 2000(S1): 56-58.(in Chinese)
- [17] 祁喜全, 王岩松, 郭辉, 等. 振动载荷下薄板疲劳寿命预测[J]. *机械强度*, 2019, 41(6): 1499-1503.
QI Xiquan, WANG Yansong, GUO Hui, et al. Fatigue life prediction of thin plate considering vibration loading[J]. *Journal of Mechanical Strength*, 2019, 41(6): 1499-1503.(in Chinese)
- [18] 陈辉. 硬涂层阻尼叶片振动疲劳特性研究[D]. 大连: 大连理工大学, 2019.
- [19] 周韶泽, 郭硕, 陈秉智, 等. 焊接结构超高周疲劳主S-N曲线拟合及寿命预测方法[J]. *焊接学报*, 2022, 43(5): 76-82.
ZHOU Shaoze, GUO Shuo, CHEN Bingzhi, et al. Master S-N curve fitting and life prediction method for very high cycle fatigue of welded structures[J]. *Transactions of the China Welding Institution*, 2022, 43(5): 76-82.(in Chinese)
- [20] 操瑞志, 刘景光, 陈寅, 等. 民用飞机副翼舱结构振动疲劳寿命预计[J]. *民用飞机设计与研究*, 2022(2): 52-56.
CAO Ruizhi, LIU Jingguang, CHEN Yin, et al. Vibration fatigue life prediction of aileron cabin structure for civil aircraft[J]. *Civil Aircraft Design and Research*, 2022(2): 52-56.(in Chinese)
- [21] 吴学仁. 飞机结构金属材料力学性能手册[M]. 北京: 航空工业出版社, 1996: 285-290.



第一作者简介:姚卫星,男,1957年1月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为飞行器综合设计技术
E-mail:wxyao@nuaa.edu.cn

通信作者简介:黄杰,男,1989年4月生,博士、副研究员。主要研究方向为高超声速飞行器防热技术和结构振动疲劳寿命分析技术。
E-mail:jiehuangxyz@163.com