

折叠翼机构随机振动疲劳分析

doi:10.20269/j.cnki.1674-7100.2025.3007

唐明明¹ 邱梓潼¹

唐嘉昌¹ 刘涛¹

雷豹² 姚齐水¹

1. 湖南工业大学

机械工程学院

湖南 株洲 412007

2. 中国运载火箭技术研究院

北京 100076

摘要: 为预防折叠翼机构疲劳失效, 对某航天用新型折叠翼机构进行随机振动疲劳分析。首先, 基于三区间法简化随机振动疲劳损伤; 然后, 对折叠翼机构进行模态分析, 得到其固有频率, 并采用模态叠加法对其进行频率响应分析和随机振动分析, 获得特定振动条件下疲劳高风险区域的动态响应, 得到损伤位置易发生共振的频率; 最后, 对折叠翼机构进行数值计算, 验证其是否会发生疲劳损伤。结果表明: 在以 x 、 y 、 z 任何一个方向的极限随机振动试验疲劳损伤均小于 1, 这表明折叠翼机构不会发生疲劳损伤。

关键词: 折叠翼机构; 随机振动; 模态分析; 疲劳损伤

中图分类号: TB114.3; V214.1

文献标志码: A

文章编号: 1674-7100(2025)03-0055-07

引文格式: 唐明明, 邱梓潼, 唐嘉昌, 等. 折叠翼机构随机振动疲劳分析 [J]. 包装学报, 2025, 17(3): 55-61.

1 研究背景

在航空航天领域, 折叠翼具有多种变形方式^[1], 大多数结构通常承受持续且复杂的随机振动, 易发生共振现象, 引发振动疲劳, 最终可能导致结构断裂或失效。航空发动机的叶片失效中, 约有 20% 是由振动疲劳导致的^[2]。振动引起的疲劳失效问题, 已经成为疲劳研究领域的焦点。

目前主要通过试验和数值仿真两种方式评估结构的振动疲劳寿命。早期试验通常采用正弦波输入, 并结合雨流计数法和疲劳损伤累积准则来预测结构的振动寿命。李记威等^[3]研究了飞行过程中发动机的振动特性, 重点分析了其在挂飞状态下的振动行为, 并进一步探讨了该状态下发动机的振动疲劳寿命。沙云东等^[4]研究了不同环境因素下轴向动应力的响应, 以预测涡轮转子叶片的疲劳寿命。慕琴琴等^[5]估算了某

发动机的薄壁盘类零件的疲劳寿命。陈辉等^[6]计算了悬臂薄壁梁硬涂层处理前后的模态和谐响应, 并通过频域分析法预测疲劳寿命。瞿绍奇等^[7]对飞行器径向连接螺栓在随机振动环境中的振动疲劳寿命进行了评估。王增等^[8]针对伺服机构导管根部的疲劳裂纹问题展开研究, 构建了导管的振动力学模型, 并对其振动响应进行了分析, 获得了振动疲劳失效的数据。张龙等^[9]利用电磁振动测试平台和电涡流位移传感器, 研究了钛合金叶片的振动疲劳特性。沈民民等^[10]以分布式连接结构为研究对象, 计算了不同工况下的振动疲劳寿命, 评估了其耐久性。卢钢等^[11]用频谱分析方法对新能源汽车电机控制器的失效原因进行深入分析, 并针对识别出的失效问题, 设计了相应的优化方案, 通过倍频程准则对结构模态进行优化, 避免振动耦合现象, 同时增加阻尼, 以有效降低振动响应的峰值。Luo Z. B. 等^[12]研究了载

收稿日期: 2025-03-11

基金项目: 国家自然科学基金(企业发展联合)基金重点资助项目(U20B2028)

作者简介: 唐明明, 男, 硕士生, 主要研究方向为运载装备、关键件设计理论及应用, E-mail: 18373337327@163.com

通信作者: 姚齐水, 男, 教授, 博士, 主要从事运载装备、关键件设计理论及应用研究, E-mail: yaoqishui@126.com

荷相关性对结构振动疲劳损伤的影响。J. M. Barraza Contreras 等^[13]提出基于威布尔分布和非线性疲劳损伤模型的方法来建立振动疲劳损伤累积模型,并验证了模型的可靠性。Dong Z. Y. 等^[14]研究了钢丝支架局部开裂现象,揭示了在随机振动激励下结构失效的原因。Sun J. C. 等^[15]通过有限元仿真,得到载荷激励下临界距离处的响应 Mises 应力功率谱,计算了该位置处应力幅值的概率密度分布,并通过母材 S-N 曲线预测疲劳寿命。Wang M.^[16]使用 Workbench 提取叶轮预应力-结构模态,通过随机振动响应分析得到叶轮应力,并采用 Palmgren-Miner 规则和 Dirlik 疲劳计算方法计算疲劳损伤。

虽然针对振动疲劳分析已有一定的研究,且主要集中在对结构振动疲劳的寿命预测,但是对折叠翼机构在挂飞状态下的随机振动疲劳分析及频率带宽内结构动态响应的研究较少。此外,大部分振动疲劳分析未考虑结构模态振型与振动疲劳损伤之间的关系,以及未考虑给定条件下的频率响应。基于上述问题,本研究对折叠翼机构进行模态分析,得到其固有频率,采用模态叠加法分析频率响应和随机振动疲劳,随后对折叠翼机构进行数值计算,分析其疲劳损伤。

2 随机振动疲劳损伤分析方法

2.1 随机振动疲劳损伤的一般表达形式

假设实际测得的应力-时间曲线是一个典型的真实随机过程, $G(f)$ 为频率处的单边功率谱密度(PSD),则平稳高斯过程应力峰值(s)的概率密度函数为

$$p(s) = \frac{1}{\sigma} \sqrt{\frac{1-\alpha}{2\pi}} \exp\left[-\frac{s^2}{2\sigma^2(1-\alpha)}\right] + \frac{s\sqrt{\alpha}}{2\sigma^2} \left\{ 1 + F\left[\frac{s}{\sigma} \sqrt{\frac{\alpha}{2(1-\alpha)}}\right] \right\} \exp\left(-\frac{s^2}{2\sigma^2}\right), \quad (1)$$

式中: $\sigma = \sqrt{\int_0^\infty G(f)df}$, 表示标准差;

$\alpha = \int_0^\infty f^2 G(f)df / \sigma \sqrt{\int_0^\infty f^4 G(f)df}$, 表示随机载荷不规则因子;

$$F(x) = \int_0^x \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \exp(-y^2/2) dy, \text{ 表示误差函数。}$$

记 $G(f)$ 的 n 阶惯性矩 m_n 为

$$m_n = \int f^n G(f) df, \quad (2)$$

在高斯过程中,随机应力以正斜率通过均值(μ)的平均频率为

$$f_\mu^+ = \sqrt{m_2/m_0}, \quad (3)$$

随机应力的峰值出现频率为

$$f_a = \sqrt{m_4/m_2}, \quad (4)$$

则 α 可简写为

$$\alpha = f_\mu^+ / f_a = m_2 / \sqrt{m_0 m_4}. \quad (5)$$

式(5)用于描述随机应力过程在时间历程上的规律性。当 $\alpha=0$ 时,该过程具有高度不规则性,可视为一种白噪声随机过程;当 $\alpha=1$ 时,即 $f_\mu^+ = f_a$,在随机应力过程中,每当出现峰值后,通常会紧随一个低于均值的谷值,从而形成类似正弦波的周期性波动,呈现一定的规律性,与理想的窄带随机过程类似。基于随机过程理论,可以推断应力峰值符合窄带高斯过程特性,并且其振幅分布遵循 Rayleigh 分布规律。当 $\alpha=1$ 时,式(1)可简化为

$$p(s) = \frac{s}{\sigma^2} \exp\left(-\frac{s^2}{2\sigma^2}\right). \quad (6)$$

由式(3)~(6)可知,单位时间内随机应力的平均循环次数可记为 f_μ^+ ,在随机振动应力幅值 $[s, s+ds]$ 区间内,应力循环峰值出现的概率为 $p(s)ds$ 。设 $N(s)$ 为在恒定应力幅值 s 下材料发生破坏所需的应力循环次数,则每次应力幅值 s 循环所引起的损伤为 $1/N(s)$,而在单位时间内,应力幅值 s 的循环次数为 $f_\mu^+ p(s)ds$,其产生的损伤为

$$\Delta D = \frac{f_\mu^+ p(s) ds}{N(s)}. \quad (7)$$

在单位时间内,不同应力幅值所引起的总损伤(D)为

$$D = f_\mu^+ \int_0^\infty \frac{p(s)}{N(s)} ds. \quad (8)$$

2.2 基于三区间法的简化随机振动疲劳损伤

式(8)适用于一般情形下的随机振动疲劳损伤计算,且求解繁琐,不便于实际使用。本研究采用基于高斯分布和 Miner 准则的三区间法对式(8)进行简化。将整个应力区间按 $\pm\sigma$ 、 $\pm 2\sigma$ 、 $\pm 3\sigma$ 划分为 4 个区间,并依据高斯分布的概率密度函数计算各区间内的应力幅值出现概率,具体结果如表 1 所示。

表 1 各区间的应力情况

Table 1 Stress situation in each interval

应力区间	概率	频率 /Hz
$[-\sigma, \sigma]$	0.6827	$0.6827 f_{\mu}^{+}$
$[-2\sigma, -\sigma] \cup (\sigma, 2\sigma]$	0.2718	$0.2718 f_{\mu}^{+}$
$[-3\sigma, -2\sigma] \cup (2\sigma, 3\sigma]$	0.0428	$0.0428 f_{\mu}^{+}$
$(-\infty, -3\sigma) \cup (3\sigma, +\infty)$	0.0027	$0.0027 f_{\mu}^{+}$

由表 1 可知, 应力幅值落在 $[-3\sigma, 3\sigma]$ 区间之外的可能性只有 0.0027。故三区间法不考虑 $[-3\sigma, 3\sigma]$ 区间之外应力对损伤累积的影响, 单位时间内不同应力幅值造成的总损伤为

$$D = \frac{0.6827 f_{\mu}^{+}}{N_{\sigma}} + \frac{0.2718 f_{\mu}^{+}}{N_{2\sigma}} + \frac{0.0428 f_{\mu}^{+}}{N_{3\sigma}} \quad (9)$$

式中, N_{σ} 、 $N_{2\sigma}$ 、 $N_{3\sigma}$ 分别为材料 S-N 曲线上应力水平 σ 、 2σ 、 3σ 所对应的疲劳寿命。

为使后续的损伤计算与试验保持一致, 对式 (9) 进行修正, 将 $[-3\sigma, 3\sigma]$ 区间之外的应力对应的频率与 $[-3\sigma, -2\sigma] \cup (2\sigma, 3\sigma]$ 区间的和值作为 $[-3\sigma, -2\sigma] \cup (2\sigma, 3\sigma]$ 区间的频率, 即

$$D = \frac{0.6827 f_{\mu}^{+}}{N_{\sigma}} + \frac{0.2718 f_{\mu}^{+}}{N_{2\sigma}} + \frac{0.0455 f_{\mu}^{+}}{N_{3\sigma}} \quad (10)$$

当 $D > 1$ 时, 结构发生疲劳破坏。

3 结果与分析

3.1 折叠翼机构随机振动疲劳分析流程

ANSYS Workbench 软件中随机振动分析模块的分析流程如图 1 所示。运用 Solidworks 对折叠翼机构进行建模和装配, 并使用 Workbench 软件对折叠翼机构设置零件的材料属性、划分网格、施加约束条件, 通过模态分析获得各阶振型的谐振频率, 再施加功率谱密度进行随机振动分析, 找出折叠翼机构的危险点, 结合材料的 S-N 曲线和三区间法, 分析折叠翼机构的设计能否达到要求。将折叠翼机构的三维模型导入 Workbench 后, 为了加快求解速度、减少计算时间, 对螺栓、铆钉连接部分进行简化处理, 将螺栓、铆钉连接处视为固定连接。这与实际状况相差不大, 可以用于产品的初步设计。使用 Solidworks 建立的折叠翼机构三维模型, 如图 2 所示。折叠翼机构固定端施加固定约束, 与真实状态保持一致, 使用 8 节点缩减积分体单元 (C3D8R), 每个单元的

最小尺寸为 7 mm, 共计 336 213 个单元、117 230 个节点。折叠翼机构材料为铝合金, 密度 $\rho=2.77 \text{ g/cm}^3$, 弹性模量 $E=71 \text{ GPa}$, 泊松比 $\nu=0.33$, 屈服应力 $\sigma_{0.2}=280 \text{ MPa}$, 极限应力 $\sigma_b=310 \text{ MPa}$ 。

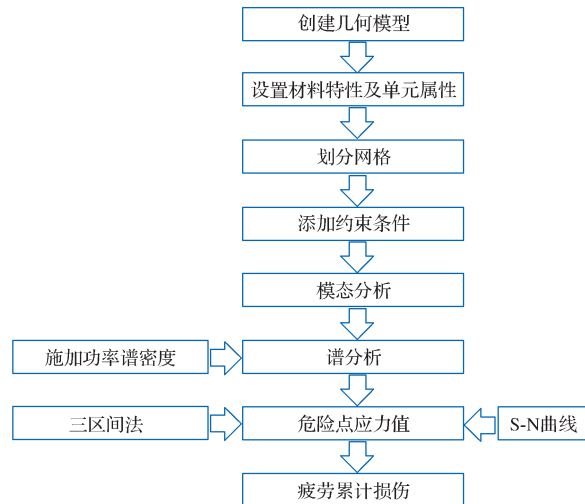


图 1 Workbench 仿真分析流程

Fig. 1 Workbench simulation analysis process

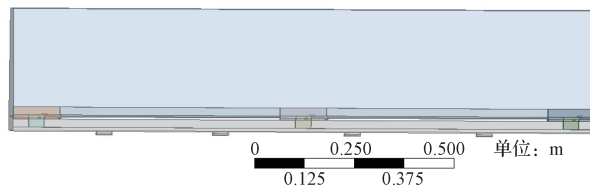


图 2 折叠翼机构三维模型

Fig. 2 3D model of folding wing mechanism

3.2 模态分析

通过分析折叠翼机构的固有振动特性, 如固有频率、阻尼比和模态振型, 评估其动态性能并进行优化。折叠翼机构的前 15 阶模态如图 3 所示。表 2 列出了折叠翼机构前 15 阶模态的固有频率及在 3 个平动方向上的模态有效质量。 x 向前 15 阶模态有效质量占折叠翼机构总质量的 97.12%, y 向前 15 阶模态有效质量占折叠翼机构总质量的 98.45%, z 向前 15 阶模态有效质量占折叠翼机构总质量的 99.77%。因此, 采用前 15 阶模态进行折叠翼机构随机振动疲劳分析是合理的。

3.3 折叠翼机构的随机振动疲劳分析

挂飞振动属于典型的随机振动, 其主要特点是振动随着时间的推移呈现随机变化, 无法用明确的时间函数进行描述, 通常借助统计量平均值来表示。功率谱密度是频域分析的最主要数字特征, 体现了频域范

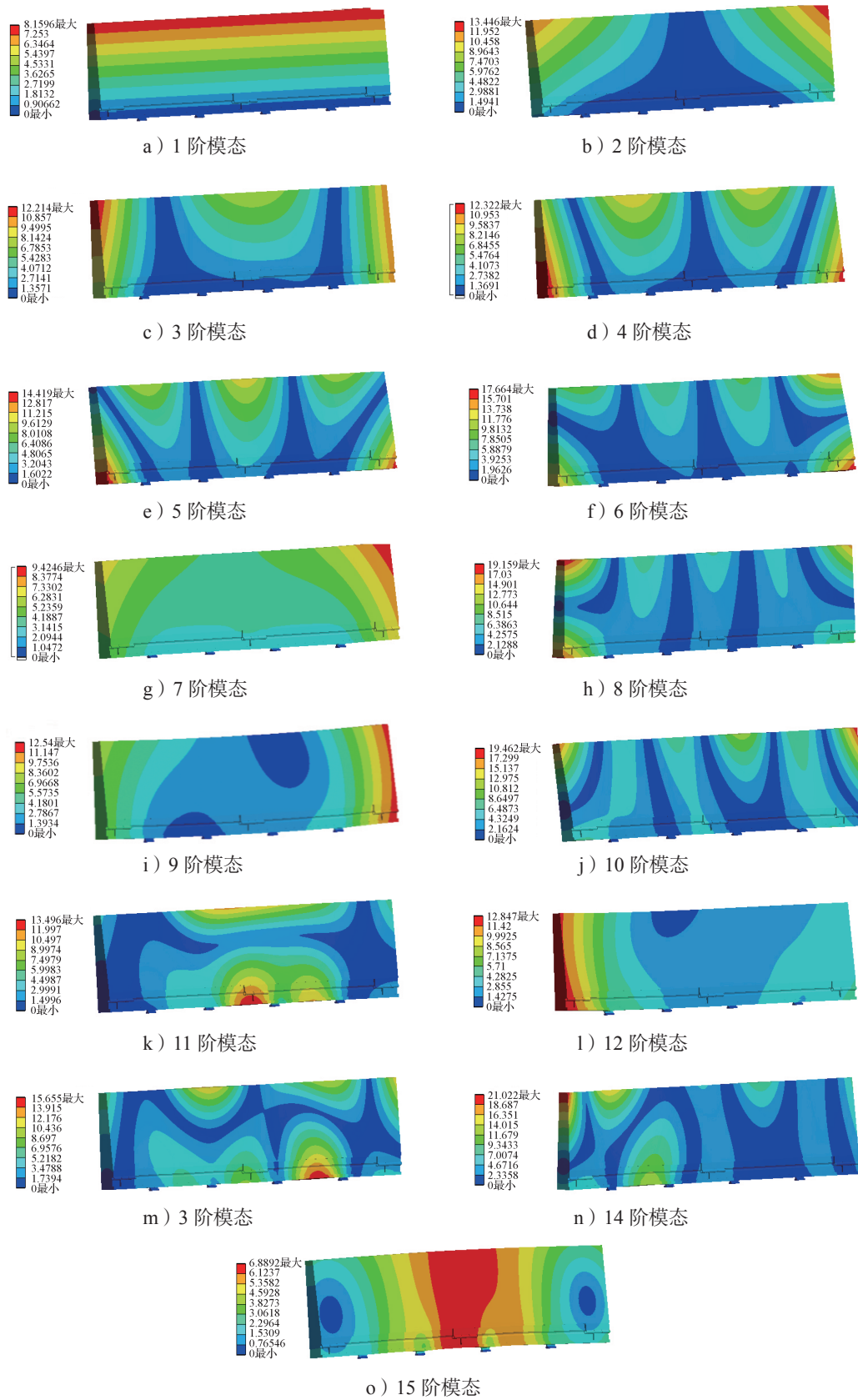


图 3 折叠翼机构各阶模态振型

Fig. 3 Modal vibration shapes of folding wing mechanism

表 2 模态分析结果

Table 2 Modal analysis results

模态	频率 /Hz	有效质量占比 /%		
		x	y	z
1 阶	17.729	73.41	0	0
2 阶	123.830	0	0	0
3 阶	203.240	1.44	0	0
4 阶	309.900	0	0	0
5 阶	492.870	2.56	0	0
6 阶	691.460	0.20	0	0.20
7 阶	729.750	0	1.00	65.14
8 阶	825.350	5.31	0	0
9 阶	957.630	0	27.94	12.20
10 阶	1015.300	0	0	0
11 阶	1086.900	14.00	0	0
12 阶	1109.100	0	5.51	22.23
13 阶	1171.500	0.20	0	0
14 阶	1310.200	0	0	0
15 阶	1382.400	0	64.00	0

围内随机信号的统计特性。根据 GJB 150.16A—2009 《军用装备实验室环境试验方法 第 16 部分: 振动试验》中机载外挂挂飞振动试验条件及计算公式, 得出折叠翼机构的挂飞振动环境功率谱密度, 如图 4 所示^[17]。图中, $W_1=0.0160 \text{ g}^2/\text{Hz}$, $W_2=0.0768 \text{ g}^2/\text{Hz}$, $f_1=500 \text{ Hz}$, $f_2=1500 \text{ Hz}$ 。

用 Workbench 软件中谱分析功能计算折叠翼机构在随机振动下的响应。分别对折叠翼机构施加轴向(x)和两个径向(y 、 z)的功率谱激励, 进行 3 个方向的随机振动分析。缩放因子为 σ 时, 位移和等效应力的最大响应值, 如表 3 所示。

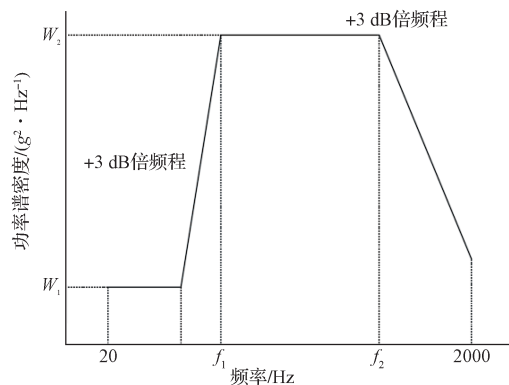


图 4 挂飞振动功率谱

Fig. 4 Vibration power spectrum of hanging flight

表 3 折叠翼机构在缩放因子 σ 下 x 、 y 、 z 方向的最大响应值Table 3 Maximum response values of the folding wing mechanism in the x , y and z directions at the σ scaling factor level

方向	变形量 /mm	$\sigma_{\max}/\text{MPa}$
x	0.771	53.24
y	0.035	60.22
z	0.008	77.91

由表 3 可知, 当折叠翼机构受到 z 方向激励时, 结构的振动变形最小; 而在 x 方向激励下, 结构的振动变形最大, 破坏程度也最为严重。因此, 后续研究将重点关注轴向(x)激励对结构的影响。

在缩放因子为 σ 时, 折叠翼机构受到 x 方向激励时的应力云图及其局部图, 如图 5 所示。在 x 方向随机振动激励下, 折叠翼机构的等效应力最大值出现在

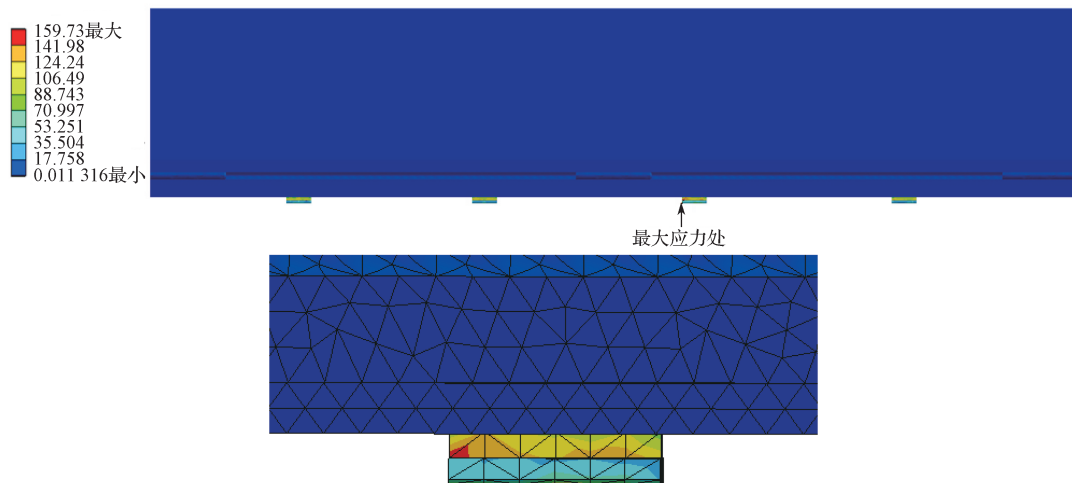
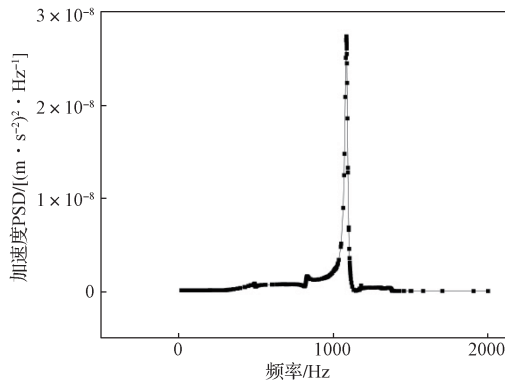


图 5 折叠翼机构应力云图及其局部图

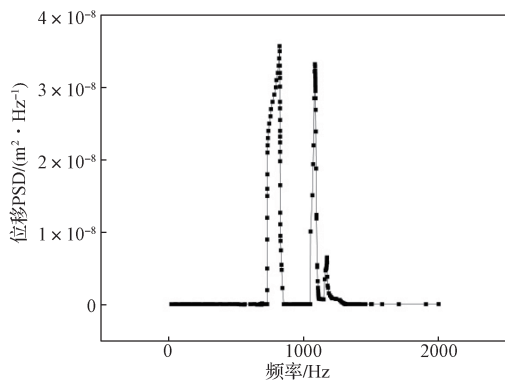
Fig. 5 Partial diagram of stress cloud diagram of folding wing mechanism

固定支架处。在缩放因子分别为 2σ 和 3σ 时也得到相似结果。可见, 固定支架处受力最大, 是折叠翼机构的最薄弱位置。

图 6 为缩放因子 σ 下折叠翼机构固定支架应力最大处的加速度和位移响应谱。由图可知, 在 x 方向振动激励时, 固定支架出现 3 个加速度响应峰和位移响应峰, 加速度响应峰分别位于频率 822.91, 1085.70, 1180.70 Hz, 位移响应峰分别位于频率 821.38, 1084.90, 1177.20 Hz。可见, 受到 x 方向随机振动激励时, 以上峰值分别对应于模态分析中 8 阶模态频率 825.350 Hz、11 阶模态频率 1086.900 Hz、13 阶模态频率 1171.500 Hz。因此, 设计折叠翼机构时需要注意 8 阶、11 阶、13 阶模态频率, 避免引起共振。



a) 加速度响应谱



b) 位移响应谱

图 6 固定支架应力最大处的加速度和位移响应谱

Fig. 6 Acceleration and displacement response spectra at the highest stress point of the fixed bracket

根据铝合金的疲劳 S-N 曲线及疲劳极限可知, 在分别受到 x 、 y 、 z 方向的随机振动激励下, 缩放因子为 σ 、 2σ 、 3σ 时, 折叠翼机构的应力幅值 (σ_N) 及其疲劳寿命 (N)、疲劳损伤 (D) 如表 4 所示。根

据随机振动载荷条件及式 (3), 得到模块在耐久振动下的平均频率 f_μ^+ 为 653.2 Hz。由表 4 可知, 3 个方向的 D 值均小于 1。这表明折叠翼机构在随机振动激励作用下未达到疲劳极限, 符合疲劳设计标准, 不会发生疲劳破坏。

表 4 x 、 y 、 z 方向的应力幅值、疲劳寿命、疲劳损伤

Table 4 x 、 y 、 z -direction stress amplitude, fatigue life, fatigue damage

方向	缩放因子	σ_N/MPa	$N/\text{次}$	D
x	σ	53.2	$+\infty$	0.000 14
	2σ	106.4	7.943×10^6	
	3σ	159.7	2.512×10^5	
y	σ	60.2	$+\infty$	0.000 39
	2σ	120.4	1.995×10^6	
	3σ	180.6	1×10^5	
z	σ	77.9	$+\infty$	0.004 31
	2σ	155.8	3.162×10^6	
	3σ	233.7	7.943×10^5	

4 结论

本研究建立了折叠翼机构的模型, 并利用 Workbench 进行模态分析, 获得其固有频率, 随后进行了随机振动分析。仿真结果表明, 在轴向随机振动激励作用下, 折叠翼机构的固定支架处出现最大等效应力, 这表明固定支架是折叠翼机构中最薄弱的部分。由频率响应分析可得, 折叠翼机构的设计应避免第 8 阶振型、第 11 阶振型和第 13 阶振型 3 个共振频率峰, 以免发生共振。采用结合高斯三区间法和 Miner 疲劳累积损伤理论的疲劳计算方法, 对折叠翼机构进行疲劳损伤计算, 结果表明折叠翼机构不会发生疲劳损伤。

参考文献:

- [1] 胡美娟, 王晓鹏, 唐嘉昌, 等. 平面折展变形翼机构运动学与动力学分析 [J]. 包装学报, 2023, 15(2): 94-100.
- [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.
- [3] 李记威, 房 雷, 周建军, 等. 某空空导弹发动机装药挂飞振动疲劳寿命分析 [J]. 弹箭与制导学报, 2016, 36(1): 89-92.

- [4] 沙云东, 朱付磊, 赵奉同, 等. 薄壁结构高温随机振动疲劳寿命估算方法 [J]. 振动与冲击, 2020, 39(2): 64–71.
- [5] 慕琴琴, 由 于, 燕 群. 发动机薄壁盘类零件振动疲劳试验技术研究 [J]. 应用力学学报, 2020, 37(5): 1993–1998.
- [6] 陈 辉, 翟敬宇, 徐安杨, 等. 硬涂层阻尼结构的随机振动疲劳寿命分析 [J]. 振动、测试与诊断, 2020, 40(6): 1212–1220.
- [7] 瞿绍奇, 孙英超, 邬亨贵, 等. 飞行器径向连接螺栓振动断裂分析 [J]. 航空学报, 2021, 42(5): 524431.
- [8] 王 增, 兰 天, 刘雅洁, 等. 伺服机构导管振动疲劳失效分析 [J]. 导弹与航天运载技术, 2021(4): 11–14.
- [9] 张 龙, 邱荣凯, 刘春辉, 等. 基于电涡流位移传感器的钛合金叶片振动疲劳试验研究 [J]. 推进技术, 2022, 43(2): 355–361.
- [10] 沈民民, 史 锐, 郭鹏飞, 等. 重复使用飞行器分布式连接结构振动及疲劳研究 [J]. 中国机械工程, 2024, 35(1): 45–55.
- [11] 卢 钢, 陈建明, 沈丁建, 等. 新能源汽车电机控制器振动疲劳耐久性能优化 [J]. 机械强度, 2020, 42(4): 1000–1006.
- [12] LUO Z B, ZHOU C, FAN X, et al. The Influence of Load Correlation on Vibration Fatigue Damage of Symmetrical Notched Cantilever Beam Structures[J]. Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, 2023, 46(12): 4760–4775.
- [13] BARRAZA CONTRERAS J M, PIÑA MONARREZ M R, TORRES VILLASEÑOR R C. Reliability by Using Weibull Distribution Based on Vibration Fatigue Damage[J]. Applied Sciences, 2023, 13(18): 10291.
- [14] DONG Z Y, WANG W J, DAI S, et al. Research on Vibration Fatigue and Failure Mechanism of the Wire Bracket for High-Speed Train[J]. Engineering Failure Analysis, 2023, 151: 107409.
- [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] WANG M. Numerical Analysis of Random Vibration Fatigue for a Typical Airborne Equipment[J]. Vibroengineering Procedia, 2023, 49: 233–238.
- [17] 祝耀昌, 石鹏颀, 程丛高, 等. 军用飞机机载设备振动试验要求和有关问题的讨论 (一): GJB 150.16/16A 军用喷气式飞机和螺旋桨式飞机机载设备和外挂的振动试验要求及对比分析 [J]. 航天器环境工程, 2016, 33(2): 127–135.

(责任编辑: 邓 彬)

Random Vibration Fatigue Analysis of Folding Wing Mechanism

TANG Mingming¹, QIU Zitong¹, TANG Jiachang¹, LIU Tao¹, LEI Bao², YAO Qishui¹

(1. School of Mechanical Engineering, Hunan University of Technology, Zhuzhou Hunan 412007, China;

2. China Academy of Launch Vehicle Technology, Beijing 100076, China)

Abstract: To prevent fatigue failure of the folding wing mechanism, a random vibration fatigue analysis was conducted on a new type of folding wing mechanism used in aerospace. Firstly, the random vibration fatigue damage was simplified based on the three interval method. Then, the modal analysis was conducted on the folding wing mechanism to obtain its natural frequency, and the modal superposition method was used for frequency response analysis and random vibration analysis to obtain the dynamic response of the fatigue high-risk area under specific vibration conditions, as well as the frequency at which resonance was prone to occurring at the damage location. Finally, numerical calculations were performed on the folding wing mechanism to verify whether fatigue damage would occur. The results show that in the ultimate random vibration test in any direction of x, y, z , the fatigue damage was less than 1, indicating that the folding wing mechanism will not experience fatigue damage.

Keywords: folding wing mechanism; random vibration; modal analysis; fatigue damage