

文章编号: 1674-8190(2024)02-134-08

航空电子设备安装支架的刚度与频率优化设计

刘嘉, 张利娟, 陈小丽, 罗文东, 吴江
(重庆航天职业技术学院 航空机电工程学院, 重庆 400021)

摘要: 航空电子设备用于飞行中的数据采集, 通常使用安装支架固定于机头雷达罩, 研究安装支架的刚度和一阶频率性能, 避免设备支架在飞行过程中出现塑性变形和共振现象, 对提高飞行稳定性具有重要的工程意义。在惯性载荷下对安装支架进行静强度和模态分析, 采用一种灵敏度分析方法确定安装支架的设计变量, 以结构总质量最小为优化目标, 在保证安装支架的刚度和一阶模态性能的前提下对支架各个构件的厚度进行优化设计, 并对优化后的安装支架结构进行振动试验。结果表明: 优化后的安装支架结构刚度基本保持不变, 一阶频率提高了 18.09%, 质量减少了 19.33%, 改进设计满足设备安装要求。

关键词: 安装支架; 静强度; 刚度; 模态分析; 优化设计

中图分类号: V243

文献标识码: A

DOI: 10.16615/j.cnki.1674-8190.2024.02.15

Optimum design of stiffness and frequency of mounting bracket used in aeronautical electronic equipment

LIU Jia, ZHANG Lijuan, CHEN Xiaoli, LUO Wendong, WU Jiang
(Faculty of Aerospace Mechanical and Electrical Engineering, Chongqing Aerospace Polytechnic, Chongqing 400021, China)

Abstract: Aeronautical electronic equipment, used for data collection during flight, is usually fixed to the nose radome using mounting brackets. The stiffness and first-order frequency performance of the mounting brackets is studied to avoid plastic deformation and resonance during flight, which is of great engineering significance for improving flight stability. The static strength and modal analysis of the mounting bracket under inertial load are conducted, and a sensitivity analysis method is used to determine the design variables of the installation bracket. With the goal of minimizing the total weight of the structure as the optimization objective, the thickness of each component of the bracket is optimized while ensuring the stiffness and first-order modal performance of the installation bracket. The vibration tests are conducted for the optimized installation bracket structure. The results show that the stiffness of the optimized installation bracket structure remains basically unchanged, the first-order frequency is increased by 18.09%, and the weight is reduced by 19.33%. The improved design can meet the equipment installation requirements.

Key words: mounting bracket; static strength; stiffness; modal analysis; optimum design

收稿日期: 2023-02-15; 修回日期: 2023-06-25

基金项目: 重庆市教育委员会科技青年项目(KJQN201903004); 重庆市教委科学技术研究计划项目(KJQN202303001)

通信作者: 刘嘉(1990-), 男, 硕士, 工程师。E-mail: aitstr@163.com

引用格式: 刘嘉, 张利娟, 陈小丽, 等. 航空电子设备安装支架的刚度与频率优化设计[J]. 航空工程进展, 2024, 15(2): 134-141.

LIU Jia, ZHANG Lijuan, CHEN Xiaoli, et al. Optimum design of stiffness and frequency of mounting bracket used in aeronautical electronic equipment[J]. Advances in Aeronautical Science and Engineering, 2024, 15(2): 134-141. (in Chinese)

0 引言

通用航空电子设备在飞行过程中,通常会面临比较严峻的载荷环境条件,无法避免地会受到飞行器和安装支架所引起的振动能量的影响,此时电子设备的安装设计就变得十分重要,关系到飞行器的航行安全。航空电子设备安装支架在设计时,一方面要考虑使安装支架的固有频率与机体的自然频率远离,避免产生共振使设备损坏,影响试飞数据的采集^[1];另一方面一些敏感的电子设备如警告传感器等对安装支架的低阶固有频率有特殊的需求,通常体现在要求支架的第一阶固有模态频率大于某个指定值,才能保障设备安全可靠地工作^[2]。航空电子设备安装支架的刚度和一阶模态是评价设备稳定性的两个重要指标^[3]。为保证设备的装配和使用需求,支架结构必须要有足够的刚度,同时也要有良好的动态特性以减轻振动和噪声,降低机上电子设备发生故障的概率^[4]。

国内对航空电子设备的动态特性研究开展较晚,对安装支架类连接构件的研究更少。吕辉等^[5]基于随机振动和有限元理论,使用Optistruct求解器,对某电子设备安装支架建模技术进行修正,完成了其模态分析和随机振动响应分析;周江贝等^[6]利用Abaqus软件对某电子设备支架系统进行了固有模态和随机响应分析,通过增加安装支架局部厚度以及加强筋的方法获得了最优设计结构;张敬东等^[7]采用遗传算法和神经网络相结合的方法对盒型安装支架进行优化改进,优化后一阶模态提高了6.7%,其余各阶模态频率也有所提高,从而增强了安装支架的抗振可靠性。传统方法在优化前基本不考虑优化对象,通常选择全部结构尺寸进行优化,效率较低,对于设计变量较多的结构,在优化前找出对模态频率影响较大的设计变量进行灵敏度分析的研究相对较少。

本文对飞行器上的一种电子设备安装支架进行刚度和模态分析,得到安装支架在惯性载荷下的变形和前10阶固有振动频率;为提升支架结构的力学性能,保障电子设备的稳固安装,采用一种灵敏度分析方法确定安装支架的设计变量,以提高一阶固有频率为目标进行优化分析;对优化后

的安装架结构进行模态测试和振动试验。

1 航空电子设备安装支架结构

1.1 支架结构形式

某航空电子设备与安装支架的连接方式如图1所示。定向设备与两台警告传感器安装于同一个安装架上,传感器安装面与支架基准安装面(定向设备安装面)夹角为 60° ,两台传感器安装面夹角为 60° 。各设备安装位置在不遮挡水平以下视场前提下可顺着基准安装面平移。安装支架结构主要采取5根立柱与机头罩连接,并为基准安装板提供支撑;立柱上基准设备安装板作为设备安装平面,用于安装驱动器与设备挂架,并通过控制基准安装板的制造精度保证基准面姿态;6个设备挂架用于安装定向设备和两个警告传感器,通过控制挂架的制造精度来满足设备安装精度要求,采用螺栓螺母连接各零件与设备。

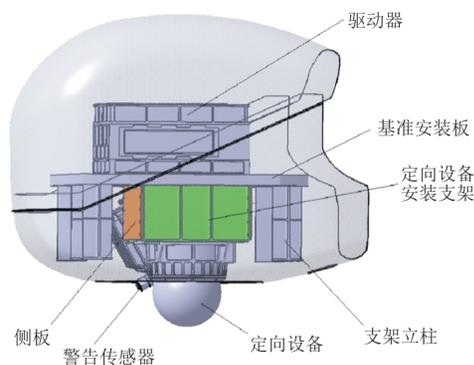


图1 设备安装支架设计方案

Fig. 1 Design scheme of equipment mounting bracket

1.2 支架设计要求

机头罩安装支架挂载定向设备后,在2g法向过载的情况下,要求警告传感器安装面与定向设备安装面间相对位移不大于 $\pm 0.1\text{ mm}$,安装支架最大变形量不大于 $\pm 0.2\text{ mm}$ 。安装支架需保证带载状态下的一阶主频率在50~100 Hz之间,以避免在飞行过程中支架与机体之间产生共振,影响螺栓连接的可靠性。

2 安装支架有限元分析

鉴于6061铝合金良好的切削性能和耐蚀性,

同时具有较高的抗拉强度,因此安装支架主要选用等厚度的成型 6061-T6 航空铝合金板,通过焊接或者螺栓连接而成。6061 铝合金材料性能参数如表 1 所示。

表 1 6061 铝合金材料性能参数
Table 1 6061 aluminum alloy material properties

参数	数值	参数	数值
弹性模量/MPa	68 280	密度/(t·mm ⁻³)	2.72×10 ⁻⁹
剪切模量/MPa	25 864	抗拉强度/MPa	283
泊松比	0.32		

采用四边形壳单元对安装支架进行二维网格划分,网格尺寸设置为 5 mm,总共获得 45 370 个单元,46 115 个节点。在 4 个设备重心位置建立质量单元,模拟挂载设备的质量,驱动器、定向设备和两个警告传感器的质量分别为 15、17、5 kg。质量单元与对应安装支架之间通过梁单元连接^[8-11],各个紧固件连接点通过 MPC(RBE2)进行模拟。有限元全局加速度为法向 2g(19 600 mm/s²),对 5 个支柱与机头罩的连接孔周围节点约束 x 、 y 、 z 三个方向的平动自由度。设备安装架结构整体有限元模型如图 2 所示。

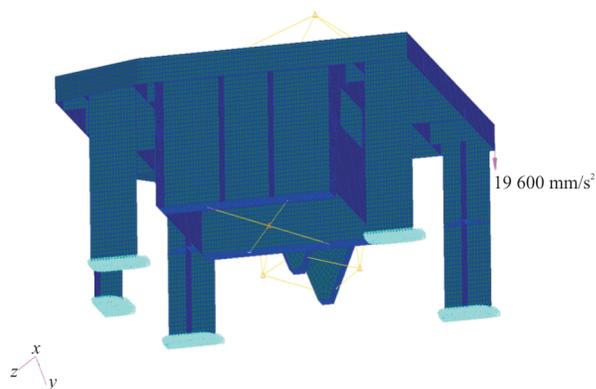
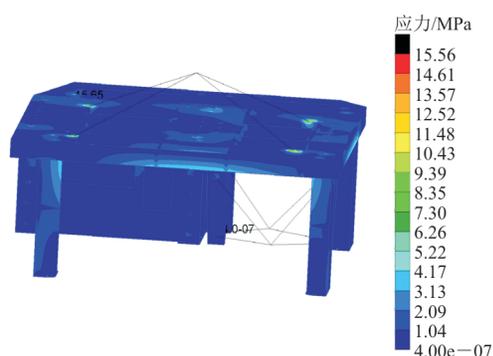


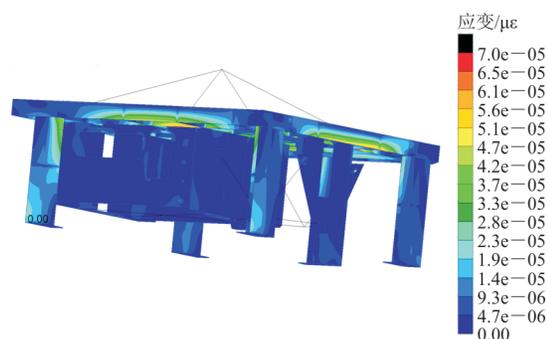
图 2 设备安装支架有限元模型

Fig. 2 Finite element model of equipment mounting bracket

将有限元模型提交 NASTRAN 的 Linear Static 模块进行分析,得到结构的应力、位移计算结果,安装支架的应力应变分布云图如图 3 所示。最大应力值为 15.65 MPa,发生在警告传感器支架与基准安装板的连接处,最大应变值为 $7.0 \times 10^{-5} \mu\epsilon$,发生在基准安装板边缘筋条处,应力应变值均远远小于铝合金材料的许用值,强度满足使用要求。



(a) 安装支架应力分布图



(b) 安装支架应变分布图

图 3 设备安装支架的应力应变分布云图

Fig. 3 Stress and strain distribution nephogram of equipment mounting bracket

安装支架结构在 2g 过载下位移分布情况如图 4 所示,最大位移绝对值为 0.087 mm,发生在定向设备支架和警告传感器支架的连接位置,主要承受了来自基准安装板中心处的变形,满足结构受载最大绝对位移不大于 0.2 mm 的要求。其中,警告传感器安装面与定向设备安装面之间的相对位移为 0.013 mm,满足不大于 ± 0.1 mm 的要求。一阶主频率为 52.348 Hz,在 50~100 Hz 装机频率要求区间内。

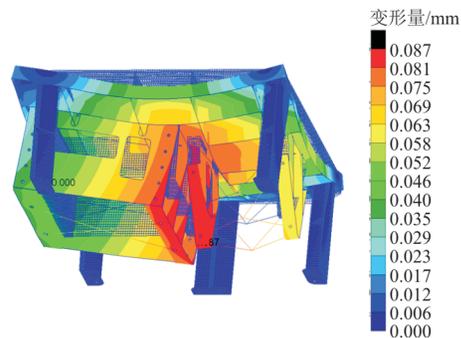


图 4 设备安装支架变形云图

Fig. 4 Deformation nephogram of equipment mounting bracket

由上述分析可知,该设备安装支架的变形远小于给定的设计值,一阶模态刚好在要求区间下限内。考虑在变形满足设计要求的情况下尽可能地提高支架结构的一阶固有频率,选择支架相对比较关键部位的厚度作为灵敏度分析的设计变量,比如基准安装板、定向设备安装侧板及警告传感器安装板的厚度等。

3 安装支架优化分析

3.1 模态灵敏度分析

为了提高安装支架的优化设计效率,对其进行灵敏度分析是十分有必要的。通过计算结构响应参数对系统设计变量的导数,来确定各个设计变量的变化对于结果响应的影响程度,找出对目标性能作用比较大的变量进行优化分析^[12-16],进而提高优化效率。本文主要采用一种灵敏度分析方法对安装支架进行动态特征值的灵敏度分析。

一般多自由度系统的振动方程为

$$M\ddot{\mu} + C\dot{\mu} + K\mu = 0 \quad (1)$$

式中: M 为总体质量矩阵; C 为阻尼矩阵; K 为刚度矩阵; $\ddot{\mu}$ 为节点的加速度矢量; $\dot{\mu}$ 为节点的速度矢量; μ 为位移矢量。

对于无阻尼系统的振动方程可简化为

$$M\ddot{\mu} + K\mu = 0 \quad (2)$$

如果发生谐振时,有 $\mu = \varphi \sin(\omega t)$,约去公因子,则系统固有特性方程为

$$(K - \omega^2 M)\varphi = 0 \quad (3)$$

式中: ω 为结构的周期频率; φ 为振动向量。

将式(3)对初始变量 x_j 求偏导数得到:

$$\frac{\partial K}{\partial x_j} \varphi - \frac{\partial \omega^2}{\partial x_j} M \varphi - \omega^2 \frac{\partial M}{\partial x_j} \varphi + K \frac{\partial \varphi}{\partial x_j} - \omega^2 M \frac{\partial \varphi}{\partial x_j} = 0 \quad (4)$$

用振型的转置矩阵 φ^T 左乘式(4)得到:

$$\varphi^T \frac{\partial K}{\partial x_j} \varphi - \varphi^T \frac{\partial \omega^2}{\partial x_j} M \varphi - \varphi^T \omega^2 \frac{\partial M}{\partial x_j} \varphi + \varphi^T K \frac{\partial \varphi}{\partial x_j} - \varphi^T \omega^2 M \frac{\partial \varphi}{\partial x_j} = 0 \quad (5)$$

因为 K 是对称矩阵,故式(5)可表示为

$$\varphi^T \frac{\partial K}{\partial x_j} \varphi - \omega^2 \varphi^T \frac{\partial M}{\partial x_j} \varphi + (K\varphi - \omega^2 M\varphi)^T \frac{\partial \varphi}{\partial x_j} = \frac{\partial \omega^2}{\partial x_j} \varphi^T M \varphi \quad (6)$$

由式 $(K\varphi - \omega^2 M\varphi) = 0$ 可知:

$$(K\varphi - \omega^2 M\varphi)^T = 0, \text{因此式(6)可以简化为}$$

$$\left(\varphi^T \frac{\partial K}{\partial x_j} \varphi - \omega^2 \varphi^T \frac{\partial M}{\partial x_j} \varphi \right) / \varphi^T M \varphi = \frac{\partial \omega^2}{\partial x_j} \quad (7)$$

在计算中,通常将振型向量对其质量矩阵进行归一化处理,即 $\varphi^T M \varphi = 1$,故式(7)可进一步简化为

$$\varphi^T \frac{\partial K}{\partial x_j} \varphi - \omega^2 \varphi^T \frac{\partial M}{\partial x_j} \varphi = \frac{\partial \omega^2}{\partial x_j} \quad (8)$$

系统的固有振动频率 f 和角频率 ω 的关系是 $2\pi f = \omega$,将其代入式(8)得到:

$$\frac{\partial f}{\partial x_j} = \frac{1}{8\pi^2 f} \varphi^T \frac{\partial K}{\partial x_j} \varphi - \frac{f}{2} \varphi^T \frac{\partial M}{\partial x_j} \varphi \quad (9)$$

选取安装支架不同部位结构件的厚度为变量,最终确定10个设计变量进行灵敏度分析,分析这10个变量对优化目标的影响大小,并以此为基础进行优化方案的设计,各个设计变量的分布位置如图5所示。

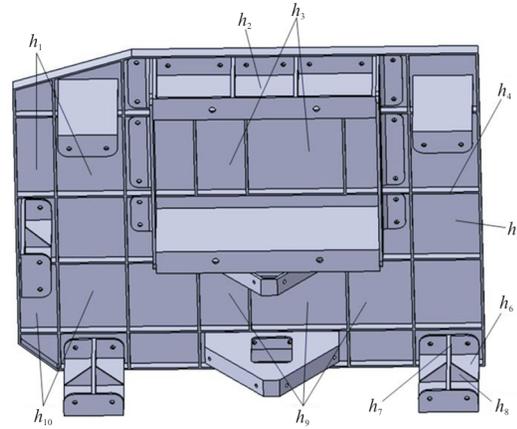


图5 各设计变量位置示意图

Fig. 5 Schematic diagram of design variable location

h_1 、 h_3 、 h_5 、 h_9 和 h_{10} 为基准安装板各区域的厚度变量,各个区域被基准安装面下方的筋条隔开; h_2 为定向设备安装板中间区域的厚度变量; h_4 为基准安装板筋条的厚度变量,所有筋条的初始厚度均为3 mm; h_6 、 h_7 和 h_8 分别为立柱的腹板、方形筋条和三角筋的厚度变量,5个立柱的结构设计完全相同。

电子设备安装支架动态特性的技术要求,主要是以支架的低阶频率最大作为计算评价目标。以各个结构件的厚度尺寸为设计变量,以支架总

质量小于极限质量作为约束条件,将第一阶固有频率作为求解计算的优化目标进行灵敏度分析。分析得到不同构件对支架第一阶固有频率响应的灵敏度系数,如图 6 所示。

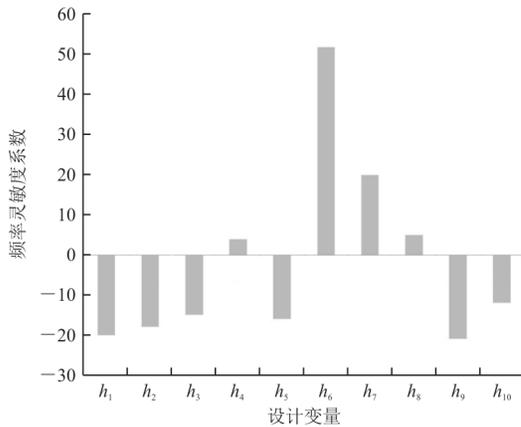


图 6 频率相对设计变量的灵敏度系数
Fig. 6 Sensitivity coefficient of frequency relative to design variable

从图 6 可以看出:安装支架对第一阶固有频率的灵敏度值各有正负,说明结构频率与厚度尺寸变化的方向没有必然的联系,不同结构件的厚度属性对整个系统的频率可以有各种不同的作用。绝对值较大的负灵敏度系数对应的支架厚度增加反而使得系统频率降低,为使频率变大该区域支架厚度需变薄,对于绝对值较大的正灵敏度系数,系统频率随着支架厚度的增加而增大。因此,采用同时增加或减少支架厚度的方法提高系统频率,使整个结构质量保持不变或者减小。

3.2 安装架优化设计

选择结构第一阶频率相对于厚度灵敏度绝对值较大的支架板作为设计变量,在保证安装支架弯曲刚度不降低,质量不增加的情况下,尽量使支架的一阶频率提高,建立如下优化模型:

$$\begin{aligned} & \min m(h_1, \dots, h_{10}) \\ & \text{s.t.} \begin{cases} f_1(h_1, \dots, h_{10}) \geq 60 \\ 0 \leq h_1, h_3, h_5, h_9, h_{10} \leq 10 \\ 0 \leq h_2 \leq 5 \\ 3 \leq h_6 \leq 10 \\ 3 \leq h_7 \leq 8 \end{cases} \end{aligned}$$

f_1 为支架的一阶固有频率; m 为支架总质量; $h_1 \sim h_{10}$ 为灵敏度比较大的支架部件厚度。

以一阶固有频率大于 60 Hz 作为约束条件,对整体支架模型进行优化计算,经过 12 次迭代计算获得了收敛结果。由于在优化过程中厚度尺寸是连续变化的,一些构件的板厚含有多为小数,并不能直接用于实际生产,需要对计算结果进行取整,优化前后各支架板的厚度如表 2 所示。

表 2 安装支架构件优化及取整结果
Table 2 Structural optimization and rounding results of mounting bracket

变量	初始值/mm	优化值/mm	取整值/mm
h_1	10	0.35	0
h_2	5	0.58	0
h_3	10	0.74	0
h_5	10	0.65	0
h_6	5	8.12	8
h_7	3	4.85	5
h_9	10	0.77	0
h_{10}	10	0.45	0

从表 2 可以看出:立柱腹板的厚度尺寸由原来的 5 mm 增加到了 8 mm,立柱的方形筋条厚度尺寸由原来的 3 mm 增加到了 5 mm,说明增加立柱厚度可以提高支架结构的一阶固有频率;位于基准安装板上的设计变量在优化后厚度由 10 mm 降到了 1 mm 以下,厚度尺寸变化较大,因此考虑在这些区域增开减轻孔(如图 7 所示)。



图 7 基准安装板的减轻孔位置
Fig. 7 Position of relief hole of datum mounting plate

根据调整后的数据对安装支架有限元模型相应设计区域的厚度重新赋值进行刚度和模态分析,得到安装支架的最大变形为 0.089 mm,相比优化前仅增加了 0.002 mm,仍在设计参考值内,满足设计要求。

3.3 仿真与试验结果对比分析

为了验证有限元模态分析方法的准确性,以优化后的安装支架为研究对象,进行模态测试和振动试验,并在相关位置粘贴了压电式加速度传

感器,用于测量连接点结构共振频率和响应曲线。搭建试验测试平台如图 8 所示,该平台主要由激光测振仪、模态激振器、功率放大器、计算机、信号采集器和若干压电式加速度传感器组成。

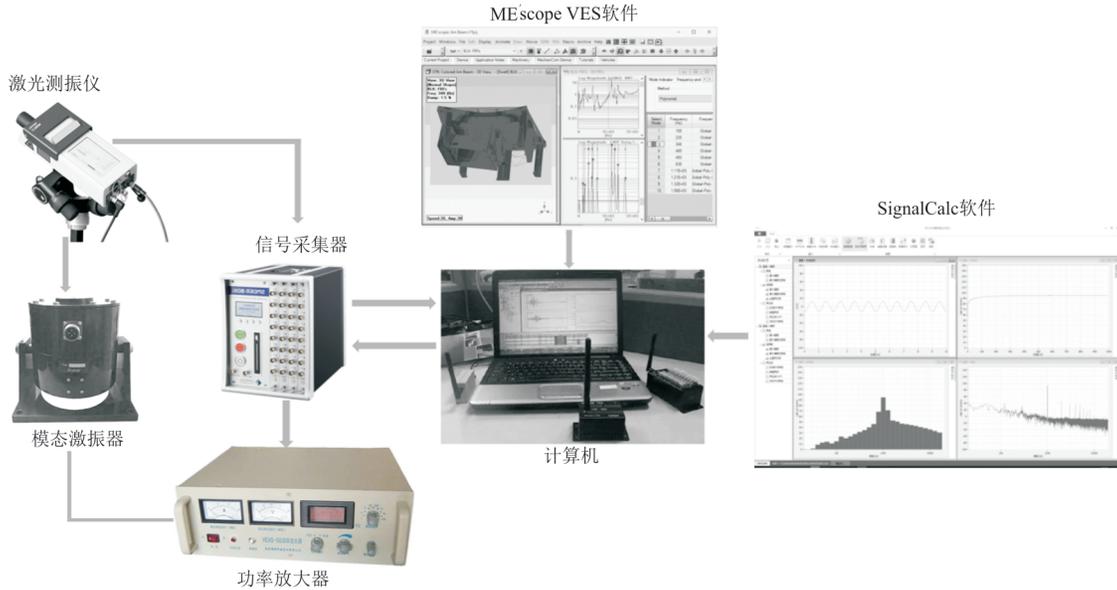


图 8 振动试验平台

Fig. 8 Vibration test platform

试验时首先由动态信号分析仪发出谐波信号,传送给功率放大器,功率放大器放大信号;然后将其发送给模态激振器并用于驱动,模态激振器产生振动并将激振力传给试验对象,带动其共同振动。激光测振仪将激光照射到预先布置在被测物体上的被测点,同时接收测点的激光反馈信号,然后将所有测试信号发送至动态信号分析仪进行处理。试验数据处理软件选择 SignalCalc 软件进行模态测试数据采集及初步振动数据处理,后处理软件选择 ME'scope VES 进行结构变形图和模态振型图的处理。

试验完成后获得了设备安装支架的频率响应曲线,通过提取分析测到的频率响应曲线,并整理分析其中的模态参数,得到了设备的动态特性。振动试验和有限元方法得到的安装支架模态分析频率对比如表 3 所示,可以看出:安装支架前 10 阶的试验模态频率和有限元模态频率变化基本保持一致,每一阶数据的相对误差均在 10% 以内,试验振型和有限元模态振型也基本保持一致,一阶模态振型都是以整体横向弯曲振动为主,主要体现在定向设备支架和警告传感器支架沿 z 轴的弯曲变形,最大变形位置发生在警告传感器支架底端。整个支架的第一阶模态频率提升到 61.82 Hz,比

优化前提高了 9.47 Hz,提高约为 18.09%,满足设计要求。此时,安装支架的最大应力值为 13.43 MPa,相比优化前变化不大,仍然在许用强度范围内,支架总质量为 15.19 kg,比优化前减少了 3.64 kg,减少量约为 19.33%。

表 3 安装支架模态频率试验值和有限元值对比
Table 3 Comparison of modal frequency test value and finite element value of mounting bracket

阶数	振型描述	模态分析频率/Hz		相对误差/%
		试验值	有限元值	
1	支架整体横向弯曲振动	65	62	4.8
2	支架整体垂向弯曲振动	72	73	1.4
3	支架整体纵向弯曲振动	93	88	5.7
4	支架垂向弯曲振动	120	112	7.1
5	支架整体扭转振动	139	133	4.5
6	整体扭转振动,传感器支架垂向振动	176	165	6.6
7	整体纵向扭转振动	221	210	5.2
8	传感器支架扭转振动	270	261	3.5
9	传感器支架垂向振动	322	313	2.9
10	定向设备支架横向弯曲振动	401	388	3.3

4 结 论

1) 本文以某航空电子设备安装支架为研究对象,对其进行有限元强度计算和模态分析,发现安装支架低阶模态分析的振型主要是沿机身纵轴的横向摆动,安装有警告传感器的支架板变形最为明显,且其他支架板振幅都相对较大。

2) 以支架上各个构件的厚度为设计变量,以第一阶固有频率为优化目标对其进行灵敏度分析,检查各个板厚对支架整体频率的影响程度,得到了支架模态频率对各构件厚度尺寸变量的敏感情况。

3) 选择结构第一阶频率相对于厚度灵敏度绝对值较大的支架板作为设计变量,以安装支架总质量最小作为优化目标进行尺寸优化。整个安装支架的第一阶模态频率提高了 18.09%,质量减少了 19.33%,刚度和一阶频率均达到了结构设计要求,获得了满足设备安装要求的改进方案。

参考文献

- [1] 段明, 田玉艳. 一种机载设备安装支架的动力特性优化[J]. 机械工程与自动化, 2014(3): 54-56.
DUAN Ming, TIAN Yuyan. Dynamic characteristics optimization for mounting bracket of airborne equipment[J]. Mechanical Engineering & Automation, 2014(3): 54-56. (in Chinese)
- [2] 田玉艳, 姜雨昂. 基于有限元软件的某机载设备架固有模态分析[J]. 机械工程师, 2018(3): 50-52.
TIAN Yuyan, JIANG Yuang. Natural modal analysis of an airborne equipment rack based on finite element software[J]. Mechanical Engineer, 2018(3): 50-52. (in Chinese)
- [3] 王勇, 宁会峰, 杜尹学. 某机载设备振动夹具设计及试验验证[J]. 机械制造与自动化, 2022, 51(4): 35-38.
WANG Yong, NING Huifeng, DU Yinxue. Structure design and test verification of vibration fixture for airborne equipment[J]. Machine Building & Automation, 2022, 51(4): 35-38. (in Chinese)
- [4] CAZZULANI G, BERNÁRDEZ A S, PENNACCHI P. Optimization of continuous sensor placement for modal analysis: application to an optical backscatter reflectometry strain sensor[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2020, 150: 107242.
- [5] 吕辉, 杨成博, 石建奎, 等. 机载设备集成安装架动力学分析及试验研究[J]. 装备制造技术, 2022(8): 62-69.
LYU Hui, YANG Chengbo, SHI Jiankui, et al. Dynamic analysis and experimental study of integrated mounting bracket for airborne equipment[J]. Equipment Manufacturing Technology, 2022(8): 62-69. (in Chinese)
- [6] 周江贝, 白春玉, 何石. 机载设备支架系统的动力学仿真分析及优化设计[J]. 工程与试验, 2021, 61(4): 1512-1528.
ZHOU Jiangbei, BAI Yuchun, HE Shi. Dynamic simulation and optimization design of airborne equipment support system[J]. Engineering & Test, 2021, 61(4): 1512-1528. (in Chinese)
- [7] 张敬东, 向国齐, 起雪梅, 等. 基于 BP 神经网络的航空电子设备安装架结构优化[J]. 现代制造工程, 2014, 6(6): 125-130.
ZHANG Jingdong, XIANG Guoqi, QI Xuemei, et al. Structure optimization of airborne equipment avionics rack based on BP neural network[J]. Modern Manufacturing Engineering, 2014, 6(6): 125-130. (in Chinese)
- [8] 孙世峰, 高常青, 杨波, 等. 基于试验设计与有限元仿真的辐射井水平钻机承载部件优化设计[J]. 工程设计学报, 2019, 26(6): 683-690.
SUN Shifeng, GAO Changqing, YANG Bo, et al. Optimum design for bearing parts of radiation well horizontal drilling rig based on DOE and finite element simulation[J]. Chinese Journal of Engineering Design, 2019, 26(6): 683-690. (in Chinese)
- [9] 连海涛, 李刚磊, 李柱领, 等. 直升机机载北斗设备的随机振动分析[J]. 无线电工程, 2021, 51(3): 248-252.
LIAN Haitao, LI Ganglei, LI Zhuling, et al. Random vibration analysis of helicopter airborne Bei-Dou equipment[J]. Radio Engineering, 2021, 51(3): 248-252. (in Chinese)
- [10] 陈诗超, 梁国, 张朝, 等. 一种机载设备机架及振动夹具设计与分析[J]. 无线电通信技术, 2020, 46(4): 475-479.
CHEN Shichao, LIANG Guo, ZHANG Chao, et al. Structure designing of an electronic equipment frame and its fixture for vibration test[J]. Radio Communications Technology, 2020, 46(4): 475-479. (in Chinese)
- [11] 胡盛德, 肖颀, 郭志旺, 等. 基于有限元法的焊管钢板下料尺寸优化设计[J]. 机械设计与制造, 2015(3): 237-240.
HU Shengde, XIAO Yi, GUO Zhiwang, et al. Optimal design blank size of initial strip of tube based on FEM[J]. Machinery Design & Manufacture, 2015(3): 237-240. (in Chinese)
- [12] 任晓斌, 黄从甲, 李宝童. 基于移频算法的机载设备承载板动柔度设计[J]. 中国测试, 2020, 46(6): 18-26.
REN Xiaobin, HUANG Congjia, LI Baotong. Design of dynamic stiffness of airborne equipment bearing plate based on

- generalized incremental frequency technique[J]. *China Measurement & Test*, 2020, 46(6): 18-26. (in Chinese)
- [13] 石川千, 周徐斌, 张永涛, 等. 点式连接航天器等效刚度模态分析方法[J]. *航天器工程*, 2016, 25(1): 31-39.
SHI Chuanqian, ZHOU Xubin, ZHANG Yongtao, et al. Modal analysis of spacecraft with dotted joints based on equivalent stiffness [J]. *Spacecraft Engineering*, 2016, 25(1): 31-39. (in Chinese)
- [14] 张召娜, 孙长福. 基于模态分析的配电产品耐振性优化设计[J]. *航空工程进展*, 2020, 11(5): 730-737.
ZHANG Zhaona, SUN Changfu. Optimization design of distribution product vibration resistance based on modal analysis [J]. *Advances in Aeronautical Science and Engineering*, 2020, 11(5): 730-737. (in Chinese)
- [15] AU S K, LI B B, BROWNJOHN J M W. Achievable precision of close modes in operational modal analysis: wide band theory[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2020, 147: 1-5.
- [16] 朱兰琴, 杨文芳, 李雨. 某机载电子设备机架隔振缓冲系统设计[J]. *振动与冲击*, 2015, 34(11): 183-187.
ZHU Lanqin, YANG Wenfang, LI Yu. Vibration and shock isolation system design for an airborne electronic device rack [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2015, 34(11): 183-187. (in Chinese)

(编辑:丛艳娟)

(上接第 124 页)

- [16] 郭鹏, 刘志远, 张桂昌, 等. 鸟撞过程中撞击位置与撞击姿态对风扇叶片损伤影响研究[J]. *振动与冲击*, 2021, 40(12): 124-131.
GUO Peng, LIU Zhiyuan, ZHANG Guichang, et al. Study on effect of bird impact position and attitude on fan blade damage[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2021, 40(12): 124-131. (in Chinese)
- [17] 魏海涛, 刘涛, 薛文鹏. 航空发动机吞鸟试验要求与验证[J]. *航空发动机*, 2021, 47(s1): 69-75.
WEI Haitao, LIU Tao, XUE Wenpeng. Requirements and verification on bird ingestion test of aeroengine[J]. *Aeroengine*, 2021, 47(s1): 69-75. (in Chinese)
- [18] 慕琴琴, 燕群, 杭超. 航空发动机复合材料风扇叶片抗鸟撞性能考核验证[J]. *工程与试验*, 2023, 63(1): 42-45.
MU Qinqin, YAN Qun, HANG Chao. Assessment and verification on bird impact performance of composite fan blades of aircraft engine[J]. *Engineering and Test*, 2023, 63(1): 42-45. (in Chinese)
- [19] 陈园方, 李玉龙, 刘军, 等. 典型前缘结构抗鸟撞性能改进研究[J]. *航空学报*, 2010, 31(9): 1781-1787.
CHEN Yuanfang, LI Yulong, LIU Jun, et al. Study of bird strike on an improved leading edge structure[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2010, 31(9): 1781-1787. (in Chinese)
- [20] 刘旭阳. TC4 钛合金动态本构关系研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2010.
LIU Xuyang. Dynamic constitutive relationship of TC4 titanium alloy[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, 2010. (in Chinese)
- [21] 中国民用航空局. 航空发动机适航规定: CCAR-33R2 [S]. 北京: 中国民用航空局, 2016.
Civil Aviation Administration of China. Airworthiness regulations for aircraft engines: CCAR-33R2[S]. Beijing: CAAC, 2016. (in Chinese)

(编辑:马文静)