

# 多点阵集成结构模态试验及仿真分析

王耀, 秦锦, 高鹏

(航空工业第一飞机设计研究院, 西安 710089)

**摘要:** 以某大集成顶部控制安装板为例, 对其进行了模态试验和仿真模型修正。首先介绍了模态试验的原理, 并对模态试验的测量点位置、试验步骤进行了简述。然后为了多维度了解其固有振动特性, 进行了不同边界状态的模态试验, 具体包括内部设备装配前的自由边界状态以及设备装配后的自由边界和固支边界状态。最后通过模态指示函数验证了试验结果的准确度和精度, 获取了振动模态参数(固有频率、振型、阻尼比等), 并与模态仿真结果进行了对比分析。结果表明, 修正后的顶部控制安装板动力学有限元模型能够用于后续的振动特性分析和优化设计。

**关键词:** 机载设备; 集成结构; 顶部控制板; 模态试验; 模态参数; 模态仿真; 振动特性

**中图分类号:** TB535 **文献标志码:** A **文章编号:** 1672-9242(2024)09-0106-07

**DOI:** 10.7643/issn.1672-9242.2024.09.014

## Modal Test and Simulation Analysis of Multi-lattice Structure

WANG Yao, QIN Jin, GAO Peng

(AVIC the First Aircraft Institute, Xi'an 710089, China)

**ABSTRACT:** The work aims to carry out modal tests and simulation model correction with a large integrated top control panel as an example. Firstly, the principle, measuring points and test procedures of modal tests were briefly described. In order to understand its inherent vibration characteristics in multi-dimensions, modal tests of different boundary states were designed, including free boundary before assembly of internal equipment, free boundary and the fixed-supported boundary after assembly of internal equipment. Finally, the accuracy of the test results were verified by modal indication function, and the vibration modal parameters (natural frequency, mode shape, damping ratio, etc.) were obtained, then the results of modal tests and modal simulation were compared. It is shown that the modified dynamic finite element model can be used for the vibration characteristic analysis and optimization design of the top control plate.

**KEY WORDS:** airborne equipment; integrated structure; top control panel; modal test; modal parameters; modal simulation; vibration characteristic

机载设备点阵式分布并集成于一体的结构形式不仅能够实现机载设备所具备的多种功能, 还能作为机上承载结构的一部分, 因此正逐渐成为航空航天领域设计和研制的重点。机上振动环境主要由发动机工

作、机体外部气动作用以及飞机起降等状态带来的振动或冲击造成<sup>[1-2]</sup>。这些不确定因素对机载设备的功能实现和强度安全等影响重大。通过对机载设备的失效因素进行统计可知, 由机上振动环境直接造成设备

收稿日期: 2024-08-10; 修订日期: 2024-09-06

Received: 2024-08-10; Revised: 2024-09-06

引文格式: 王耀, 秦锦, 高鹏. 多点阵集成结构模态试验及仿真分析[J]. 装备环境工程, 2024, 21(9): 106-112.

WANG Yao, QIN Jin, GAO Peng. Modal Test and Simulation Analysis of Multi-lattice Structure[J]. Equipment Environmental Engineering, 2024, 21(9): 106-112.

失效的约占 27%, 与振动环境有关的失效约占 53%<sup>[3]</sup>, 表明振动环境对机载设备的影响不可忽视。

目前, 随着航空航天等新型装备的迅猛发展, 大型化、复杂化、集成式一体化正成为机载设备安装的趋势, 比如电子设备安装架<sup>[4]</sup>、中央仪表安装板以及顶部控制安装板等, 如图 1 所示。这些大集成机载设备内部均为多个设备不均匀分布并固定于一体式的安装支架上。安装支架的结构特性是否优良直接关系到机载设备能否满足机上的振动环境要求, 这就需要对安装支架的振动特性进行研究分析, 而固有频率和振型是振动特性研究的重要指标。因此, 为了更直观、准确地得到结构的固有特性(尤其是前几阶模态的固有频率、模态振型和阻尼), 很有必要对其进行模态试验。并用试验数据对有限元仿真模型进行修正, 为后续结构的振动/冲击响应分析和动力学优化设计打下基础。

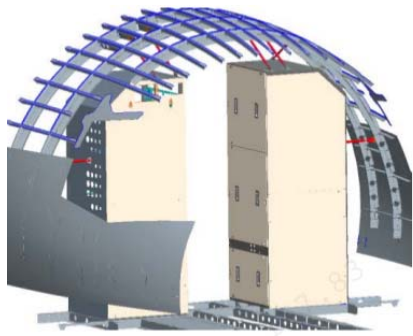


图 1 典型集成设备柜结构安装  
Fig.1 Typical electronic equipment cabinet structure and installation diagram

## 1 模态试验原理及判据

### 1.1 理论基础

离散振动系统的  $N$  自由度运动微分方程<sup>[5]</sup>为:

$$[M]\{\ddot{X}(t)\} + [C]\{\dot{X}(t)\} + [K]\{X(t)\} = \{F(t)\} \quad (1)$$

对式 (1) 进行傅里叶变换:

$$\{-\omega^2 [M] + j\omega [C] + [K]\}\{X(\omega)\} = \{F(\omega)\} \quad (2)$$

频响函数  $H(\omega) = X(\omega) / F(\omega)$ , 则有:

$$[H(\omega)] = \{-\omega^2 [M] + j\omega [C] + [K]\}^{-1} \quad (3)$$

假设质量、阻尼和刚度矩阵均为对称阵, 将  $m$  和  $n$  点作为激励和响应, 则位移频响函数为:

$$H_{nm}(\omega) = \sum_{j=1}^N \frac{\phi_{nj}\phi_{mj}}{m_j(\omega_j^2 - \omega^2 + 2j\xi_j\xi_j)} \quad (4)$$

式中:  $N$  为总阶数;  $\phi_{nj}$  和  $\phi_{mj}$  为  $n$  和  $m$  的  $j$  阶振型;  $\omega_j$  为第  $j$  阶模态的固有频率,  $\omega_j^2 = \frac{k_j}{m_j}$ ;  $\xi_j$  为第

$j$  阶模态的阻尼比,  $\xi_j = \frac{c_j}{2m_j\omega_j}$ 。

考虑方便性, 试验中一般不测量位移, 而是取加速度信号作为系统响应。因此, 根据位移和加速度的关系得出的加速度频响函数为:

$$H_{nm}(\omega) = \sum_{j=1}^N \frac{-\phi_{nj}\phi_{mj}\omega^2}{m_j(\omega_j^2 - \omega^2 + 2j\xi_j\xi_j)} \quad (5)$$

### 1.2 试验原理

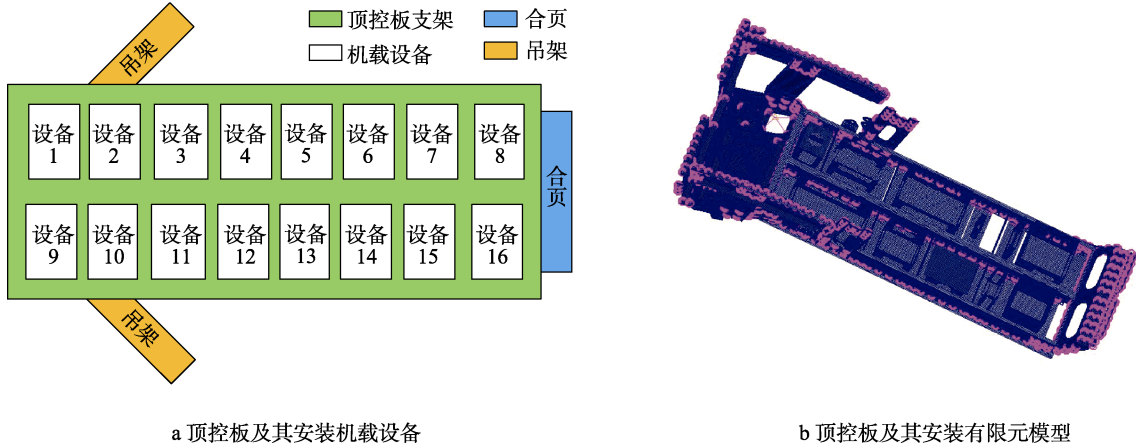
模态试验主要为锤击法试验和激振器法试验<sup>[6]</sup>。对于锤击法试验, 首先采用力锤敲击试验件产生脉冲激励信号, 然后采集输入和输出信号, 即对应的力和加速度传感器信号, 得到频响函数, 再运用最小二乘复频域法等分析系统的模态参数(极点、振型等)<sup>[7-8]</sup>。对于激振器法试验, 主要运用于上述参数的确认阶段, 可以避免激励能量低的缺点。通过扫频、随机等方式<sup>[9-10]</sup>, 根据结构输入的外部激振力频率判断是否与结构的固有频率出现共振现象, 再通过调整频率和相位获得单一振动模态, 特征如下: 结构的惯性力与弹性力平衡; 结构的阻尼力与激振力平衡; 测量点的加速度传感器响应与力传感器响应的相位相差  $90^\circ$ ; 所有响应的实部为 0, 相位一致或相反。通过移频技术使加速度响应与结构在某一频率下相位共振, 从而得到对应振型。但在实际操作过程中, 考虑到结构非线性, 因此上述现象不会完全实现, 为了更好地识别结构的模态, 将所有响应相位定义为一个总体目标函数  $\Delta$ :

$$\Delta = \frac{\sum_{i=1}^n b_i^2}{\sum_{i=1}^n A_i^2} \quad (6)$$

式中:  $b_i$  为第  $i$  个加速度响应的虚部;  $A_i$  为第  $i$  个加速度响应的幅值;  $n$  为响应自由度数。当  $\Delta$  值趋近于 1 时, 结构就逼近于单一的纯模态, 当  $\Delta \geq 0.8$  时, 则认为试验结果可接受。

## 2 试验模型

本文所研究的试验件包括顶控板支架、顶控板吊架组件及多个机载设备, 见图 2a。其中, 有 16 个机载设备不均匀分布, 并安装于一体化的顶控板支架, 再通过吊架和合页固定于机体结构。有限元建模时, 安装支架、吊架及合页采用壳单元 (PSHELL) 模拟; 合页主轴采用梁单元 (PBEAM) 模拟; 各连接点采用多点约束单元 (MPC) 模拟; 各机载设备则分别对其真实的重量、重心、主转动惯量进行模拟, 最终形成多点阵式的结构有限元模型, 见图 2b。结构材料参数见表 1。



a 顶控板及其安装机载设备

b 顶控板及其安装有限元模型

图2 顶控板结构及安装

Fig.2 Assembly schematic of top control panel: a) top control board and its installation onboard equipment; b) top control board and its installation finite element model

表1 顶控板安装结构材料参数  
Tab.1 Material parameters of top control panel

材料名称	使用部位	$\rho/(10^{-9}t \cdot mm10^{-3})$	$E/MPa$	$\mu$	$\sigma_b/MPa$
7475-T761	顶控板 吊架(钣金件)	2.8	71 000	0.33	455
7050-T7451	顶控板及顶控板吊架(机加件)	2.8	71 000	0.33	510
XC-1523(2A12CZ)	走丝轨	2.8	71 000	0.33	420
HB2-31Zg-4	合页通轴	7.8	210 000	0.28	400

本次试验在吊架、连接角片以及设备框附近共布置 15 个加速度测量点(如图 3 所示),所有加速度传感器通过蜂蜡粘贴于试验件表面。根据测量点坐标,在试验控制软件中建立模型,如图 4 所示。图 4 中带“#”号为测量点编号,括号内数字表示传感器序号、字母表示测量方向。

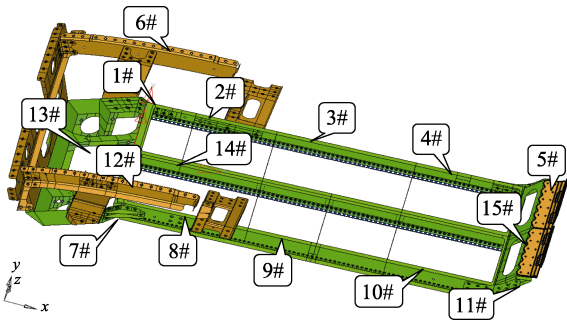


图3 顶控板试验测点

Fig.3 Diagram of model test measuring points of top control panel

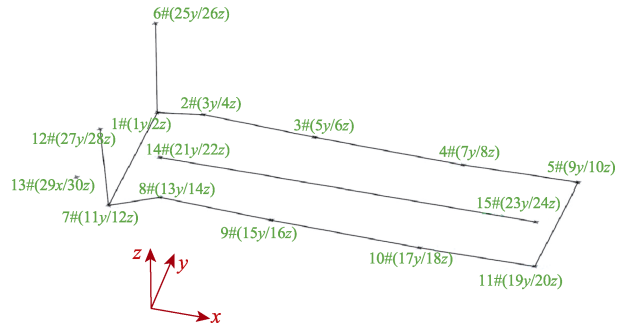


图4 顶控板试验建模

Fig.4 Diagram of test modeling of top control panel

### 3 试验方法

#### 3.1 试验系统原理

模态试验系统主要由激振器、数据采集和控制系统、功率放大器、模态分析与控制软件、传感器等组成<sup>[11-12]</sup>。试验系统原理见图 5,试验现场见图 6。

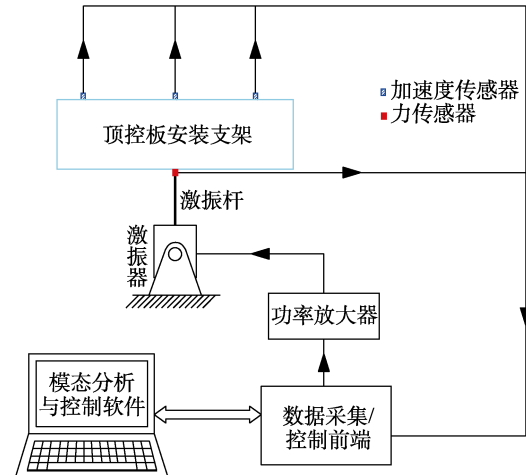


图5 试验系统原理

Fig.5 Diagram of test system schematic



图 6 试验现场  
Fig.6 Diagram of test site

### 3.2 试验状态及边界条件

本次试验分为 3 种试验状态及边界条件, 具体见表 2。在每个试验状态下, 测试试验件前三阶模态的固有频率、振型等模态参数。

表 2 试验状态及边界条件  
Tab.2 Test and constraint condition

试验序号	状态描述	边界条件
1	吊架组件及合页组装完成后的顶控板支架	自由边界
2	在状态 1 的基础上安装设备假件	自由边界
3	在状态 2 的基础上安装振动试验夹具	固支边界

### 3.3 试验程序步骤

试验时, 首先通过正弦扫频的方式初步获得各阶模态频率, 然后根据纯模态法仔细测量需要模态的固有频率、振型等。试验过程严格按照以下步骤执行:

1) 试验状态 1 和试验状态 2 的试验件通过橡皮绳进行悬吊, 试验状态 3 的试验件通过螺栓及压板固定于地轨。

2) 检查并确认试验件安装状态和情况。

3) 按照第 2 节内容布置测点的加速度传感器, 并通过导线连接至动态信号分析仪。其中, 1<sup>#</sup>~6<sup>#</sup>测量点分别与 7<sup>#</sup>~12<sup>#</sup>测量点关于局部坐标系  $xz$  平面对称。13<sup>#</sup>测量点附近布置一个  $+x$  向传感器和一个  $+z$  向传感器, 其余每个测量点附近布置一个  $+y$  向传感器和一个  $+z$  向传感器。所有传感器通过蜂蜡粘贴于试验件表面。

4) 动态信号分析仪设备开机, 通过设备指示灯检查所有通道通电情况。

5) 选取试验件上的合适位置安装激振器, 激振点位置及方向见表 3。

6) 检查支持系统、激振系统及测量系统工作情况。

7) 用随机法进行初步试验, 根据测量结果检查传感器位置及安装方向是否合适, 确认之后进行下一步试验。

8) 通过步进正弦法/随机法/锤击法测量各部件的频响函数, 初步判别模态频率。

9) 在上一步结果的基础上, 通过纯模态法识别各阶模态参数。

## 4 模态结果

### 4.1 模态试验结果

对试验件进行猝发的随机激振力, 得到试验状态 1、2、3 的频响函数曲线, 见图 7。再在其峰值频率的基础上进行纯模态测试, 得到 3 个状态下的模态结果, 分别见表 4。表 4 中分别给出了需要重点关注的垂向弯曲、侧向弯曲及扭转前两阶模态的频率、指示函数、阻尼比等。由试验结果可知, 所有模态的指示函数均大于 0.8, 模态纯度较高, 符合试验要求。

### 4.2 模态仿真结果

由模态试验结果可知, 3 种试验状态的前四阶模态都能够包含需要重点关注的顶控板的一阶弯曲和一阶扭转, 因此选取其前四阶模态试验结果进行有限元模型修正。具体修正方法如下:

1) 应用试验状态 1 的结果对顶控板支架 (见图 2) 进行第 1 轮建模修正, 试验与仿真的固有频率与振型对比结果见表 5 和图 8。

2) 应用试验状态 2 的结果对装配多个机载设备的支架模型进行第 2 轮修正, 试验与仿真的固有频率与振型对比结果见表 5 和图 9。

3) 应用试验状态 3 的结果对装配设备的支架与夹具的连接关系进行修正, 试验与仿真的固有频率与振型对比结果见表 5 和图 10。

表3 激振点和响应点的模态试验结果  
Tab.3 Model test results of excitation points and response points

试验件状态	序号	模态描述	激振点		典型响应点	
			位置	方向	位置	幅值/g
试验状态 1	1	一阶扭转	10#	+z	11#	+z: 1.72
	2	侧向一阶弯曲	10#	+y	11#	+y: 1.02
	3	侧向二阶弯曲	10#	+y	11#	+y: 1.07
	4	垂向一阶弯曲	15#	+z	11#	+z: 1.43
	5	二阶扭转	10#	+y	5#	+z: 3.60
	6	垂向二阶弯曲	15#	+z	10#	+z: 1.45
试验状态 2	1	一阶扭转	10#	+z	11#	+z: 1.06
	2	侧向一阶弯曲	12#	+y	12#	+y: 3.42
	3	侧向二阶弯曲	12#	+y	12#	+y: 3.10
	4	垂向一阶弯曲	15#	+z	11#	+z: 1.03
	5	二阶扭转	11#	+z	11#	+z: 0.69
	6	垂向二阶弯曲	10#	+z	11#	+z: 0.43
试验状态 3	1	侧向一阶弯曲	4#	-y	11#	+y: 0.52
	2	垂向一阶弯曲	10#	-z	5#	+z: 1.59
	3	一阶扭转	10#	-z	11#	+z: 0.67
	4	二阶扭转	10#	-z	10#	+z: 0.23
	5	垂向二阶弯曲	10#	-z	5#	+z: 0.98
	6	侧向二阶弯曲	4#	-y	10#	+y: 1.97

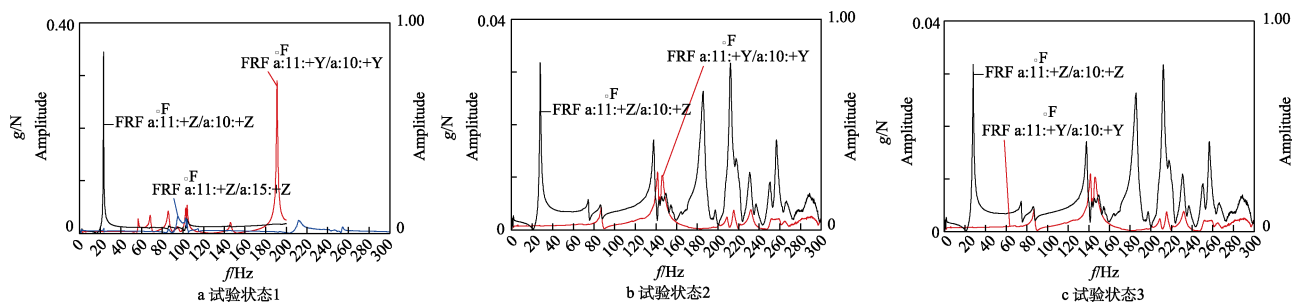


图7 频响函数曲线

Fig.7 Frequency response function curve: a) test state 1; b) test state 2; c) test state 3

表4 模态试验结果  
Tab.4 Modal test results

模态描述	试验状态 1			试验状态 2			试验状态 3		
	频率/Hz	阻尼比/%	指示函数	频率/Hz	阻尼比/%	指示函数	频率/Hz	阻尼比/%	指示函数
一阶扭转	23.14	0.92	1.00	26.10	3.37	0.99	60.91	2.91	1.00
侧向一阶弯曲	56.54	1.19	0.95	55.33	4.27	0.98	91.88	1.51	0.98
侧向二阶弯曲	68.28	1.78	0.98	66.12	4.57	0.86	111.45	2.37	0.95
垂向一阶弯曲	95.01	0.98	0.99	73.81	1.85	0.93	119.89	2.12	0.85
二阶扭转	102.86	0.79	0.98	85.40	1.78	0.92	150.45	2.18	0.98
垂向二阶弯曲	212.10	0.97	0.99	136.07	2.61	0.95	177.49	2.91	0.95

由对比结果可知,顶控板各试验状态的前四阶模态的有限元计算结果和模态试验结果的误差最大不

超过 5%,吻合度较高,修正后的有限元模型能够用于后续的振动响应仿真分析。

表 5 固有频率对比  
Tab.5 Comparison of natural frequency

相同阶次 试验/计算	试验状态 1			试验状态 2			试验状态 3		
	试验 结果/Hz	仿真 结果/Hz	频率 误差/%	试验 结果/Hz	仿真 结果/Hz	频率 误差/%	试验 结果/Hz	仿真 结果/Hz	频率 误差/%
1	23.14	22.36	3.4%	26.10	26.42	1.2	60.91	58.16	4.5
2	56.54	57.36	1.4%	55.33	53.91	2.6	91.88	87.90	4.3
3	68.29	68.23	0	66.12	66.53	0.6	111.45	110.84	0.5
4	95.01	95.22	0.2%	73.81	73.63	0.2	119.89	121.19	1.1

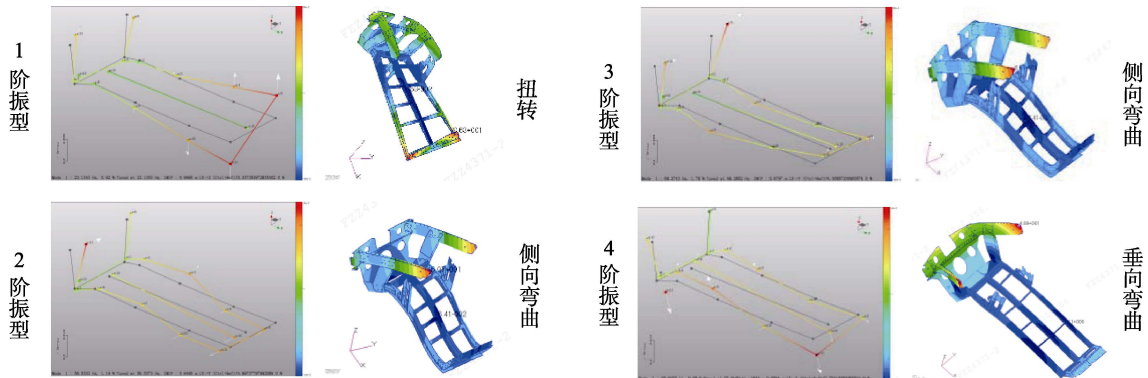


图 8 试验状态 1 的试验与仿真结果对比  
Fig.8 Comparison between experimental and simulation results of test state 1

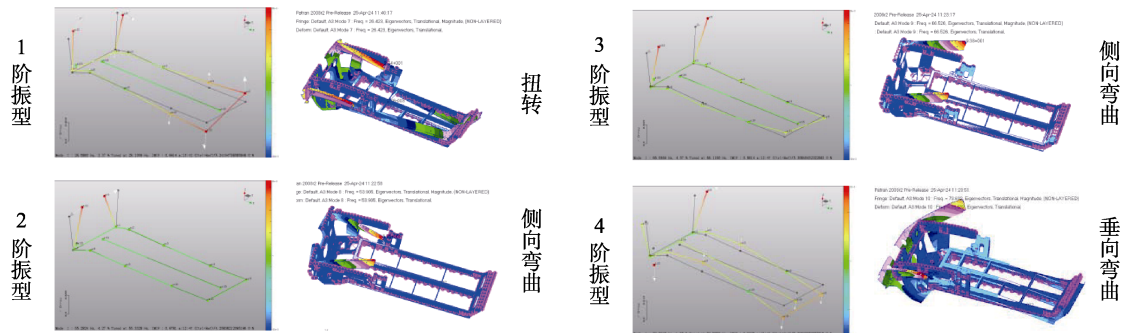


图 9 试验状态 2 的试验与仿真结果对比  
Fig.9 Comparison between experimental and simulation results of test state 2

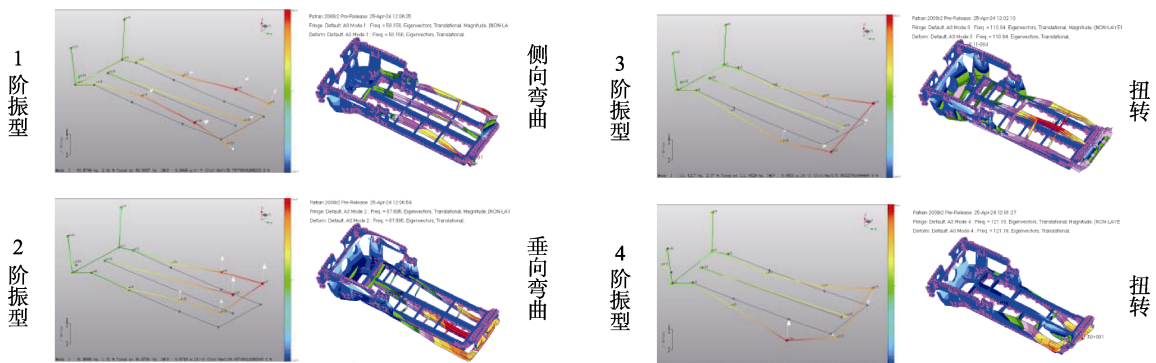


图 10 试验状态 3 的试验与仿真结果对比  
Fig.10 Comparison between experimental and simulation results of test state 3

## 5 结论

本文从理论基础、试验方法、试验状态、结果对

比等方面进行分析, 最终得到满意的模态试验结果, 并达到了对有限元动力学计算模型进行修正的目的。

1) 对于此类大集成化机载设备安装结构, 先通

过步进正弦法/随机法等多点激励测量各部件的频响函数,初步判别模态频率,再用纯模态法仔细测量和识别各阶模态参数,能够有效地达到试验目的,准确得到各阶模态。

2) 规划的3种不同试验状态及边界条件的模态试验可依次从支架本体、内部设备的结构及连接、外部安装等多方面、多维度了解顶控板安装结构的固有振动特性。

3) 仿真结果与试验结果的误差在5%以内,表明修正后的有限元模型能够真实可靠地反映构件的动力学特性,可以应用于后续的顶控板振动特性响应分析以及动力学优化设计。

4) 计算结果与试验结果存在误差可能是试验中橡皮绳悬吊的自由状态与仿真计算中的自由状态存在差异,以及激振器激励对整体结构带来的附加刚度等因素。

5) 根据不同状态的模态试验结果对有限元模型进行多轮次迭代修正的模态试验与仿真分析相结合的技术可以有效应用于此类大集成设备安装结构的动力学分析中,提高有限元模型的准确性。

#### 参考文献:

- [1] 赵保平,王刚,孙兰.基于产品功能的装备环境工程管理思考[J].装备环境工程,2017,14(11):1-6.  
ZHAO B P, WANG G, SUN L. Consideration of Materiel Environmental Engineering Management Based on Functional Equipment[J]. Equipment Environmental Engineering, 2017, 14(11): 1-6.
- [2] 孙建勇.机载成品环境适应性要求的剪裁[J].装备环境工程,2008,5(6):20-24.  
SUN J Y. Tailoring of Environmental Worthiness Requirement for Airborne End Product[J]. Equipment Environmental Engineering, 2008, 5(6): 20-24.
- [3] 杨森,李曙林.军用飞机环境适应性研究的思考[J].航天器环境工程,2008,25(2):152-154.  
YANG S, LI S L. Environmental Adaptability of Military Aircrafts[J]. Spacecraft Environment Engineering, 2008, 25(2): 152-154.
- [4] 姚尧.设备安装设计在民用航空电子电气设备架中的分析[J].科技与创新,2016(20):77-78.  
YAO Y. Analysis of Equipment Installation Design in Civil Aviation Electronic and Electrical Equipment Rack[J]. Science and Technology & Innovation, 2016 (20): 77-78.
- [5] 方同.振动理论及其应用[M].西安:西北工业大学出版社,2000:79-81.  
FANG T. Vibration Theory and its Application[M]. Xi'an: Northwest University of Technology Press, 2000: 79-81.
- [6] 张杰,李晖,李鹤.某型机床动态特性试验分析[C]//2011年全国机械动力学学术大会.杭州:机械工业出版社,2011.  
ZHANG J, LI H, LI H. Test and Analysis of Dynamic Characteristics of Machine Tool[C]// 2011 National Academic Conference on Mechanical Dynamics. Hangzhou: China Machine Press, 2011.
- [7] 李勋,张东明,赵开宁.锤击法在航空发动机部件模态试验中的常见问题浅析[J].航空发动机,2010,36(5):47-51.  
LI X, ZHANG D M, ZHAO K N. Common Problems Analysis of Impact Modal Test in Aeroengine Component[J]. Aeroengine, 2010, 36(5): 47-51.
- [8] 赵一朵,赵开宁.复杂构件模态试验技术研究[C]//第十六届船舶水下噪声学术讨论会论文集.贵阳:[出版者不详],2017.  
ZHAO Y D, ZHAO K N. Study on Modal Test Technology of Complex Component[C]// Proceedings of the 16th Academic Symposium on Underwater Noise of Ships. Guiyang: [s. n.], 2017.
- [9] 赵鑫,邢壮,孙天宇,等.基于试验模态分析的某导弹振动夹具动态性能分析[J].环境技术,2020,38(6):216-220.  
ZHAO X, XING Z, SUN T Y, et al. Research on Dynamic Characteristics of Vibration Fixture for a Missile Based on Experimental Modal Analysis[J]. Environmental Technology, 2020, 38(6): 216-220.
- [10] 丁国龙,高博,明廷伯,等.大型静压回转工作台的模态分析与优化设计[J].机床与液压,2018,46(19):67-71.  
DING G L, GAO B, MING T B, et al. Modal Analysis and Optimization Design for Large Static Pressure Workbench[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2018, 46 (19): 67-71.
- [11] 秦锦,龚亮,王培勇.某型飞机主要机体结构模态分析及测试[J].噪声与振动控制,2020,40(1):234-238.  
QIN J, GONG L, WANG P Y. Modal Analysis and Test of the Main Structure of an Aircraft[J]. Noise and Vibration Control, 2020, 40(1): 234-238.
- [12] 杨揆.模态试验技术的理论研究[J].装备制造技术,2015(11):264-265.  
YANG K. Theoretical Research of Modal-Test Technology[J]. Equipment Manufacturing Technology, 2015(11): 264-265.