

引用格式:李世桥,张立锋,温永强,等.机载电子设备A类紧定装置改进设计[J].电光与控制,2018,25(6):102-105. LI S Q, ZHANG L F, WEN Y Q, et al. Improvement on design of A-type locking device in airborne electronic equipment[J]. Electronics Optics & Control, 2018, 25(6):102-105.

## 机载电子设备 A 类紧定装置改进设计

李世桥<sup>1</sup>, 张立锋<sup>1</sup>, 温永强<sup>2</sup>, 高海峰<sup>1</sup>

(1. 中国航空工业集团公司洛阳电光设备研究所, 河南 洛阳 471023;  
2. 中国人民解放军驻六一三所军事代表室, 河南 洛阳 471000)

**摘要:** A类紧定装置是机载电子设备普遍采用的安装紧固结构装置, 在使用过程中经常出现紧固不牢和松动等问题, 影响机载电子设备的安装可靠性。利用受力解析和零件接触面形貌分析, 研究了A类紧定装置的工作过程和作用机理, 分析了影响A类紧定装置紧固性能的因素, 提出了减小预紧力耗损、改进安装角度和减小机构间隙等设计改进措施。仿真计算和实物试验结果表明: 改进措施能够有效增加机载电子设备结构刚度和强度, 提高设备安装可靠性。

**关键词:** 机载电子设备; A类紧定装置; 紧固性能; 随机振动; 有限元分析

中图分类号: V271.4 文献标志码: A doi:10.3969/j.issn.1671-637X.2018.06.022

## Improvement on Design of A-Type Locking Device in Airborne Electronic Equipment

LI Shi-qiao<sup>1</sup>, ZHANG Li-feng<sup>1</sup>, WEN Yong-qiang<sup>2</sup>, GAO Hai-feng<sup>1</sup>

(1. Luoyang Institute of Electro-Optical Equipment, AVIC, Luoyang 471023, China;  
2. Military Representative Office of PLA in No. 613 Institute, Luoyang 471000, China)

**Abstract:** A-type locking device is widely used in airborne electronic equipment. The failure to fasten the equipment often occurs during operation, which may affect the mounting reliability of the electronic equipment. We studied the working process and mechanism of the A-type locking device through mechanical analysis and contact-surface analysis, and analyzed the factors that affect the fastening performance. The measures for design improvement were put forward, such as controlling the precision of pre-tension force, improving the angle of fixing and reducing the clearance. The result of simulations and tests showed that the improvement can effectively enhance the structural stiffness and strength of the airborne electronic equipment, and improve the mounting reliability of the equipment.

**Key words:** airborne electronic equipment; A-type locking device; fixing performance; random vibration; finite element analysis

### 0 引言

A类紧定装置广泛应用于机载电子设备产品, 是保证机载电子设备有效紧固、快速拆装的关键因素, 如何正确设计和使用A类紧定装置, 对于提高机载电子设备的可靠性和维修性起着关键作用。然而因为设计和使用不当, 采用A类紧定装置固定的机载电子设备在试验和使用过程中, 屡有结构件磨损和强度破坏故障发生。国内对机载电子设备机箱和安装托架结构的抗振和紧固设计进行了大量研究<sup>[1-5]</sup>, 主要是对机载

电子设备机箱、安装支架和锁紧装置的结构刚度、强度进行分析和优化设计, 但鲜有对A类紧定装置紧固性能和工程使用问题的深入分析。基于此, 利用受力解析、零件接触面形貌分析方法对A类紧定装置的作用机理进行研究, 分析其紧固特性和影响因素, 提出了结构改进设计措施并进行试验和仿真验证, 取得了较好的改进效果。

### 1 A类紧定装置

#### 1.1 A类紧定装置结构组成和工作过程

文献[6-8]分别对A类紧定装置(简称紧定装置)的结构、安装形式和尺寸进行了描述, 如图1所示, 包括摇摆螺栓部件(包含环扣、螺纹杆、上齿套)、铰链

收稿日期: 2017-10-30

修回日期: 2017-11-28

作者简介: 李世桥(1982—), 男, 河南兰考人, 硕士, 工程师, 研究方向为机载电子设备结构分析。

支座(含销)和前紧定钩。铰链支座固定于安装架,前紧定钩固定于机箱。

紧定装置的工作过程为:旋转上齿套,推动环扣向前紧定钩(即机箱)方向移动,使环扣对前紧定钩产生压力,从而实现压紧前紧定钩和紧固机箱的目的;拆卸机箱时,将上齿套反向旋转,即可解锁环扣和前紧定钩。

紧定装置防松机理为:将环扣与螺纹杆贯穿口设计为“跑道”形,使两者之间不会发生相对转动,并通过环扣与上齿套形成锯齿状咬合连接,达到对上齿套防松的目的。

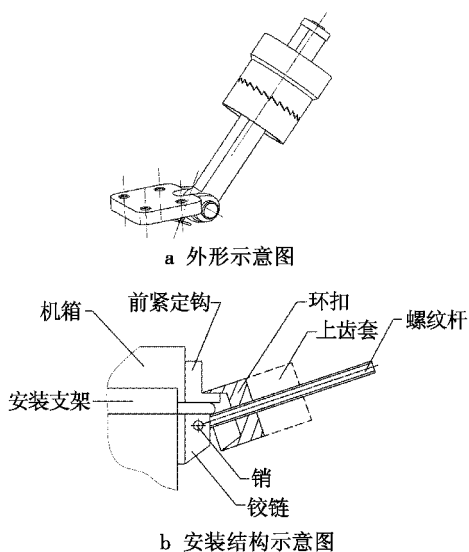


图1 A类紧定装置

Fig.1 Structure of A-type locking device

### 1.2 A类紧定装置作用机理

如图2所示,在上齿套推动环扣压紧前紧定钩(即机箱)的过程中,螺纹杆被拉伸产生拉力,即预紧力 $F_0$ ,转化为环扣对前紧定钩的作用力 $N$ ,达到压紧前紧定钩、紧固机箱的目的。分别对紧定装置进行3个轴向振动载荷下的受力解析。设机箱的前后方向为 $X$ 向,上下方向为 $Y$ 向,左右方向为 $Z$ 向,各方向受力情况如图3所示。

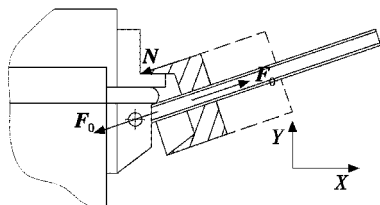


图2 受力示意图

Fig.2 Sketch map of force analysis

在 $X$ 向,忽略机箱和安装支架间的摩擦力,所受的力包括:压力 $N$ 在 $X$ 向的分力 $N_x$ 和机箱惯性力 $F_x$ (此惯性力为机箱在往复振动载荷作用下,其相对于安装支架的加速度和质量的乘积,考虑其最大值,即每个

往复振动过程中安装支架速度为0时)。其中, $F_x = M * a_x$ , $M$ 为机箱质量, $a_x$ 为机箱在 $X$ 向振动载荷下的响应加速度值,机箱在 $X$ 向的紧固条件为

$$N_x > M * a_x \quad (1)$$

同理,机箱在 $Y$ 向的紧固条件为

$$N_y > M * a_y \quad (2)$$

在 $Z$ 向,所受的力包括:环扣和前紧定钩受压力接触而在 $Z$ 向产生的相互作用力 $f$ (可等效为摩擦力),机箱惯性力 $F_z$ ,其中, $f = \mu * N_y$ , $\mu$ 为环扣和前紧定钩接触的等效摩擦系数,所以,机箱在 $Z$ 向的紧固条件为

$$\mu * N_y > M * a_z \quad (3)$$

根据以上3个轴向受力解析,在 $X$ 向和 $Y$ 向,只需控制初始预紧力至合理范围,即可使机箱紧固;在 $Z$ 向,只控制初始预紧力并不能保证机箱在 $Z$ 向的紧固,需要考虑摩擦系数 $\mu$ 以及对 $\mu$ 产生影响的相关因素。

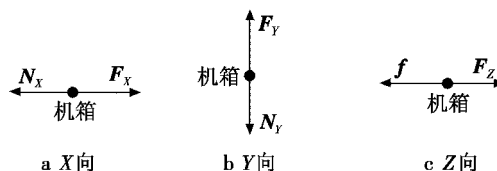


图3 机箱在 $X, Y, Z$ 轴向受力示意图

Fig.3 Force analysis of the case along  $X, Y, Z$  axis

### 1.3 A类紧定装置 $Z$ 向紧固性能影响因素分析

在 $Z$ 向,由式(3)可知,决定紧定装置 $Z$ 向紧固性能的参数为 $M, N_y, \mu$ 和 $a_z$ 。其中: $M$ 可以通过增加紧定装置的使用数量来降低单个紧定装置承担的产品质量; $N_y$ 由施加在螺纹杆上的预紧力 $F_0$ 决定;影响 $\mu$ 的因素包括接触材料、接触面微观形貌和接触面形态等,如图4a所示,理想状态时,环扣和前紧定钩的接触部位在剖视图中显示为一条直线段,在图4b所示的接触状态中,环扣和前紧定钩呈现点接触状态,等效摩擦系数较小,紧固性能较差;紧定装置中影响 $a_z$ 的因素主要为组成紧定装置各机构零件间的配合间隙,若间隙较大就会导致紧定装置连接刚度降低,使 $a_z$ 变大。

综上,影响紧定装置 $Z$ 向紧固性能的因素主要有:1) 单个紧定装置承担的产品质量;2) 螺纹杆预紧力值;3) 环扣和前紧定钩之间的接触形态;4) 紧定装置各机构零件间隙设计。

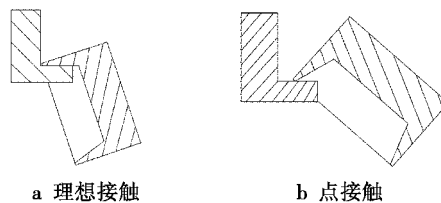


图4 接触形态

Fig.4 Contact forms

## 2 A类紧定装置紧固性能改进

以某A类紧定装置为改进对象,分别针对以上各因素进行分析并提出改进措施。

### 2.1 某A类紧定装置基本情况

某机载电子设备所使用的A类紧定装置,结构如图5所示,环扣和上齿套配合齿数为24,螺纹杆和铰链支座支撑壁间的单边间隙为0.2 mm,如图5a所示,装配角度 $\alpha$ 为 $28^\circ$ ,如图5b所示,紧定装置使用个数为2。

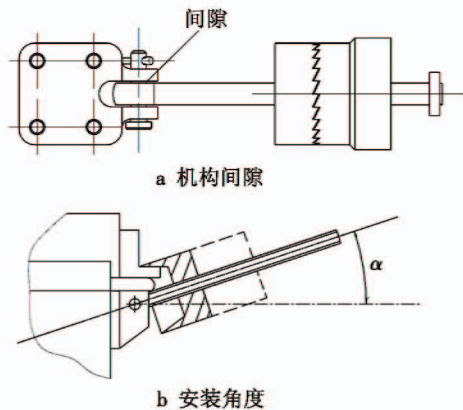


图5 某设备的A类紧定装置

Fig.5 A-type locking device of a certain equipment

### 2.2 紧定装置性能改进

#### 1) 螺纹杆预紧力。

影响螺纹杆预紧力的主要因素为使用过程中的预紧力耗损。如图6所示,上齿套和环扣间设计为锯齿咬合连接,当两者配合如图6b状态时,即上齿套齿尖接近环扣齿尖而又不能越过齿尖,因结构磨损难以避免,上齿套在振动过程中会发生松动,导致齿尖滑至环扣齿底,即图6a所示状态,其施加的预紧力最终状态降低至与图6a状态相同,产生了预紧力耗损,所以,单齿对应的旋转角度值决定了预紧力的最大耗损。

综合考虑模数、齿高和强度要求,将原结构齿数24改进为36,根据预紧力算式: $F_0 = E * A * \Delta L$  ( $E$ 为螺纹杆材料的拉伸弹性模量, $A$ 为螺纹杆截面积, $\Delta L$ 为环扣每齿对应的推进距离),单齿对应的预紧力耗损值由151.8 N降低为101.2 N,所以,改进上齿套和环扣配合齿数,有效降低了螺纹杆的预紧力最大耗损,从而提高了螺纹杆预紧力。

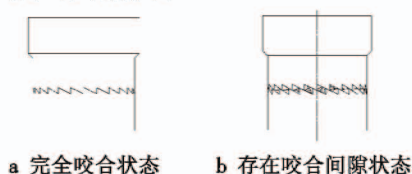


图6 咬合状态示意图

Fig.6 The schema of occlusion

#### 2) 环扣和前紧定钩接触形态。

紧定装置的装配角度 $\alpha$ ,决定了环扣和前紧定钩的接触状态,当装配角度过大时,两者间接触面积急剧变小近似为点接触,环扣和前紧定钩间的相互作用力就会明显减小。根据环扣结构特征,计算出达到图4a所示状态的最佳安装角度,通过改进支架结构调整机箱和安装支架的相对位置尺寸,使得 $\alpha$ 等于最佳安装角度。

#### 3) 机构间隙。

机构间隙如图5a所示,原结构中螺纹杆和铰链支座支撑壁间的单边间隙为0.2 mm,结合工程经验并综合考虑间隙配合设计和加工工艺要求<sup>[9]</sup>,将单边间隙减小为0.05 mm,同时对紧定装置各零件配合间隙进行改进。

## 3 结果验证

采取以上措施对结构进行设计改进,通过实物正弦振动扫频试验和MSC. Nastran有限元仿真分析,分别考察紧定装置结构改进前后设备的固有频率、随机振动变形和应力值,评估结构刚度和强度性能改进情况。

### 3.1 模态频率

对改进后的设备进行Z向扫频试验,获取结构在此方向的近似一阶模态信息,通过对比模态频率量值,考察紧定装置改进对设备结构刚度的影响。正弦振动扫频的频率范围为0~300 Hz,加速度量值分别设置为2g,3g,4g和5g,以考察不同载荷下紧定装置连接紧固性能的变化情况,模态频率结果对比见表1。

表1 模态频率对比

Table 1 Modal frequency

扫频加速度量值/g数	模态频率(原状态)/Hz	模态频率(改进后状态)/Hz
2	127	126
3	123	122
4	96	119
5	79	117

由表1结果可知,当扫频加速度量值为2g和3g时,原紧定装置和改进后的紧定装置模态频率相当,此时机箱受力满足式(3)要求,原紧定装置和改进后的紧定装置都能满足紧固要求;当扫频加速度量值超过3g时,原结构的固有频率明显降低,说明随着惯性力载荷的增加,机箱受力已不能满足式(3)要求,改进后结构的固有频率则没有明显降低,说明改进措施能够有效保证紧定装置的连接刚度性能。

### 3.2 随机振动变形

建立设备结构的有限元模型,通过所测得的固有频率对标有限元模型的连接刚度参数,获得接近于实

物动力学特性的计算模型。设备的随机振动载荷是服从正态分布的宽带随机振动<sup>[10]</sup>,随机载荷工作谱为平直谱:频率 15~2000 Hz、功率谱密度为  $3.84 \text{ m}^2/(\text{s}^4 \cdot \text{Hz})$ 。对比计算紧定装置改进前后结构的最大响应位移,最大响应位移功率谱密度(PSD)曲线如图 7 所示,由图 7 可知,紧定装置改进后结构最大响应变形均方根值由 0.66 mm 减小为 0.28 mm,结构刚度明显提高。

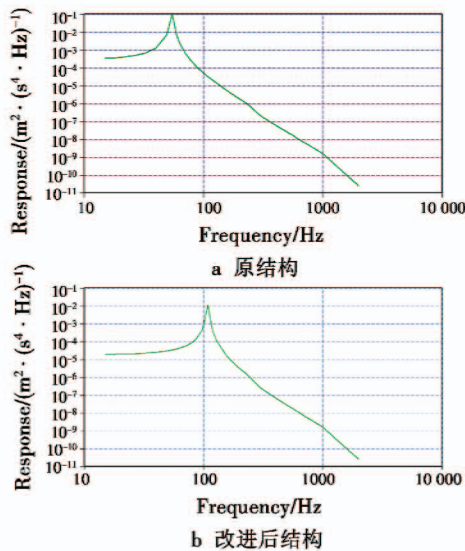


图 7 结构位移 PSD

Fig.7 The PSD of displacement

### 3.3 随机振动应力

根据以上有限元模型和随机振动载荷,分别计算紧定装置改进前后结构的最大响应应力,图 8 所示为最大响应应力部位应力云图,由结果可知,紧定装置改进后结构最大响应应力由 182 MPa 减小为 141 MPa,说明紧定装置改进后能够明显提高结构强度。

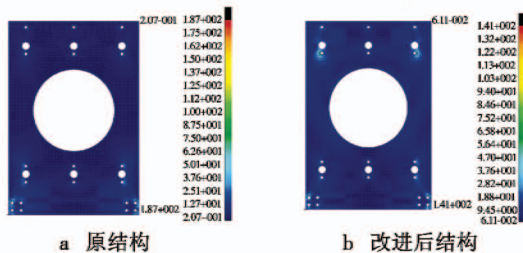


图 8 应力云图

Fig.8 The stress cloud chart

## 4 结语

通过对紧定装置进行受力情况解析,描述了紧定装置的工作原理,分析了紧定装置在 Z 向工作过程中存在的问题和原因,在此基础上提出了提高预紧力施加精度、改进装配角度、减小配合间隙等改进设计措施,并针对改进设计措施进行了实物试验和有限元仿真模拟试验。试验结果表明改进措施能够有效提高结构刚度和强度。改进设计保证了紧定装置的操作便捷性和紧固力学性能,还可以用于其他类型紧定装置(如 B 类紧定装置)的连接性能改进,在机载电子设备的结构设计中具有良好的应用前景。

### 参考文献

- [1] 刘鸽. 机载信息处理机结构仿真分析与关键技术研究[D]. 西安:西安电子科技大学,2012.
- [2] 向泽锐,徐伯初,朱先辉,等. 单台式机载电子设备的结构设计方法及应用[J]. 机械设计,2014,31(3):19-24.
- [3] 南雁. 机载计算机 B 型前锁紧装置的设计研究与应用[J]. 航空计算技术,2010,40(4):92-95.
- [4] 刘治虎,郭建平,杨龙. 某机载电子设备结构随机振动分析[J]. 航空计算技术,2011,41(4):91-93.
- [5] 杨群. 小型化机载电子设备的设计和应用[J]. 电子机械工程,2009,25(5):31-33.
- [6] 国防科学技术工业委员会. GJB 780-1988 机载电子设备的安装架及其附件的基本尺寸[S]. 北京:国防科工委军标出版发行部,1988.
- [7] 《电子设备机箱、机柜、控制台设计手册》编委会. 电子设备机箱、机柜、控制台设计手册[M]. 北京:化学工业出版社,2012.
- [8] 国防科学技术工业委员会. GJB 441-1988 机载电子设备机箱、安装架的安装形式和基本尺寸[S]. 北京:国防科工委军标出版发行部,1988.
- [9] 成大先. 机械设计手册[M]. 北京:化学工业出版社,2015.
- [10] 《力学环境技术》编著委员会. 力学环境试验技术[M]. 西安:西北工业大学出版社,2003.