

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2020.06.022

# 重型楔形锁紧装置的研制\*

何 恩,程皓月,赖天华,冷国俊

(中国电子科技集团公司 第二十九研究所,四川 成都 610036)

**摘要:**针对普通楔形锁紧装置(以下简称锁紧装置)的夹持力较小,不适用于锁紧大质量电子设备的问题,对锁紧装置的结构组成进行了优化,对锁紧装置的夹持力进行了力的推导和研究。提出了锁紧装置的夹持力与螺钉的预紧力、楔形滑块节数、滑块相互夹角及摩擦系数之间的公式关系;同时,结合力学有限元仿真的方法,计算了锁紧装置的应力分布;最后进行了电子设备的随机振动试验。研究表明,钛合金材料更适合重型锁紧装置,通过选择合适的材料和夹持力匹配计算,重型锁紧装置满足大质量电子设备的振动环境要求,但应注意提高重型锁紧装置和锁紧槽之间接触面的耐磨性。

**关键词:**楔形锁紧装置;夹持力;电子设备

中图分类号:TH122;TH123.4

文献标识码:A

文章编号:1001-4551(2020)06-0715-04

## Research of the heavy wedge lock

HE En, CHENG Hao-yue, LAI Tian-hua, LENG Guo-jun

(The 29th Research Institute of CETC., Chengdu 610036, China)

**Abstract:** Aiming at the clamping force of the ordinary wedge lock is small, and it is not suitable for locking the electronic equipment of high quality, the structure of the wedge lock was optimized. The clamping force of the wedge lock was deduced and studied. The formulae of the clamping force, the force of the screw, the number of joints, the angle between the sliders and the friction coefficient were presented. The stress distribution of the wedge lock was calculated by finite element simulation. Finally, the random vibration test of electronic equipment was carried out. The results indicate that titanium alloy is more suitable for heavy wedge lock, by selecting suitable materials and calculating the clamping force, the heavy wedge lock can meet the requirement of the vibration environment of the electronic equipment. However, attention should be paid to improving the wear resistance of the contact surface between the heavy wedge lock and the locking groove.

**Key words:** wedge lock; clamping force; electronic equipment

## 0 引 言

锁紧装置是一种 LRM 模块的联接结构,锁紧装置具有可快速拆卸联接、适合可插拔结构、可放大紧固件的锁紧力、联接可靠性高的特点。锁紧装置广泛应用于各类 LRM 模块和加固电子设备中,以提高电子设备的环境适应性、维修性、可靠性。

国内外的研究者对锁紧装置的结构和作用进行的分析和研究主要集中在 3 个方面:

(1) 锁紧装置的热阻测试研究<sup>[1]</sup>; (2) 针对锁紧装置的结构,分析不同拧紧力矩时锁紧装置能够产生的夹持力; (3) 在振动条件下,分析锁紧装置的振动传递作用和印制板的频率响应特性<sup>[2-3]</sup>。

这些研究主要是针对 SJ20382-2007 中提出的 XS3 型、XS5 型锁紧装置应用在模块时的特性进行分析和试验<sup>[4]</sup>,几乎没有锁紧装置应用到大质量电子设备的连接结构的研究,主要原因是 XS3 型、XS5 型锁紧装置的夹持力较小,仅支持 1 kg ~ 1.5 kg 的模块质量<sup>[5]</sup>,以及滑块结构易“咬死”。而某些项目的大质量

收稿日期:2019-08-08

基金项目:国家自然科学基金青年基金资助项目(51605452)

作者简介:何恩(1977-),男,四川成都人,硕士研究生,主要从事结构设计、热设计工作方面的研究。E-mail:13880802055@139.com

电子设备质量达到 80 kg。

基于维修性、可靠性、环境适应性要求,本文提出采用两侧锁紧装置的安装方案,研制可用于大重量电子设备的重型锁紧装置。

## 1 锁紧装置

某型安装在机架上的大质量电子设备质量为 80 kg,为便于电子设备的安装和拆卸,电子设备两侧拟采用 4 根锁紧装置进行快速锁紧安装,锁紧装置安装联接示意图如图 1 所示。

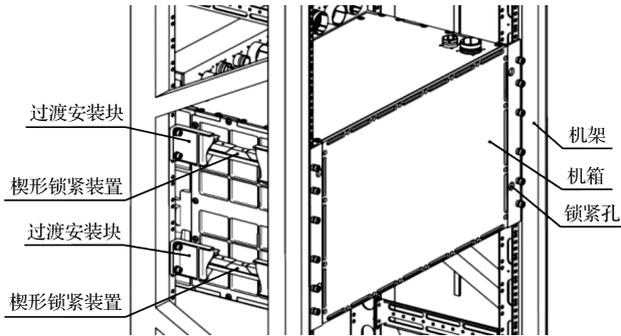


图 1 锁紧装置安装联接示意图

### 1.1 装置要求

电子设备的使用需要满足随机振动环境下的功率谱密度 RMS 为  $a = 9.71 \text{ g}$ 。由于峰值加速度的不确定性和不可测性,取置信区间  $3\sigma$  (置信度为 99.73%),采用 4 根锁紧装置则应满足<sup>[6]</sup>:

$$4F \geq 3ma \quad (1)$$

式中: $F$ —单根重型锁紧装置的夹持力; $m$ —电子设备质量; $a$ —随机振动环境下的功率谱密度。

通过计算可知,单根重型锁紧装置需要提供的夹持力  $F$  不小于 5 709 N。

### 1.2 装置组成

重型锁紧装置结构由螺钉、垫圈、滑杆和五节滑块组成。滑杆的截面为方形,滑块与滑杆为间隙配合,滑块在滑杆上前后滑动自由度因而不会转动。需要解决的是 XS3 型、XS5 型锁紧装置在使用中容易出现滑块翻转,进而锁紧装置失效卡死的问题。

重型锁紧装置外形如图 2 所示。

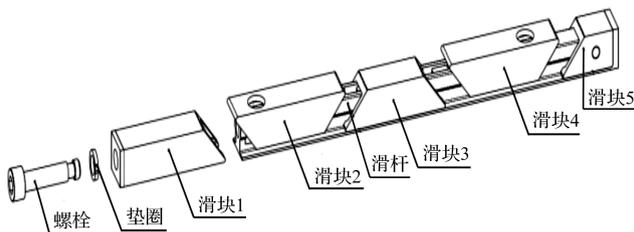


图 2 重型锁紧装置示意图

## 2 夹持力的计算

锁紧装置是通过拧紧螺栓,引起滑块沿楔形面的爬升,滑块爬升到锁紧槽接触面后,在锁紧槽上、下面产生正压力,进而产生摩擦力,从而实现被夹持物的锁紧。其摩擦力的总和为夹持力。

螺钉预紧力为  $F_0$ ,设滑块相互夹角为  $\delta$ ,五节锁紧装置的传递受力关系如图 3 所示。

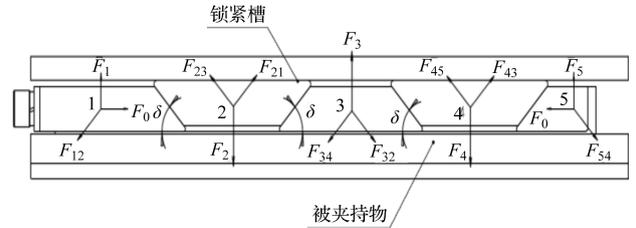


图 3 五节锁紧装置传递受力关系

根据图 3 的传递受力图,则有如下关系:

$$F_1 = F_0 / \tan \delta \quad (2)$$

$$F_{12} = F_{21} = F_0 / \sin \delta \quad (3)$$

$$F_{21} = F_{23} = F_0 / \sin \delta \quad (4)$$

$$F_2 = F_{21} \cos \delta + F_{23} \cos \delta = 2F_0 / \tan \delta \quad (5)$$

$$F_{32} = F_{34} = F_{23} = F_0 / \sin \delta \quad (6)$$

$$F_3 = F_{34} \cos \delta + F_{32} \cos \delta = 2F_0 / \tan \delta \quad (7)$$

$$F_{43} = F_{45} = F_{34} = F_0 / \sin \delta \quad (8)$$

$$F_4 = F_{45} \cos \delta + F_{43} \cos \delta = 2F_0 / \tan \delta \quad (9)$$

$$F_{54} = F_{45} = F_0 / \sin \delta \quad (10)$$

$$F_5 = F_{54} \cos \delta = F_0 / \tan \delta \quad (11)$$

将  $F_1, F_3, F_5$  求和,可得到锁紧槽下表面的正压力  $F_{s1}$ 。将  $F_2, F_4$  求和,可得到锁紧槽上表面的正压力  $F_{s2}$ :

$$F_{s1} = F_1 + F_3 + F_5 = 4F_0 / \tan \delta \quad (12)$$

$$F_{s2} = F_2 + F_4 = 4F_0 / \tan \delta \quad (13)$$

式中: $F_1, F_2, F_3 \dots$ —滑块对锁紧槽的正压力; $F_{12}, F_{21} \dots$ —滑块之间的作用力; $\delta$ —滑块相互夹角; $F_0$ —螺钉的预紧力。

则锁紧装置的夹持力  $F$  为:

$$F = \mu F_{s1} + \mu F_{s2} = 8\mu F_0 / \tan \delta \quad (14)$$

设锁紧装置的节数为  $n$  (一般取奇数 3, 5, 7, \dots), 则锁紧装置夹持力公式:

$$F = 2(n - 1)\mu F_0 / \tan \delta \quad (15)$$

式中: $n$ —锁紧装置的节数; $\mu$ —摩擦系数; $\delta$ —滑块相互夹角; $F_0$ —螺钉的预紧力。

通过式(15)可以知道:

(1) 一般锁紧装置的节数为奇数,节数越多,夹持力成倍放大,但螺钉的行程成倍增加;

(2) 夹持力与螺钉预紧力  $F_0$  成正比;

(3) 锁紧装置具有把螺钉的预紧力  $F_0$  放大的作用,楔形滑块节数越多,夹持力越大;

(4) 锁紧装置要求表面具有较大摩擦系数,如果接触面涂有润滑液、导热脂等,夹持力会大大降低甚至失效。

另外,夹持力与滑块相互夹角的  $\tan\delta$  值成反比,为保证滑块之间不会自锁,一般取  $\delta = 45^\circ$  即  $\tan\delta = 1$ 。

为保证机架上的 80 kg 电子设备能够牢固安装,单根锁紧装置的夹持力必须大于 5 709 N,并有一定的设计余量。

因此,螺钉的规格选为 M6,根据螺栓标准扭矩及预紧力速查表,设定预紧力为 4 200 N,采用  $\delta = 45^\circ$  的五节滑块锁紧装置,摩擦系数  $\mu = 0.25$ ,则根据式(3)可知锁紧装置的夹持力  $F$  为:

$$F = 8\mu F_0 / \tan\delta \times 0.25 \times 4\ 200 = 8\ 400\ \text{N} > 5\ 709\ \text{N}。$$

由此可见,该锁紧装置的设计满足要求。

### 3 锁紧装置力学仿真

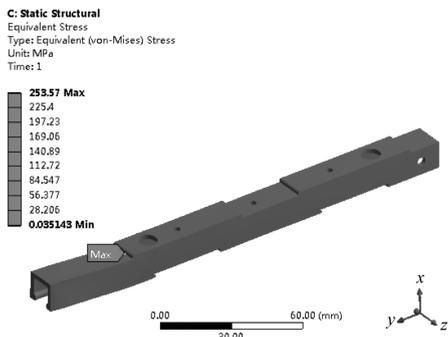
由于楔形锁紧装置构成的系统具有较强的非线性<sup>[7]</sup>,简化后还需要通过 ANSYS 进行静力学仿真,以快速评估锁紧装置在受到 M6 螺钉预紧力和随机振动工况下的结构强度是否满足要求。本文假设了两种静载荷情况:

(1) 在只有 M6 螺钉预紧力时,设锁紧装置受到一对 4 200 N 的力;

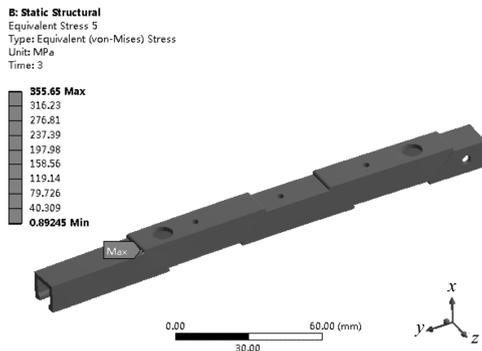
(2) 在处于振动状态时,设锁紧装置受到一对 4 200 N 的预紧力,同时随机振动锁紧装置受到 5 709 N 的惯性力载荷。

通过仿真计算,在预紧力工况时,铝合金锁紧装置只受到螺钉的预紧力,最大应力达到 253 MPa。然而在随机振动工况的 +Z 方向,铝合金材料的锁紧装置的最大应力达到 333 MPa,相比铝合金材料的屈服极限,安全系数较低。考虑到铝合金在耐久振动情况下会受到更大的载荷,所以更换材料为钛合金材料。

铝合金锁紧装置预紧力工况下的应力云图、钛合金锁紧装置振动工况下的应力云图如图 4 所示。



(a) 铝合金预紧力工况



(b) 钛合金随机振动工况

图 4 锁紧装置仿真应力云图

锁紧装置力学仿真最大应力如表 1 所示( $X, Y, Z$  表示不同方向的载荷)。

表 1 锁紧装置力学仿真最大应力

工况	铝合金时的 最大应力/MPa			钛合金时的 最大应力/MPa		
	(X)	(Y)	(Z)	(X)	(Y)	(Z)
预紧力	253.5			243		
随机	259	237	333	252	233	355
振动	(X)	(Y)	(Z)	(X)	(Y)	(Z)

### 4 随机振动试验结果分析

笔者用重型锁紧装置把电子设备安装在振动试验夹具上,进行了 3 个轴向的随机振动试验,随机振动试验 RMS 曲线如图 5 所示。

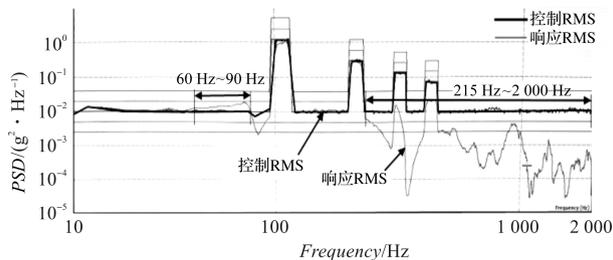


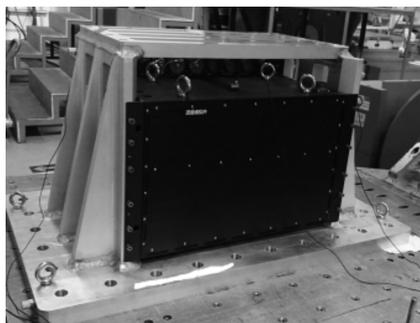
图 5 电子设备随机振动试验 RMS 曲线

从图 5 所示的 RMS 响应曲线可知,安装结构只在 60 Hz ~ 90 Hz 有很小放大,而在 215 Hz ~ 2 000 Hz 部分衰减很好,说明重型锁紧装置具有很好的紧固特性。

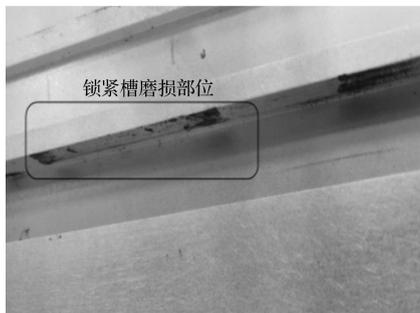
上述试验完成后,在试验夹具上,笔者发现锁紧槽有明显磨损痕迹。

电子设备随机振动试验台和锁紧槽磨损部位如图 6 所示。

从摩擦学分析,在随机振动试验时,由于锁紧槽的屈服强度低于锁紧装置的屈服强度,在一定载荷作用下,在接触点发生塑性变形或剪切,使得表面氧化膜破裂、温度升高,进而接触点产生粘着—剪断—粘着—剪断的循环过程。



(a) 随机振动试验台



(b) 锁紧槽磨损部位

图 6 电子设备随机振动试验台和锁紧槽磨损部位

磨损量的定性公式为<sup>[8]</sup>：

$$W = \frac{PL}{3P_r} \quad (16)$$

式中： $W$ —接触副总的磨损量； $P$ —接触面的载荷压力； $L$ —总的位移距离； $P_r$ —硬度低材料的屈服强度。

通过分析式(16)可知，随着锁紧装置预紧力的增大，在振动时，对接触面的磨损增大，如果锁紧槽的材料屈服强度越小，那么软材料的磨损将越严重。通过仿真发现，试验夹具的铝合金 LF21 锁紧槽的最大应力为 162 MPa，已超出屈服强度，所以磨损较大。

因此，在采用重型锁紧装置时，必须提高锁紧槽接触面的耐磨性，最好选用强度高的材料，同时采用表面耐磨的工艺。

## 5 结束语

锁紧装置是电子装备上最常用的 LRM 级别的可拆卸紧固装置，受限于锁紧载荷不高的问题，本文依据锁紧装置的受力分析和力学仿真分析，成功研制出可用于大重量 LRU 电子设备重型锁紧装置。

该装置主要优势在于：满足了 LRU 电子设备快插快卸的需求；同时，由于该装置可以放大了紧固螺钉的预紧力，提高了安装载荷，使其力学环境适应性得以提高。

虽然采用夹持力计算可以判断快速预估锁紧装置是否满足使用要求，但真正的受力情况还需要考虑摩擦副的粗糙度、表面硬度、摩擦系数多方面的因素，而这些因素很难准确计算，且受环境因素影响很大。因此，在计算时需要保证一定的设计余量。

### 参考文献(References)：

- [1] 胡家渝,敬成君. 基于热瞬态测试方法的楔形锁紧条热阻测试[J]. 电子器件,2016,39(4):774-778.
- [2] 方伟奇,王克军. 某机载电子设备振动模态与频响分析[J]. 电子机械工程,2010,26(5):49-53.
- [3] 周晓东. 电子设备楔形锁结构非线性动力学特性分析[J]. 电子机械工程,2012,28(3):16-19,30.
- [4] SJ 20382-2007. 楔形锁紧装置规范[S]. 北京:中国电子技术标准化研究所,2007.
- [5] 张 荣. 试验量值和负载质量对楔形锁紧机构振动传递作用的影响[J]. 机械与电子,2017,35(4):31-34,38.
- [6] 邱兰萍. 电子模块结构互连可靠性研究[J]. 机电工程技术,2015,44(6):93-95.
- [7] 周晓东. 电子设备楔形锁结构非线性动力学特性分析[J]. 电子机械工程,2012,28(3):16-19,30.
- [8] 陈燕生. 摩擦学基础[M]. 北京,北京航空航天大学出版社,1991.

[编辑:方越婷]

### 本文引用格式：

何 恩,程皓月,赖天华,等. 重型楔形锁紧装置的研制[J]. 机电工程,2020,37(6):715-718.

HE En, CHENG Hao-yue, LAI Tian-hua, et al. Research of the heavy wedge lock[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2020,37(6):715-718.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>