

doi: 10.3969/j.issn.1006-1576.2011.12.003

# 某机安装架抗冲击结构改进

高新东, 周雷, 彭永怀  
(总装驻绵阳地区军代室, 四川 绵阳 621000)

**摘要:** 针对某机在冲击试验中出现的安装架铝铆钉断裂问题, 对安装架结构与受力进行了分析, 找到了导致冲击试验中安装架铝铆钉断裂的原因, 通过取消铆钉结构、缩短螺杆悬臂长度和改变螺杆直径 3 个方面进行改进。经实践验证, 该措施能提高安装架的抗冲击能力。

**关键词:** 安装架; 冲击; 改进

**中图分类号:** TJ02 **文献标志码:** A

## A Machine Assembled Frame Impact Structure Improvement

Gao Xindong, Zhou Lei, Peng Yonghuai  
(Representative's Office of General Armament Department in Mianyang, Mianyang 621000, China)

**Abstract:** Aiming at the certain machine breakdown problem of assembled structure aluminum rivet, it analyses the structure and mechanics of the assembled structure, get the reason of the machine's breakdown in an impact trial. Some improvement measures are taken such as cancel the rivet, shorten radial length of the screw, accretion diameter of the screw. The capability is enhanced to resist impact.

**Keywords:** assembled structure; impact; improvement

### 0 引言

某机配属于某新型雷达装备上, 该机在首批生产验收过程中进行水平方向冲击试验后, 2 套被试装备的安装架支脚上的铝铆钉完全断裂, 未能通过首批环境适应性试验。故笔者基于冲击试验, 对该机的安装结构进行改进。

### 1 原因分析

该机属某新型装备配套设备, 在科研样机试验时未暴露此问题。经查, 在科研阶段冲击试验时该机的装夹方式与批产阶段不同, 前者是将该机(连安装架)通过压条刚性固定在振动台上进行; 而批产时根据新发布实施的 GJB150A-2009 之“在工作状态下, 对试件施加冲击激励”要求, 在整机的实际安装状态进行了冲击试验。

#### 1.1 结构分析

该机的安装架装配示意图如图 1。

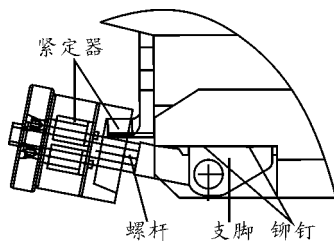


图 1 安装架装配示意图

从图 1 可知, 该机安装架支脚连接铆钉受力主要为剪切力, 该铝铆钉规格为 3×10 沉头铆钉 (GB869-86), 材料牌号为 1035(即 L4)。

已知条件为: 该机质量  $m=16.5 \text{ kg}$ ; 该机冲击试验峰值加速度最大值  $a=28g=274.4 \text{ m/s}^2$ ; 铝铆钉数量 4 颗, 直径  $d=3 \text{ mm}$ , 铝铆钉抗拉强度  $\sigma_s=120 \text{ Mpa}^{[1]}$ 。

#### 1.2 受力分析

该机在进行水平冲击试验时紧定器螺杆的受力简图如图 2。

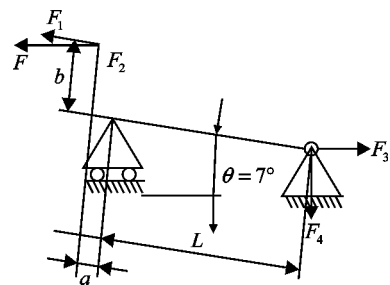


图 2 紧定器螺杆受力简图

图 2 中,  $F_1$ 、 $F_2$  为主机在水平冲击作用力  $F$  对紧定器的分解力;  $F_3$  为  $F_1$  作用在支脚再传递给铆钉的水平方向作用力;  $\theta$  为螺杆与水平方向的夹角,  $b$  为作用力  $F_1$  的力臂;  $d$  为螺杆直径,  $L$  为螺杆悬臂长度, 有:

收稿日期: 2011-08-30; 修回日期: 2011-09-23

作者简介: 高新东(1979—), 男, 四川人, 硕士, 工程师, 从事装备监造与质量管理研究。

$$F_3 = F_1 \cos \theta = ma \cos^2 \theta \quad (1)$$

每颗铝铆钉在冲击试验过程中所受实际剪切应力  $\tau$ :

$$\tau = \frac{F}{4A} = \frac{F \cos^2 \theta}{4\pi r^2} = \frac{16.5 \times 274.4 \times \cos^2 7^\circ}{4 \times 3.14 \times 1.5^2 \times 10^{-6}} = 158 \text{ MPa} \quad (2)$$

根据力学第四强度理论, 塑性材料许用切应力  $[\tau]$  与许用拉应力  $[\sigma]$  之间的关系有<sup>[1]</sup>:

$$[\tau] \approx 0.6[\sigma] \quad (3)$$

而塑性材料的许用拉应力  $[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n_s}$ , 其中  $\sigma_s$  为抗拉强度,  $n_s$  为安全系数。针对每颗铝铆钉, 安全系数  $n_s$  取 1.2 时, 它的许用切应力  $[\tau]$ :

$$[\tau] \approx 0.6[\sigma] = 0.6 \times \frac{\sigma_s}{n_s} = 0.6 \times \frac{120}{1.2} = 60 \text{ MPa} \quad (4)$$

由此可以看出, 铝铆钉实际所受剪切应力  $\tau$  比铝铆钉的许用切应力  $[\tau]$  要大得多, 该机安装架支脚铝铆钉在强度为 28g 的冲击条件下必会断裂<sup>[2]</sup>。

## 2 故障定位与改进措施

根据以上分析, 铝铆钉的实际所受剪切应力  $\tau$  大于许用切应力  $[\tau]$  是铝铆钉被剪切断的主要原因。现将铝铆钉换为钢铆钉(材料为 1Cr18Ni9Ti,  $\sigma_s$  为 520 MPa), 换为钢铆钉后的许用切应力为<sup>[1]</sup>:

$$[\tau] \approx 0.6[\sigma] = 0.6 \times \frac{\sigma_s}{n_s} = 0.6 \times \frac{520}{1.2} = 260 \text{ MPa} \quad (5)$$

计算结果表明: 换为钢铆钉后, 实际承受的剪切应力  $\tau$  比许用切应力  $[\tau]$  要小得多, 钢铆钉不会断。

将整机安装在改进后的安装架上进行了水平冲击试验, 试验过程中, 钢铆钉没有出现断裂或松动现象, 但是受试设备安装架的紧定器螺杆(外径 M6) 出现明显的弯曲现象。验证过程再次分别将紧定器螺杆换为 M8、M10 后, 钢铆钉都没有出现断裂或松动现象, 但螺杆依然出现了弯曲现象, 表明还需对螺杆的受力情况进行分析。

### 2.1 故障定位

针对紧定器螺杆弯曲现象, 笔者经对安装架螺杆安装结构及受力情况进行再次分析后认为: 由于原安装架与机箱连接配合的环节多, 相互间有配合间隙, 使得主机的实际加速度会有放大效应。经用传感器对主机的实际加速度测试表明, 主机上的加

速度值已经达到 100g 左右。因此, 主机的响应加速度大大超过激励加速度是造成之前铆钉断裂及后来螺杆弯曲的主要原因。

原安装架结构采用支脚的形式固定紧定器, 使紧定器受力作用的螺杆力臂较长(达 24.8 mm), 较大的弯矩极易对螺杆产生较大的弯曲应力。将 M8 螺杆换为 M10 螺杆后, 在水平冲击试验中螺杆依然发生弯曲, 在实测达 100g 的加速度情况下 2 次弯曲正应力计算为:

$$F_1 = F \cos \theta = ma \cos \theta = 16.5 \times 980 \times \cos 7^\circ = 16\ 049.5 \text{ N} \quad (6)$$

$$\sigma_{\max 1} = \frac{M}{W_z} = \frac{F_1 b}{\frac{1}{32} \pi d^3} = \frac{16\ 049.5 \times 4}{\frac{1}{32} \times 3.14 \times 8^3} = 1\ 278 \text{ MPa} \quad (7)$$

$$\sigma_{\max 2} = \frac{M}{W_z} = \frac{F_1 b}{\frac{1}{32} \pi d^3} = \frac{16\ 049.5 \times 5}{\frac{1}{32} \times 3.14 \times 10^3} = 817.5 \text{ MPa} \quad (8)$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_s}{n_s} = \frac{520}{1.2} = 433 \text{ MPa} \quad (\text{安全系数取 } 1.2) \quad (9)$$

由计算结果可知, 2 种情况所受的弯曲应力均大于许用应力  $[\sigma]$ , 说明在加速度达 100g 的情况下只将螺杆加粗并不能从根本上解决螺杆弯曲的问题, 必须对安装架进行结构改进, 减少安装架各部件间的连接关系和配合间隙, 增大安装架紧定器对主机的约束, 使受试设备的响应加速度值降低, 才能使螺杆抗弯曲强度满足使用要求。

### 2.2 改进措施

针对以上分析, 改进措施主要应集中在增大安装架对主机之间的约束, 减少安装架各部件间的连接和减小安装架各部件间的配合间隙。因此, 采取如下改进措施:

- 1) 取消支脚和铆钉结构;
- 2) 改进主机顶角缩短紧定器螺杆悬臂长度;
- 3) 将原紧定器螺杆直径改为 M10。

改进前后的安装结构示意图如图 3, 螺杆力臂由 24.8 mm 缩短为 20 mm。

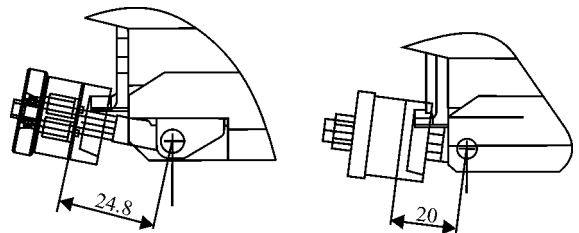


图 3 改进前后安装架结构对比示意图