

# 某型车装机枪供弹机内拨弹齿轴 断裂原因探析\*

周绪利<sup>1</sup>, 杨娟<sup>2</sup>

(1. 驻二一六厂军代室, 四川 彭州 611930; 2. 重庆军代局, 重庆 400060)

**摘要:**针对某型车装机枪供弹机内拨弹齿断裂, 从对内拨弹齿轴断裂件尺寸检查和金相组织、内拨弹齿轴强度、相关配合零部件部分参数检查和内拨弹齿轴断裂机理等方面逐次展开分析检查, 找出初步故障原因后, 有针对性地进行了故障再现, 并采取有效措施, 为产品质量持续提高奠定了基础。

**关键词:**车装机枪; 供弹机; 内拨弹齿; 断裂

**中图分类号:** T411

**文献标识码:** A

**文章编号:** 1006 - 0707(2009)07 - 0061 - 03

某型车装机枪是我军自行研制生产的高射机枪, 主要装备于坦克、装甲步兵运输车、轮式装甲车等, 具有有效打击敌轻型防护装甲目标功能。列装部队多年来, 其可靠性和精度射击水平一直较高。但是, 某承制单位生产的该型车装机枪, 在年度寿命试验中, 先后三次出现空膛故障。第一次出现在平射试验射弹至5 479发, 第二次出现在高射试验时第一条弹链点射49发总计第5 857发, 第三次出现在第二条弹链连射到第49发总计第5 939发。其中, 第三次故障出现后检查发现, 供弹机内拨弹齿轴后端沿剪切作用处断裂(如图1所示), 寿命试验因此终止。

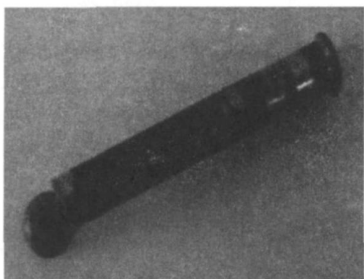
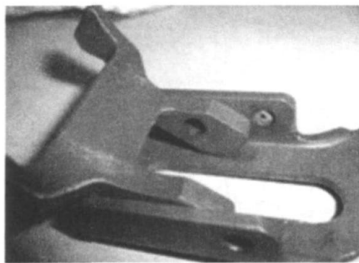


图1 供弹机内拨弹齿轴后端的断裂

## 1 拨弹齿轴断裂原因分析

故障发生后, 根据内拨弹齿轴剪切作用力传递方式和内外拨弹齿装配要求, 寿命试验组主要对内拨弹齿轴断裂件尺寸检查和金相组织、内拨弹齿轴强度、相关配合零部件部分参数检查和内拨弹齿轴断裂机理等展开分析检查。

### 1.1 断裂件尺寸和金相组织等检查

一是对现场生产的内拨弹齿轴总长尺寸、扩铆孔尺寸等进行了抽样检测, 未发现不合格零件。对现场成枪内拨弹齿轴的扩铆质量进行了抽样检查, 轴两端扩铆基本对称, 未发现不合格现象。

二是对断裂内拨弹齿轴进行断裂面、硬度、金相组织、含碳量等理化检测及分析。经工计量理化检测部门检查, 内拨弹齿轴断口发生在内滑板与内拨弹齿的剪切作用面, 为内拨弹齿轴实心部位, 断口综合分析判断为严重塑性变形剪切断裂, 扩铆孔孔尖明显向扩铆孔方向远离断裂面。

### 1.2 内拨弹齿轴强度分析

#### 1.2.1 内拨弹齿轴强度计算

参照定型产品图样, 正常情况下, 内拨弹齿轴工作时两端实心部位同时承受剪切力作用, 轴半径  $R = 2 \text{ mm}$ 。该轴材料为 50 AZ, 热处理硬度 HRC30 ~ 35, 材料许用挤压应力弹性极限  $[\sigma]_{\text{挤}} = 50 \text{ kg/mm}^2$ <sup>[1]</sup>。

$$\text{许用剪切应力 } [\tau]_{\text{挤}} = 0.75[\sigma]_{\text{挤}} = 0.75 \times 50 = 37.5 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{实心处剪切面积 } S_{\text{实}} = 2 \times 2 \times 2 \times 3.14 = 25.12 \text{ mm}^2$$

$$\text{空心处剪切面积 } S_{\text{空}} = 2 \times 2 \times 2 \times 3.14 - 2 \times 1.1 \times$$

$$1.1 \times 3.14 = 16.83 \text{ mm}^2$$

$$\text{实心处能承受的最大剪切力 } N_{\text{实剪max}} = S_{\text{实}} \times [\tau]_{\text{挤}} =$$

\* 收稿日期: 2009 - 04 - 10

作者简介: 周绪利(1962—), 男, 重庆人, 工程硕士, 高级工程师, 主要从事枪械与火炮监造研究。

942 kg

空心处能承受的最大剪切力  $N_{空剪max} = S_{空} \times [\ ]_{挤} =$

631 kg

实测机枪拨弹脱链过程的拨弹力为  $N_{拨} = 20 \sim 30$  kg

$N_{拨} \ll N_{剪max}$ , 内拨弹齿轴正常工作拨弹时强度非常安全, 排除正常受力情况下内拨弹齿轴强度不足所引起的轴断裂。

### 1.2.2 内拨弹齿轴工作受力分析

按内拨弹齿轴材料及热处理状态要求, 加工两件冲击部位为  $\phi 4$  的模拟冲击试样进行冲击值测试。测试结果表明, 该两件冲击试样平均冲击值为  $65.5 \text{ mJ/cm}^2$ , 平均冲击功为  $A = 8.25 \text{ J}$ 。

查该产品设计计算书, 正常情况下, 枪机框后坐位移  $86 \text{ mm}$  处与拨弹曲柄碰撞结合后带动供弹机开始拨弹, 其后坐速度为  $V_{86} = 5.51 \text{ m/s}$ , 运动质量为  $M_{86} = 3.097 \text{ kg}$ , 此时枪机框(自动机)后坐储备的动能为<sup>[2]</sup>:

$$A = \frac{1}{2} \cdot M_{86} \cdot V_{86}^2 = \frac{1}{2} \times 3.097 \times 5.51^2 = 47.01 \text{ J}$$

当机枪正常工作时, 约拨动 15 发弹及弹链, 拨动质量为  $M_{弹} = 2.16 \text{ kg}$ , 作图估算枪机框传动到内拨弹齿的传动比约为:

$$i = V_{86} / V_{内拨弹齿} = 3.71$$

15 发弹及弹链的速度即为内拨弹齿的速度:

$$V_{弹} = V_{内拨弹齿} = V_{86} / i = 5.51 / 3.71 = 1.49 \text{ m/s}$$

15 发弹及弹链通过内拨弹齿轴获得的动能为:

$$A_{弹} = \frac{1}{2} \cdot M_{弹} \cdot V_{弹}^2 = \frac{1}{2} \times 2.16 \times 1.49^2 = 2.40 \text{ J}$$

内拨弹齿轴正常工作时为两端同时受力, 拨弹传输能量时安全系数为:

$$n = \frac{2A_{冲击}}{A_{弹}} = \frac{2 \times 8.25}{2.40} = 6.875$$

综合内拨弹齿轴拨弹传输能量安全系数和脱弹阻力仅为  $20 \sim 30 \text{ kg}$  的实测值判断, 内拨弹齿轴具有非常高的工作安全性。

### 1.3 相关配合零部件部分参数检查

从供弹机供弹、脱弹过程力传递方式入手, 对脱弹器、弹链盒、供弹机、压板、铆好的供弹机盖等零部件相关尺寸参数和装配情况进行检查。结果表明, 铆好的供弹机盖某两个尺寸  $47.5 \pm 0.1 \text{ M}$ 、 $40_{0.43}^0$  严重超差, 超差值分别为  $0.76 \text{ mm}$  和  $0.47 \text{ mm}$ , 导致内拨弹齿及压板相对待拨弹链顶面下降至少  $0.47 \text{ mm}$ , 弹链将内拨弹齿向上顶得更高, 内拨弹齿离开弹链作用后下转避开压板所需的时间更长, 直接增加内拨弹齿与压板发生正撞击概率。

### 1.4 内拨弹齿轴断裂机理分析

机枪射击中受到弹链盒内偶然的异常拨弹阻力作用

时, 会发生外拨弹齿拨弹不到位未与内拨弹齿交换拨弹的空腔故障<sup>[3]</sup>。

如图 2 所示, 枪机框复进到位时, 受弹链盒内可能产生的异常拨弹阻力作用, 内、外拨弹齿处于未交换拨弹临界位置。当枪机框复进击发后坐并带动内拨弹齿向内拨弹、外拨弹齿向外运动时, 弹链盒到枪身进弹口的弹链弹性变形, 产生异常拨弹阻力, 同时拉动弹链向外运动。内拨弹齿从弹链上滑过时, 在弹链顶部外圆弧表面作用下, 内拨弹齿向上产生冲击转动<sup>[4]</sup>。由于内拨弹齿向内移动中未能在拨弹齿簧作用下及时向下弹开, 便与压板发生刚性干涉撞击, 从而产生异常偏大撞击剪切力。

从枪机框后坐复进过程能量传递来看, 枪机框后坐动能为  $A = 47.01 \text{ J}$ , 是冲击剪断试样所用冲击功  $8.25 \text{ J}$  的 5.7 倍, 若内拨弹齿与压板为理想状态的刚性正撞击卡死, 各运动传递也为理想状态的刚性传递。发生内拨弹齿与压板正撞击卡死时, 枪机框后坐动能经过拨弹曲柄、拨弹杠杆、上(下)拨杆、内滑板共 4 个零件传到内拨弹齿轴, 再传到内拨弹齿及压板上。按能量均匀吸收的原则, 内拨弹齿轴承受枪机框五分之一的动能, 内拨弹齿轴工作瞬间为单边受力, 单边承受的能量为  $9.4 \text{ J}$ , 已高于  $8.25 \text{ J}$  的剪断能量, 只要内拨弹齿与压板的正撞击面积足够大, 则会发生内拨弹齿轴单边剪断现象。

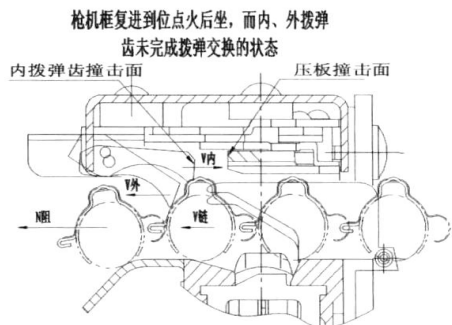


图 2 内拨弹工作原理

## 2 模拟再现试验

综合以上分析, 铆好的供弹机盖某两个尺寸  $47.5 \pm 0.1 \text{ M}$ 、 $40_{0.43}^0$  严重超差可能是引发供弹机内拨弹齿断裂的主要原因。为此, 选配 3 个铆好的不同状态的供弹机盖, 进行弹链在弹链盒内卡死后的射击空腔试验。试验用枪身为经检验验收合格用枪, 枪身号: 212268 #, 与此 3 个不同状态的供弹机进行组合试验, 如表 1 所示。

表1 供弹机组合试验表

供弹机编号	40 <sup>0</sup> <sub>0.43</sub> 检查	空膛次数	总射弹数	内拨弹齿与压板的撞击现象
1	左 39.07 右 38.67	2	14	轻微撞擦
2	左 38.37 右 38.47	14	315	大部份撞擦,少数有轻微撞擦
3	左 38.87 右 38.77	17	568	第16次以前大部份无撞擦,少数为轻微撞擦,第17次为后齿与压板正撞击,压板被撞击剪切约4 mm <sup>2</sup> .

从以上试验结果可知,供弹机盖尺寸40<sup>0</sup><sub>0.43</sub>严重超差时,会导致多次空膛故障发生,特别是当内拨弹齿前、后齿与压板发生严重的正撞击时。本次模拟再现试验中最后一次故障发生时,出现供弹机内拨弹齿后齿与压板发生严重正撞击情况,检查发现供弹机压板被撞击剪切出约4 mm<sup>2</sup>的缺口,内拨弹齿轴在后齿剪切处产生严重的剪切变形,已接近断裂状态。

综上所述,内拨弹齿轴断裂故障发生主要原因是:机枪在射击试验中受到偶然的异常拨弹阻力作用发生空膛故障,由于铆好的供弹机盖47.5 ±0.1 M、40<sup>0</sup><sub>0.43</sub>两个尺寸严重超差,导致内拨弹齿不能及时下转避开压板,进而增大与压板发生刚性正撞击可能性,内拨弹齿轴传递瞬时能量过大,反复多次,正常的冲击载荷使内拨弹齿轴变形和裂纹逐渐扩展并最终发生断裂。

### 3 采取措施

第一,改进铆好的供弹机盖的铆接工艺,提高铆接质量。对已铆好的供弹机盖,针对两尺寸47.5 ±0.1 M、40<sup>0</sup><sub>0.43</sub>进行全数翻检。

第二,特种工艺岗位需严格落实定人、定岗、定工序,加强岗位责任制,严格特种工艺执行过程监督控制。

第三,在产品图和工艺上对压板的组成零件压板后部进行局部倒角,彻底消除空膛故障时内拨弹齿与压板发生刚性正撞击的隐患。

第四,调整内拨弹齿轴的扩铆孔深度2为2<sup>0</sup><sub>0.5</sub>,降低

扩铆孔因深度超差而进入剪切作用段的概率。

### 4 结论

一是成熟产品质量问题处理,首先应从零部件生产和成品或部件装配上着手,这是解决处理该类型产品质量问题的基础。

二是特种工艺和关重工序的把关控制,应严格落实岗位责任制,切实做到定人、定岗、定位,把好岗位人员资格关和能力素质关,同时加强工艺过程质量的监督巡回检查力度。

三是质量问题处理应尽量运用科学手段,综合运用多种统计技术,做到质量问题分析处理有理有据,具有科学性和合理性。

### 参考文献:

- [1] 成大先. 机械设计手册. 单行本. 常用工程材料[M]. 北京:化学工业出版社,2004.
- [2] 步兵自动武器及弹药设计手册编写组. 步兵自动武器及弹药设计手册. 中册. 自动武器结构设计[M]. 北京:国防工业出版社,1977.
- [3] 刘学昌,黄守全,何涛. 英汉 轻武器术语词典[M]. 北京:国防工业出版社,1990.
- [4] 欧学炳,殷仁龙,王学颜. 自动武器结构设计[M]. 南京:南京理工大学,1993.

(上接第33页)

### 参考文献:

- [1] 杜文峰. 近炸引信预制破片弹对反舰导弹的毁伤效应[J]. 兵工自动化,2006(2):9-10.
- [2] 范志锋,齐杏林,雷彬,等. 引信可靠试验的现状与对策[J]. 四川兵工学报,2008(1):36-38.
- [3] 李良巧. 引信可靠性设计指南[M]. 北京:北京兵器工业出版社,1993.
- [4] Gressk. Hobbs Accderaled Reliability Engineerang HALT and UASS[M]. New York:John Wilerg & Sons ltd,2000.
- [5] 王晓方,刘秋生,赵晓利. 单片机电子时间引信执行级电路的可靠性分析[J]. 四川兵工学报,2008(4):33-34.
- [6] 陈荷娟,马宝华. 水中近距超声波探测器发射信号电路的设计[J]. 兵工自动化,2001(4):27-30.
- [7] 杨花朋,陶风和,张英堂,等. 小波包降噪在发动机燃油压力信号处理中的应用[J]. 四川兵工学报,2008(5):70-72.
- [8] 王学波,文健,许路铁. 单片机电子时间引信电路设计[J]. 测试技术学报,1999(1):39-41.