

【武器装备】

某供弹机弹簧马达的设计方法及生产中的关键问题*

王加刚,董方元,于伟

(兵器工业497厂,重庆 400071)

摘要:供弹机弹簧马达是一种紧凑可靠的外能源弹性储能装置,其内卷簧可用电动或手动方式上紧以储备能量来驱动供弹机各传动机构运动,完成及时供弹的功能.针对该特点,提出了在设计和生产中,利用卷簧扭矩特性进行供弹机弹簧马达设计,控制零件质量的一致性,并给出具体的设计方案与设计步骤.

关键词:弹簧马达;卷簧设计;扭矩特性;供弹能量

中图分类号:TJ012

文献标识码:A

文章编号:1006-0707(2010)01-0048-03

供弹机弹簧马达是火炮供弹机用外能源,是一种弹性储能装置.其内卷簧可用电动或手动方式上紧,以储备足够的能量来驱动供弹机各传动机构,从而及时地将炮弹输送到火炮自动机内,满足火炮的正常射击要求.

由于卷簧(发条弹簧)是用带料绕成平面蜗卷形的弹簧,它可以在垂直于轴的平面内形成转动力矩,借以储存能量.当外界对发条弹簧做功(即外力矩上紧发条)后,这部分功就转换为发条的弹性变形成能.当发条工作时,发条的变形成能又逐渐释放,驱动传动机构运转而做功.另外,发条弹簧通常是装在发条盒内,因此,装有发条弹簧的弹簧马达机构具有工作可靠,维护简单,体积小巧、结构紧凑的特点.同时,由于是弹性储能,当自动机停射或出现故障时,不会损坏拨弹机构的零部件.因此已在高射速的火炮供弹机上得到广泛应用.当然,在设计和生产中,也还有一些问题值得关注.

1 弹簧马达方案设计

首先,要根据供弹机工作原理和火炮射速要求,在供弹机方案设计的基础上,依据弹簧马达设计输入的初始条件,确定弹簧马达类型,并在此期间进行参数和结构的优化筛选.

1.1 弹簧马达能量确定

1) 供弹运动件质量 m 为:

空载时(m_k):

$$m_k = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 + m_5 + m_6 \quad (1)$$

式中: m_1 为压弹机构运动部分的质量; m_2 为推弹机构运动部分的质量; m_3 为提弹机构运动部分的质量; m_4 为托弹机构运动部分的质量; m_5 为限弹机构运动部分的质量; m_6 为供弹系统其它运动部分的质量.

负载供弹时(m_f):

$$m_f = m_k + m_d \quad (2)$$

式中 m_d 为炮弹质量.

2) 供弹运动部分的静阻力矩(机构运动部分匀速运动的阻力矩)为

$$M_{zg} = \Sigma(K_i/\eta_i)M_{zi} \quad (3)$$

式中: M_{zi} 为第 i 个从动件上的阻力矩; K_i 为从主动件到第 i 个从动件的传速比; η_i 为从主动件到第 i 个从动件的传动效率.

另外,供弹机出弹口的炮弹越过自动机进弹口阻弹齿和拨弹齿时阻力矩 M_{zz} 值由自动机给定.

3) 弹簧马达初始力矩 M_1 的确定

根据供弹机运动部分阻力矩 M_{zg} 和自动机阻弹齿及拨弹齿阻力矩 M_{zz} ,可按下式确定弹簧马达初始力矩:

$$M_1 = M_{zg} + M_{zz} \quad (4)$$

4) 弹簧马达最大力矩 M_2 的确定

根据供弹机传动系统供输炮弹所需的最大能量,转化到弹簧马达上为最大力矩.因此,可依据供弹机提供的最大力矩来初步确定 M_2 .然后,设计弹簧马达,再以此进行校核.

* 收稿日期:2009-11-09

作者简介:王加刚(1979—),男,重庆人,工程师,主要从事火炮自动机和供弹机设计研究.

5) 弹簧马达能量的确定

由于供弹机的使用终端是自动机,因此,其工作原理和结构特点要满足自动机以及火炮总体的要求,供弹传输系统路线布局合理,传动效率高,结构紧凑,供弹速度 n 大于自动机射速 r ,并与之匹配。根据这一需求关系,弹簧马达以卷簧储备能量,并以电机适时上紧的方式是一种优化的设计。

根据以上传递关系的能量匹配和计算,确定其初始力矩 $M_1 = 44 \text{ N} \cdot \text{m}$,最大力矩 $M_2 = 66 \text{ N} \cdot \text{m}$,工作圈数 $n_g = 3$ 。

1.2 弹簧马达卷簧设计

根据弹簧马达初始力矩 M_1 、最大力矩 $M_{\max}(M_2)$ 、供弹转动角度 φ (或传输行程 λ)、卷簧筒内径 D 、卷簧芯轴直径 d ,可以进行卷簧工程设计,其设计步骤如下:

首先根据给定条件确定卷簧最大力矩 $M_{\max}(M_2)$

$$M_{\max} = 0.9 \times \sigma_b \times z_p \quad (5)$$

$$z_p = bh^2/4 \quad (6)$$

式中: z_p 为塑性断面系数; b, h 为卷簧带宽度与厚度; σ_b 为卷簧材料抗拉强度。

一般情况下, $\sigma_b = (1\ 600 \sim 2\ 000) \text{ N/mm}^2$,而某弹簧马达卷簧所选材料 $\sigma_b = 2\ 000 \text{ N/mm}^2$ 。

卷簧最大输出力矩 M_{\max} 为

$$M_{\max} = K \cdot M_{\max} = K \times 0.9 \times \sigma_b \times \frac{bh^2}{4} \quad (7)$$

式中: K 为修正系数。

卷簧外端为销式固定, K 取 $0.72 \sim 0.78$,此为常用卷簧外端的固定型式。当然还有铰式固定、V形固定等形式。对于不同的形式,其 K 值也不同。V形固定, K 值取 $0.80 \sim 0.85$;铰式固定, K 值取 $0.65 \sim 0.70$ 。某弹簧马达卷簧外端为类销式固定形式,取 $K = 0.78$ 。

卷簧厚度 h 为

$$h = \sqrt{\frac{M_{\max}}{0.225 \times b \times \sigma_b}} \quad (8)$$

式中: b 为卷簧宽度,可根据卷簧筒结构尺寸确定。

由于设计带筒(盒)卷簧时,需要确定的几何尺寸的数目常常超过已知关系式数目,因此,在设计时往往需选定一些尺寸和参数。通常在满足力矩要求的前提下,按照机构的轴向尺寸尽可能选择较大的卷簧宽度 b ,而减少厚度 h 。这样,一方面可缩小径向尺寸,另一方面,卷簧的力矩变化也比较小。

卷簧工作转数 n_g 一般是根据供弹机供输弹要求给定的。也可按公式(9)计算,即

$$n_g = [\sqrt{2(R^2 + \rho_0^2)} - (R + \rho_0)]/h - n_0 \quad (9)$$

式中: R 为卷簧筒内半径; ρ_0 为卷簧弹性部分内端在上紧后的曲率半径。

而 $\rho_0 = mh$,其中, m 为卷簧强度系数,一般取 $m = 15 \sim$

16。某弹簧马达卷簧 $m = 16$ 。

卷簧工作长度 L_g 为

$$L_g = \frac{n_g E h M_{\max}}{0.43 \sigma_b (M_{\max} - M_{\min})} \quad (10)$$

式中: E 为弹性模量。

对于 T7 ~ T12 取 $E = 205\ 800 \text{ MPa}$,对于其它弹簧钢材,其 E 值可取 $200\ 000 \sim 210\ 000 \text{ MPa}$ 。某供弹机卷簧材料 E 取 $210\ 000 \text{ MPa}$ 。

卷簧筒内半径为

$$R = \sqrt{2L_g h / \pi + \rho_0^2} \quad (11)$$

卷簧轴半径为

$$r = \rho_0 - 1.5h \quad (12)$$

卷簧内端与外端退火部分长度 L_n, L_w 分别为:

$$L_n = 3\pi\rho_0 \quad (13)$$

$$L_w = 1.5\pi\rho_0 \quad (14)$$

卷簧总长度 L 为

$$L = L_g + L_n + L_w \quad (15)$$

卷簧最大转数 N_{\max} 为

$$n_{\max} = [\sqrt{2(R^2 + \rho_0^2)} - (R + \rho_0)]/h \quad (16)$$

卷簧上紧时圈数 n_j 按下式计算

$$n_j = \frac{1}{2h} (\sqrt{d^2 + 4hL_g/\pi} - d) \quad (17)$$

式中: D 为卷簧芯轴直径。某弹簧马达卷簧芯轴直径 $d = 30 \text{ mm}$

卷簧从自由状态至上紧时圈数 n 由下式确定

$$n = 0.43 \frac{\sigma_b L_g}{Eh} \quad (18)$$

卷簧自由状态时圈数 n_z 为

$$n_z = n_j - n \quad (19)$$

卷簧放松时圈数 n_s 为

$$n_s = \frac{1}{2h} (D - \sqrt{D^2 - 4L_g h / \pi}) \quad (20)$$

式中: D 为卷簧筒内直径。某弹簧马达卷簧筒内径 $D = 123 \text{ mm}$

卷簧一般选用高碳钢制成,常用的是碳素工具钢 T7 ~ T10 等。对于特殊或重要的使用条件,也可采用高弹性合金钢,如 65Mn、60Si2Mn、50CrVA、60Si2CrA 等。

卷簧硬度的选取一般根据材料的抗拉强度 σ_b 来考虑,也可根据卷簧带热处理后的硬度来选取抗拉强度。如硬度 $49.8 \sim 55.2 \text{ HRC}$,相应的抗拉强度 σ_b (MPa) 则为 $1\ 754 \sim 2\ 087$ 。这里存在一个匹配问题。

2 弹簧马达在生产中的关键问题

2.1 弹簧马达上紧与放松力矩的误差问题

由于弹簧马达动力源常采用接触型平面蜗卷簧(卷

簧),卷紧后弹簧各圈紧密接触,紧抱在卷簧芯轴上,松卷时释放变形能而输出工作力矩,完全放松时弹簧各圈也紧密接触,压紧在筒壁上.这种弹簧的转矩和角变形间关系,除与弹簧材料、卷筒内径、芯轴直径、弹簧长度、截面尺寸和内、外端固定形式等因素有关外,还与弹簧材料表面粗糙度及润滑条件有关.即摩擦对接触型平面蜗卷簧的影响很大,增大了弹簧马达上紧与放松力矩的误差,故使计算值很难与实际相符.

因此,在设计时要尽量减少摩擦的影响,提高材料表面粗糙度,并采用真空淬火和使用润滑剂,以减少上紧与放松力矩的误差.当然,此误差值越小越好,但根据卷簧的工作特性,其误差不可能达到理想状态,尤其是卷簧上紧的末段误差会更大.从以往产品设计和生产中所掌握的情况来看,要给出一个标准范围是很困难的事.尽管如此,在弹簧马达上紧与放松力矩的误差上还是给出一个供参考的值,即8%~15%.一般力矩初始段为小值,末段为大值,个别范围可能还要超过最大值.

同时,在处理卷簧质量一致性问题时,应进行综合考虑.首先要分析卷簧力矩特性图,这是处理弹簧马达和卷簧质量问题的基本点,然后要特别关注卷簧固合圈数.主次分清,在考虑弹簧马达力矩特性功能是否满足的大前提下,才能在生产中做到妥善合理地处理技术质量问题.

2.2 弹簧马达旋向问题

弹簧马达旋向是根据供弹机传输炮弹走向的方向而定的,一旦弹簧马达输出方向确定了,那么卷簧筒装配的方向也就确定了.因为卷簧外端是固定在卷簧筒壁上,而内端是固定在芯轴上的,弹簧马达是靠卷簧外端释放旋转输出力矩的,因此,装配时一定要注意旋转方向问题.这一点无论对新老装配工而言都应重视,检验人员要事先跟踪把关.

2.3 卷簧的应力集中问题

由于卷簧是靠内外两端固定而中间扭转变形储备能量,开始内端旋转受力,最后外端旋转受力,因此内外端受力最大.为了减少其影响,内外端均有一段要处于退火状态,其长度可按上述有关 L_n 、 L_w 的公式进行计算.如果卷簧

筒内空间有余,其退火长度还应适当加长.另外,内外端连接固定孔,尤其是方孔,应倒圆角光滑过渡.否则,当卷簧上紧受力时就会产生断裂或交变受力时容易疲劳失效.这些结构和参数在某卷簧设计中都考虑了的.当然,在生产中必须得到控制,稍有疏忽就会出现前面“否则”的后果.

2.4 弹簧马达上簧时的锁定问题

由于弹簧马达上簧时是靠外部能量来转动卷簧芯轴旋转卷簧的,如果没有一个防止卷簧芯轴反转的机构,卷簧就会产生旋转振荡而始终上不紧.因此,就要设计一种防反转机构,一般是棘轮棘爪形式.为了机构可靠,卷簧芯轴上装一个棘轮,弹簧马达壳体或与壳体连接的盖上装两个棘爪,可交替与棘轮啮合,解决弹簧马达上簧时的锁定问题.棘轮棘爪受力大且易磨损,尤其棘爪复位簧更易疲劳失效,所以,这一锁定功能的质量检查也是检验人员必须注意的.

3 结束语

弹簧马达是供弹机的关键部件.它的设计质量和生产质量的好坏,直接影响着供弹能量的提供.而重中之重的又是卷簧的扭矩特性,它既是设计和生产控制的基本点,又是设计人员处理问题的经验演绎.因此,只要卷簧设计正确,加工质量控制到位,装配和调整符合要求,这样的产品一般都能满足使用要求,这已被大量长期使用的实践所证明.

参考文献:

- [1] 张英会,刘辉航,王德成.弹簧手册[K].北京:机械工业出版社,2003.
- [2] 成大先.机械设计手册[K].北京:化学工业出版社,2000.
- [3] 李继科.火炮供输弹系统虚拟样机技术研究[D].南京:南京理工大学,2004.
- [4] 梁世瑞.现代火炮技术[M].北京:兵器工业出版社,1995.