

发动机水、机油散热器振动试验台设计与计算

傅建平¹,何铁生²,杨玉栋¹,吴定海¹

(1. 军械工程学院 火炮工程系, 石家庄 050003; 2. 73061 部队, 徐州 221008)

摘要:设计了自行火炮水、机油散热器振动试验台结构,应用有限元理论对其进行了刚强度校核以及模态分析,以确保散热器试验台具有足够的刚强度,避免振动试验时发生共振。设计的振动试验台通用性强,可满足现役自行火炮水、机油散热器的大、中修需求。

关键词:发动机;散热器;振动试验;试验设备

中图分类号:TJ301

文献标识码:A

文章编号:1006-0707(2012)11-0058-03

水、机油散热器用于散发自行火炮发动机运行过程中的热量,其性能对发动机的动力性、经济性以及可靠性具有重大影响,进而直接影响到发动机的工作性能。水、机油散热器结构与工作环境较特殊,多为薄壁焊接容器,工作时还承受一定的压力和高温,容易产生应力集中,漏液与变形是其主要故障模式^[1]。散热器振动试验平台用于模拟自行火炮行驶、射击振动环境,检验修后质量。自行火炮新装备,缺乏其专用试验设备,大多借用装甲装备现有试验设备。本文首先设计了散热器通用试验平台结构,并进行了其主要部件的刚强度计算以及模态分析。该振动试验台满足现有自行火炮大、中修过程中对水、机油散热器的试验要求,对完善部队维修保障具有一定的促进作用,并具有良好的推广应用价值。

1 散热器振动试验台结构

自行火炮散热器试验方法原理基本相同,但具体散热器结构与要求不同,以及振动试验中的温度、压力、振频等参数略有不同^[2]。综合自行火炮各散热器试验要求,确定其振动试验台的振动参数如下:振动频率 70 次/min,振动幅度 50 mm,试验时间为 5 min。

如图 1,自行火炮水、机油散热器振动试验台由基座、动力装置、限位装置、凸轮机构、平台等组成。采用电动机—联轴器—减速器—凸轮机构等机电结构,电动机与减速器通过联轴器连接,凸轮安装在减速器的输出轴上。各种散热器通过各自夹具安装在平台上。平台下方有一被顶起的滚子从动件,用 4 个滑套—滑柱组成的导柱定向,确保散热器平台只作垂直振动。这样,振动平台以频率 70 次/min,将被试散热器提升到 50 mm 高度,然后自由下落,直至下落停止。



图 1 散热器振动试验台

2 振动试验台刚强度计算

振动试验台工作时,主要工作部件均承受较大的载荷,凸轮还承受很大的接触挤压应力,工作条件比较恶劣,设计时必须对其进行结构应力、应变分析。

有限元法是计算一般场问题的 1 种通用方法,也经常用来对机械结构进行静、动力分析^[3-4]。其基本思想是将连续的结构剖分为离散的单元,并且仅要求在单元的连接点(节点)满足连续性方程和平衡方程,从而得到计算节点位移的方程组。对线性结构,其静力学问题的平衡方程如下:

$$K \cdot u = f \quad (1)$$

式中: K 为结构刚度矩阵; u 为节点位移向量; f 为节点载荷向量。

对于已知的机械结构,其结构的刚度矩阵已经确定,对于给定的载荷,即可计算出结构的变形和应力分布。

UG NX3.0 软件自带结构分析模块,他将有限元理论、计算机图形学和优化技术结合起来,具有功能强大、使用方便、效率高的优点,能做到三维建模到有限元分析的无缝结合。本文运用 UG 结构分析模块对振动试验台主要工作机构进行有限元分析^[5-7]。

网格划分是振动平台、凸轮与导柱有限元分析的关键步

骤,网格划分的优劣直接影响到最后的分析结果精确与否,甚至影响求解能否完成。采用四面体网格中的10节点四面体网格,振动平台、凸轮与导柱共划分为144947、35231与18605个10节点四面体单元,48064、8312与5879个节点,其有限元模型如图2所示。

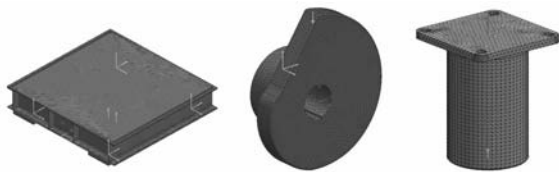


图2 振动平台、凸轮与导柱有限元模型

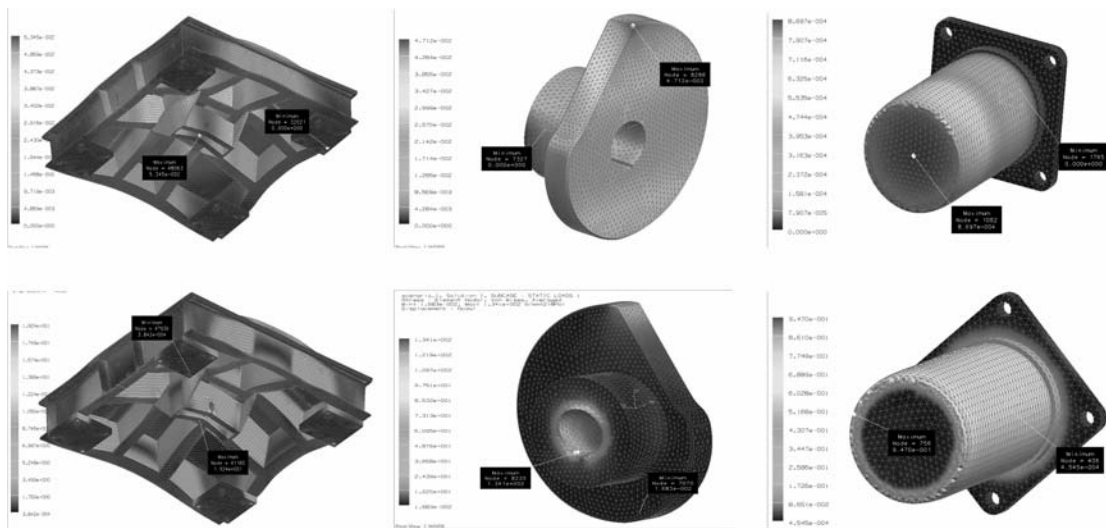


图3 振动平台、凸轮与导柱的变形与应力

应用UG结构分析模块,得到振动平台、凸轮与导柱的变形和应力分布规律,图3所示。振动平台、凸轮与导柱最大变形量分别为0.053 mm、0.047 mm与0.000 87 mm;最大应力分别为19.24 MPa、134.1 MPa与0.9 MPa。

振动平台、凸轮与导柱材料分别为235、345、235结构钢,其屈服强度 σ_s 为235 MPa、345 MPa与235 MPa,抗拉强度 σ_b 为375 MPa、550 MPa与375 MPa。取安全系数为3.5,可得振动平台、凸轮与导柱材料许用应力 $[\sigma]$ 分别为107 MPa、157 MPa、107 MPa,其最大应力均小于各自许用应力,满足材料强度要求。同时,其最大变形量均小于许用挠度1.8 mm、0.48 mm与0.52 mm,满足刚度要求。

3 振动试验台模态分析

模态为多自由度振动系统以某个固有频率振动时所呈现出的振动形态。模态分析用于确定振动平台和基座的固有频率和振型,与试验台工作频率比较,研究其发生共振的可能性^[8-9]。

设 n 自由度线性系统的微分方程为

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (2)$$

其中: $[M]$ 、 $[K]$ 和 $[C]$ 分别为系统的质量、刚度和阻尼矩阵; $\{\ddot{x}(t)\}$ 、 $\{\dot{x}(t)\}$ 和 $\{x(t)\}$ 分别为节点的加速度、速度和位移向量; $\{f(t)\}$ 为外力向量。

对式(2)进行傅立叶变换可得

$$([K] - \omega^2[M] + j\omega[C])\{X(\omega)\} = \{F(\omega)\} \quad (3)$$

对线性时不变系统,系统任1点的响应可表示为各阶模态响应的线性组合。那么,第 i 点的响应可表示为

$$x_i(\omega) = \sum_{j=1}^n \psi_{ij} q_j(\omega) \quad (4)$$

式中: ψ_{ij} 为第 i 测点第 j 阶模态振型系数; $q_j(\omega)$ 为第 j 阶模态坐标。由 n 个测点的振型系数组成的列向量 $\{\psi\}_r = (\psi_{1r}, \psi_{2r},$

$\dots, \psi_{nr})$ 称为第 r 阶模态向量。记各阶模态向量组成的矩阵,即模态矩阵为 $[\psi] = [\{\psi\}_1, \{\psi\}_2 \dots \{\psi\}_n]$, $\{Q\} = (q_1(\omega), q_2(\omega) \dots q_n(\omega))$,由式(4)可得系统的响应列向量为

$$\{X(\omega)\} = [\psi]\{Q\} \quad (5)$$

将式(5)代入式(3),可得

$$([K] - \omega^2[M] + j\omega[C])[\psi]\{Q\} = \{F(\omega)\} \quad (6)$$

在无阻尼自由振动的情况下,式(6)为

$$([K] - \omega^2[M])[\psi]\{Q\} = 0 \quad (7)$$

其有解的条件为

$$| [K] - \omega^2[M] | = 0 \quad (8)$$

由式(8)可求出系统的固有频率 $f_i = \omega_i/2\pi$,即可求出其固有振型 $\{\omega_i\}$ 。为方便,将固有振型正则化,通常按质量归一化,得到正则坐标下的振型。通常用子空间迭代法求解式(8)中的特征值问题。

本文应用UG软件对振动平台与基座作模态分析。去除振动平台与基座模型上的载荷,保留其约束条件,网格和材料属性不变。振动平台与基座前10阶固有频率如表1所示,他们前4阶振型如图4、图5所示,其模态分析的置信水平为95.318%,符合工程分析精度要求。

表1 振动平台前10阶固有频率

阶次	振动台频率/Hz	基座频率/Hz
1	108.6	993.6
2	108.8	1 031.0
3	129.2	1 132.0
4	129.5	1 176.0
5	298.4	1 280.0
6	298.7	1 375.0
7	347.7	1 531.0
8	348.8	1 552.0
9	443.2	1 611.0
10	583.5	1 895.0

是幅度比左侧略小;3阶振型是左侧切槽边缘横条横向左右振动;4阶振型是右侧切槽边缘横条横向左右振动,但是幅度同样比左侧略小。从表4可以看出:振动平台的第1阶固有频率为108.6 Hz,明显高于试验频率70 Hz,因而试验过程中不会引起平台的共振。

由图5可看出基座前10阶振型的特征:1阶振型是基座前侧的槽钢作前后振动;2阶振型是基座后侧槽钢作前后振动;3阶振型是基座中部槽钢作相同的前后振动;4阶振型是基座中部槽钢作相反的前后振动;基座的第1阶固有频率为993.6 Hz,远大于振动试验台的振动频率范围,因而基座在振动试验过程中也不会引起共振。

4 结束语

目前自行火炮散热器修理中,虽规范了振动试验的方法原理,对不同型号散热器提出了具体的振动试验方法与步骤,但部队振动试验专用设备少,大多借用装甲装备的振动试验设备或使用简易振动试验设备,给修理质量的验收带来不便。本散热器试验台功能强、通用性好、试验效率高,已通过总部验收并配发部队使用,对部队维修保障建设具有重要的军事意义与经济效益。

参考文献:

- [1] 李国章,冯国飞.自行火炮结构原理[M].北京:解放军出版社,2002.
- [2] 潘绮珊.振动试验方式的确定及其设备选型[J].机械工业标准化与质量,2008(4):39-42.
- [3] 王勳成,邵敏.有限单元法基本原理和数值方法[M].北京:清华大学出版社,1997.
- [4] 杜平安.有限元法-原理、建模及应用[M].北京:国防工业出版社,2004.
- [5] 耿鲁怡.UG结构分析培训教程[M].北京:清华大学出版社,2002.
- [6] 周波.基于UG-NX2的振动实验台有限元分析[J].机械研究与应用,2004(6):97-99.
- [7] 胡仁喜.UG NX3.0机械设计高级应用实例[M].北京:机械工业出版社,2005.
- [8] 赵坚.叉车门架系统子结构试验模态分析[J].太原重型机械学院学报,2001,22(1):56-59.
- [9] 陈华光.电动轮自卸车车架模态分析[J].煤矿机械,2008(1):8-12.

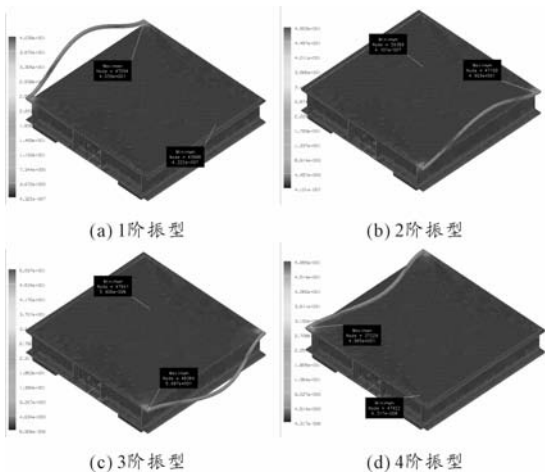


图4 振动平台前4阶振型

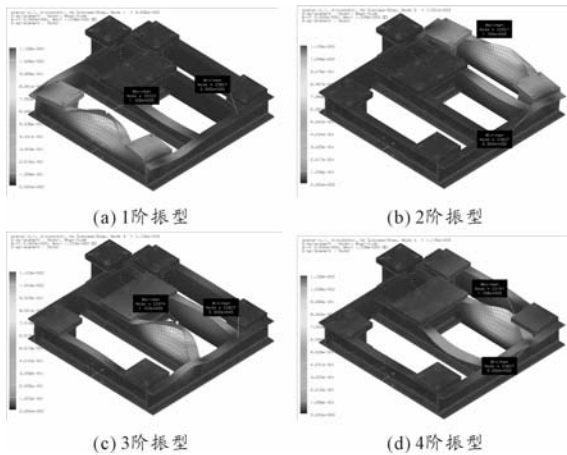


图5 基座前4阶振型

由图4可看出:振动平台1阶振型是左侧切槽边缘横条上下振动;2阶振型是右侧切槽边缘横条纵向上下振动,但

(责任编辑 鲁进)