

振动、冲击环境下支架减振器刚度优化设计

王东升, 周桐, 李健

(中国工程物理研究院总体工程研究所, 四川绵阳 621900)

摘要: 文章在某型号的电子设备支架减振器设计中, 综合考虑了振动、冲击两种主要的力学环境。以减振器刚度为设计变量, 将刚度的倒数作为目标函数, 根据振动、冲击环境设计要求确定了约束条件, 建立了减振器刚度优化的数学模型。采用 ANSYS 作为优化设计的平台, 随机振动响应分析采用振型叠加法, 冲击响应分析采用 Newmark 时间积分法, 对该问题进行了优化求解, 取得了满意的结果, 为电子学系统的减振设计提供了依据。

关键词: 刚度; 优化设计; 减振器; 振动; 冲击

中图分类号: V416.2; O328

文献标识码: A

文章编号: 1673-1379(2006)02-0086-04

1 引言

电子设备是飞机、运载火箭及卫星等航空、航天飞行器的重要组成部分。在使用过程中经常会受到火箭发动机点火、关机、级间分离和火箭的爆炸分离产生的冲击、气动噪声产生的振动环境的作用。如果设备自身抗振动、冲击的能力差, 在使用过程中设备就会因上述环境的作用产生故障。根据各国航空、航天飞行器的设计经验, 飞行器或仪器由于受自身体积、质量、结构功能和工艺手段等的限制, 仅依靠提高仪器设备的耐振动、冲击环境能力来保证系统的正常工作, 效果是十分有限的^[1], 因此, 在结构设计中通常希望能够使结构在一定的载荷作用下尽量降低响应水平。在结构的支撑位置安装减振器是一种经常采用的方法^[2~5]。由于产品在使用过程中要经历振动、冲击环境的作用, 甚至是综合作用, 由此在产品的设计过程中需要对这两种环境的适应能力进行综合考虑。

振动、冲击的隔离技术在实际应用中非常广泛, 如翁雪涛等计算舰船在受舷外冲击时减振系统的抗冲击性能^[6], 温建明等对减振元件的冲击特性进行了研究^[7], 毛南敏对剑杆织机进行了冲击隔振器设计^[8], 刘勇等对非线性振冲隔离系统进行了仿真研究^[9], 战嘉恺等对振动和冲击隔离

中阻尼作用与取值范围进行了分析^[10], 陈继红对汽车的振动隔离与冲击隔离进行了研究^[11]。研究结果表明通过合理的减振器设计能够有效地降低产品振动、冲击响应水平。

通过对某型号的电子学系统的振动、冲击环境试验故障统计发现, 主要是结构强度和功能性故障两类问题。引起以上故障的主要原因是响应过大, 因此开展了振动、冲击环境下支架减振器刚度优化设计工作。在设计中考虑了宽带随机振动、半正弦冲击两种主要的力学环境。以减振器刚度为设计变量, 根据设计要求限定了结构关键部位的随机振动加速度均方根值及冲击响应的加速度最大值, 将减振器刚度倒数作为目标函数, 建立了优化问题的数学模型。采用 ANSYS 参数化设计语言对该问题进行了优化求解。

2 理论方法

本文采用 ANSYS 作为优化设计的平台。随机振动响应分析采用振型叠加法。振型叠加法是在对结构在各阶模态上的响应进行统计计算的基础上, 将它们叠加从而得到结构响应。冲击响应分析采用 Newmark 时间积分法。线性结构冲击响应的动力学方程在任意给定的时间 t , 可看作是一系列考虑了惯性力和阻尼力的静力学平衡方

收稿日期: 2006-01-23; 修回日期: 2006-03-24

基金项目: 中国工程物理研究院总体工程研究所创新与发展基金资助课题(06CXJ-32)

作者简介: 王东升(1972-)男, 高级工程师, 从事振动环境工程的研究工作。联系电话: (0816) 2485406。

程。ANSYS 程序使用 Newmark 时间积分方法在离散的时间点上求解这些方程, 从而获得结构的冲击响应。本文采用完全法 (Full) 即采用完整的系统矩阵计算冲击响应。优化方法采用 ANSYS 程序的一阶方法, 一阶方法基于目标函数对设计变量的敏感程度, 适合于精确的优化分析但其求解效率较低。一阶方法通过对目标函数添加罚函数将问题转化为无约束最优化问题, 采用序列无约束极小化方法 (SUMT) 求解。

3 优化问题的建立

支架系统的有限元模型见图 1, 由减振器、支架、电子设备 3 部分构成, 总质量为 5.57 kg。在建立问题的数学模型时将减振器的刚度 k 作为设计变量, 限定了支架 110 号及 203 号节点 Z 向的随机振动加速度响应均方根值 $A_{rms}(110Z)$ 、 $A_{rms}(203Z)$ 及半正弦冲击下的最大加速度响应 $A_{max}(110Z)$ 、 $A_{max}(203Z)$, 将刚度倒数 $1/k$ 作为目标函数, 其目的是要求支架系统在满足响应约束条件的同时, 尽量减小其在加速度场中的相对位移。在工程上可以选择的减振器的阻尼比范围通常为 0.08~0.2, 本次设计选择的隔振器的阻尼比为 0.15。

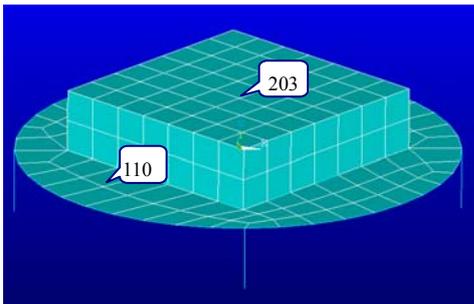


图 1 支架有限元模型
Fig1 FEM mesh of bracket

支架减振器在随机振动、冲击载荷作用下的刚度优化问题可以描述为:

求设计变量: $P=k$, 在随机振动、半正弦冲击载荷作用下满足约束条件:

$$5.0 \times 10^4 \text{ N/m} \leq k \leq 1.2 \times 10^5 \text{ N/m};$$

$$A_{rms}(110Z) \leq 8g; A_{rms}(203Z) \leq 8g;$$

$$A_{max}(110Z) \leq 35g; A_{max}(203Z) \leq 35g;$$

使得目标函数 $A(P) = 1/k \rightarrow \min$ 。

4 优化结果

振动、冲击载荷以基础激励方式作用于减振器安装位置, 安装位置固支。随机振动及冲击载荷方向垂直于支架板面即 Z 方向。加速度功率谱均方根值为 13.85g。冲击载荷为半正弦波, 脉宽 8 ms, 幅值 45g。

在优化求解的第 9 个优化步目标函数达到了最小的可行解, 优化前后的参数见表 1。由表 1 可以看出优化后减振器刚度趋于合理, 满足了所有的约束条件, 目标函数达到了最小值。目标函数的优化历程曲线见图 2。110 号及 203 号节点的随机振动加速度响应均方根值及冲击响应峰值的优化历程曲线见图 3~图 6。

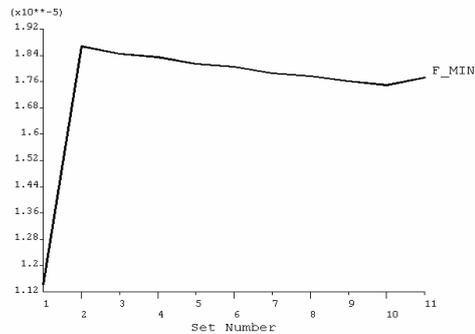


图 2 目标函数优化历程曲线
Fig.2 Optimal history of the object function

表 1 优化前后的参数

Table 1 The design variables with and without optimization

项目	单位	初始值	优化值
k	N/m	87500	56769
$A_{rms}(110Z)$	g	9.59	7.92
$A_{rms}(203Z)$	g	9.55	7.90
$A_{max}(110Z)$	g	39.85	33.30
$A_{max}(203Z)$	g	42.27	35.15

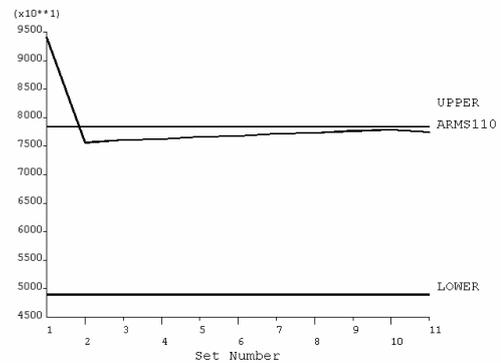


图 3 110 号节点加速度均方根响应优化历程
Fig.3 Optimal history of the acceleration of the No.110 node

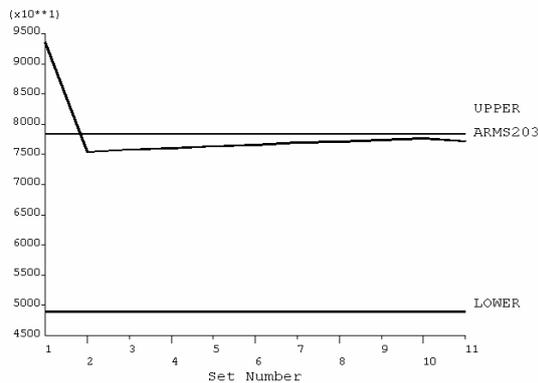


图 4 203 号节点加速度均方根响应优化历程
Fig.4 Optimal history of the acceleration
of the No.203 node

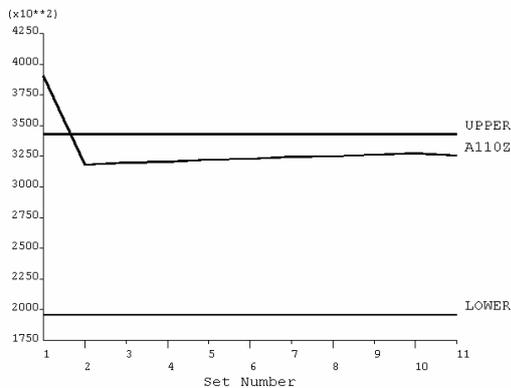


图 5 110 号节点冲击响应峰值优化历程
Fig5 Optimal history of the shock response
of the No.110 node

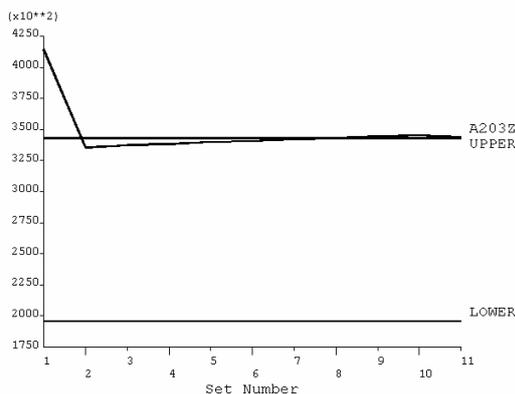


图 6 203 号节点冲击响应峰值优化历程
Fig.6 Optimal history of the shock response
of the No.203 node

5 结论

采用优化方法进行振动、冲击环境下减振器的刚度设计能够有效地降低结构的振动、冲击响应,提高设计效率。

参考文献 (References)

- [1] 徐燕申,等. 机械动态设计[M].北京:机械工业出版社,1992 [Xu Yanshen, *et al.* Dynamic design of mechanical systems[M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 1992]
- [2] 徐庆善.隔振技术的进展与动态[J].机械强度,1994,16(1):37~42 [Xue Qingshan. The advance and trends of vibration isolated technique[J].Journal of Mechanical Strength, 1994, 16(1): 37~42]
- [3] 陈翀,吴自恒.非线性钢丝绳隔振器特性及其应用[J].四川工业学院学报,1999,18(1):1~7 [Chen Chong, Wu Ziheng. Characteristics and application of nonlinear wire-rope vibration isolator[J]. Journal of Sichuan University of Science and Technology, 1999, 18(1): 1~7]
- [4] 生建友.机载电子设备的防振动抗冲击设计[J].电子机械工程,1999,2:44~47 [Sheng Jianyou. Guarding against vibration and resisting lash design of airborne electronic equipment[J]. Electronics Machinery Engineering, 1999, 2: 44~47]
- [5] 廖道训,黄孝成,陆永忠.多层隔振系统的动力学方程[J].中国机械工程,1999,10(12):1321~1324 [Liao Daoxun, Huang Xiaocheng, Lu Yongzhong. Theory and method of dynamic modeling for multilayer vibration isolation system[J]. China Mechanical Engineering, 1999, 10(12): 1321~1324]
- [6] 翁雪涛,等.减振系统的抗冲击性能计算[J].噪声与振动控制,1999,2:16~18 [Weng Xuetao, *et al.* Computation about the shock resistance performance of vibration reduction system[J]. Noise and Vibration Control, 1999, 2: 16~18]
- [7] 温建明,等.减振元件冲击特性研究[J].噪声与振动控制,2001,2:18~21 [Wen Jianming, *et al.* Study on impact characteristic about buffer component[J]. Noise and Vibration Control, 2001, 2: 18~21]
- [8] 毛南敏.冲击隔振器设计的一种新方法[J].噪声与振动控制,1997,1:22~25 [Mao Nanmin. A new design method of shock isolators[J]. Noise and Vibration Control, 1997, 1: 22~25]
- [9] 刘勇,等.非线性振冲隔离系统的仿真研究[J].机械科学与技术,1999,18(2):204~206 [Liu Yong, *et al.* Research on simulation of vibration and shock isolation for nonlinear system[J]. Mechanical Science and Technology, 1999, 18(2): 204~206]
- [10] 战嘉恺,等.振动和冲击隔离中阻尼作用与取值范围分析[J].噪声与振动控制,1998,3:21~25 [Zhan Jiakai, *et al.* Effect and range of damping on the reduction of vibration and shock[J]. Noise and Vibration Control, 1998, 3:21~25]
- [11] 陈继红.振动隔离与冲击隔离的区别[J].噪声与振动控制,1996,1:31~33 [Chen Jihong. The difference of isolation between vibration and shock[J]. Noise and Vibration Control, 1996, 1: 31~33]

Optimal Design of Bracket Isolator Stiffness in Vibration and Shock Environment

WANG Dongsheng, ZHOU Tong, LI Jian

(*Institute of System Engineering, CAEP, Mianyang, Sichuan 621900, China*)

Abstract: In this paper, the bracket of a electric equipment is designed by considering the vibration and shock environment. According to the design requirement with respect to vibration and shock, the stiffness of the isolator is used as the design variable. The mathematical optimal model for searching the largest stiffness of isolator is built to make the relative displacement small. The optimal problem is solved using ANSYS. Both the mode superposition method and the Newmark integrating method are used to obtain the response of stochastic vibration and shock. The optimal results could be used in the isolator design of the electric system.

Key words: stiffness; optimal design; isolator; vibration; shock