

振动试验夹具动力学设计的综合优化方法*

王 轲, 孙妍妍, 茅志颖

(南京航空航天大学航空宇航学院 南京, 210016)

摘要 针对夹具设计中容易出现的振动频率低,传递特性差和能量消耗多等问题,提出综合使用拓扑优化和参数优化对夹具进行优化设计的方法。根据振动试验夹具的实际应用和设计原则,利用拓扑优化得到夹具合理的总体布局,用参数优化调整夹具的几何参数,使设计出的夹具能够满足设计要求。以某夹具设计为实例,通过 Patran/Nastran 有限元分析软件作为仿真分析平台,交替采用拓扑优化和参数优化对夹具进行设计与改进,得出满足要求的振动夹具设计方案,并经过试验证明了设计的有效性。本研究方法对其他结构的动力学设计亦具有一定参考价值。

关键词 振动夹具; 拓扑优化; 参数优化; 动力学设计

中图分类号 TB535; O328; TH86

引 言

振动夹具要求具有良好的动态特性,尽可能将振动台能量传递给试验产品。以往夹具大都凭借经验设计,设计时往往没有进行结构优化,也缺乏必要的特性计算与试验综合分析,故夹具往往存在缺陷,陈立伟^[1]等对其进行了概括说明。夹具使用中面临的主要问题包括:a. 在要求的试验频段内存在多阶共振模式,试验件连接点处存在反共振点,使得振动台难以实现要求的环境谱激励;b. 夹具与试验件的不同连接点处的振动放大倍数相差很大,即安装面振动水平均匀性很差;c. 夹具质量过大,使得试验的振动水平受到较大限制。笔者从结构动力学设计角度出发,将上述问题归结为刚度、质量分配不合适并通过动力学设计对其加以改善,解决。常用的动力学设计方法包括拓扑优化和参数优化等,拓扑优化可以给出合理材料布局方案的方法有多种,如 Bendsoe 和 Kikuchi^[2]采用均匀化理论实现了结构拓扑优化设计, Sigmund^[3]采用基于位移拓扑变量的准则法,肖卫华^[4]采用变密度法对闸门进行优化,取得良好效果;参数优化可以通过对设计变量的选择与量化,减轻结构重量进一步提高产品性能,

Deprez^[5]采用全局优化法解决非线性悬挂系统的舒适问题。Kilickap 等^[6]提出响应面算法。笔者引入两种优化方法理论,将两种优化方法结合使用完成了对具体夹具的优化设计,通过算例进一步验证该优化方案对夹具设计的有效性和实用性。

1 振动夹具设计要求和流程

设计夹具的基本要求^[7]包括:a. 装夹性能,要求能方便地将试验件固定在振动台面上;b. 加工方便,工艺性好,设计加工的周期短;c. 夹具的质量尽可能小,刚度尽可能大,使夹具固有频率尽量高,测试频带范围内共振峰数目少,3 dB 带宽大;d. 强度与耐久性要求,要保证夹具在使用过程中的结构安全性。

夹具设计的整个流程如图 1 所示。首先依据夹具设计目标进行初始形状与功能设计,再基于有限元仿真分析对初始方案进行评估与修改。待满足要求后,生产加工夹具进行试验分析,最终验证夹具设计合格与否。对于不满足设计要求的夹具,通过一次或多次交互使用拓扑优化和参数优化设计方法,可使设计的夹具能够满足包括装夹性能、刚强度性能等多方面指标要求,满足振动试验的复杂要求。

* 国家高技术研究发展计划("八六三"计划)资助项目(2008AA12A205);航空科学基金资助项目(2012ZA52001)
收稿日期:2011-03-08;修改稿收到日期:2011-04-14

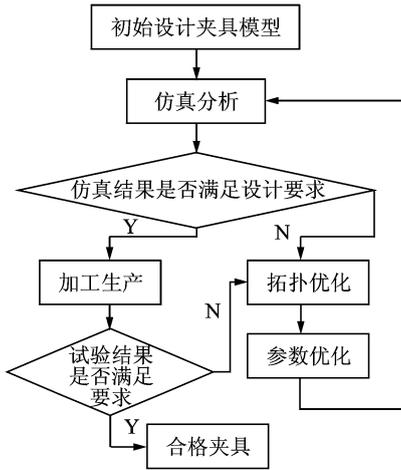


图1 夹具设计流程图

2 振动夹具的优化设计方法

2.1 拓扑优化设计

本拓扑优化设计具体采用变密度法实现。变密度法基于各向同性材料,以区间 $[0,1]$ 内每个单元的相对密度作为拓扑设计变量,通过定义经验公式,人为假定相对密度和材料弹性模量之间的非线性关系,把结构拓扑优化问题转化为材料的最优分布问题^[8-9]。

一般的夹具设计目标可设计为结构某几阶整体模态频率分别大于某个确定值,拓扑优化问题可表示为

$$\text{find } \mathbf{Q} = [q_1 \quad q_2 \quad \cdots \quad q_n]^T \quad (1)$$

$$\min M = \sum_{j=1}^n q_j m_j \quad (2)$$

$$\text{s. t. } \begin{cases} \omega_i < \omega_i \\ V \leq V^* \\ \mathbf{F} = \mathbf{K}\mathbf{U} \end{cases} \quad (3)$$

其中: $\mathbf{Q} = [q_1 \quad q_2 \quad \cdots \quad q_n]^T$ 为结构单元拓扑优化设计向量; $q_j \in \{0, 1\}$,分别表示单元的删除和存在两种情况; m_j 为第 j 个单元的质量; ω_i 为结构第 i 阶频率; ω_i 为结构第 i 阶频率的设计最小值; V 为结构体积, V^* 为优化后体积的上限值; \mathbf{K} 为总刚度矩阵, \mathbf{U} 为结构位移向量, \mathbf{F} 为结构所受的外力向量。

结构动特性一般特征值问题为^[10]

$$(\mathbf{K} - \omega_i^2 \mathbf{M}) \{\phi_i\} = \{0\} \quad (4)$$

其中: \mathbf{M} 为总质量矩阵; ϕ_i 为相应于 ω_i 的特征矢量。固有频率 ω_i 与相应的特征矢量 ϕ_i 通过瑞利商相关联: $\omega_i^2 = \frac{k_i}{m_i}$,由模态理论得

$$\Delta k_i \approx \phi_i^T \Delta \mathbf{K} \phi_i = -\phi_i^T \mathbf{K}' \phi_i \quad (5)$$

$$\Delta m_i \approx \phi_i^T \Delta \mathbf{M} \phi_i = -\phi_i^T \mathbf{M}' \phi_i \quad (6)$$

其中: \mathbf{K}' 和 \mathbf{M}' 分别是第 t 个单元的刚度和质量矩阵,而从结构中删除第 t 个单元,总刚度矩阵变化量 $\Delta \mathbf{K} = [\mathbf{K}]^* - \mathbf{K} = -\mathbf{K}'$, \mathbf{K}^* 是 \mathbf{K}' 在整个结构单元自由度上的扩展, ϕ_i 为相对于 ω_i 的特征矢量,由式(4~6),得到结构的 i 阶频率 ω_i 的灵敏度 α_i 为

$$\alpha_i = \Delta(\omega_i^2) = \varphi_i^T (\Delta \mathbf{K} - \lambda_i \Delta \mathbf{M}) \phi_i \quad (7)$$

多频率约束情况一般需为各个频率约束定义加权系数 β_i ,此时计算等效灵敏度

$$f_a^i = \sum_{i=1}^s \beta_i \alpha_a^i = \beta_1 \alpha_1^i + \cdots + \beta_s \alpha_s^i \quad (8)$$

其中: $\sum_{i=1}^s \beta_i = 1$ 。

基于式(7)和(8)可以计算需要优化的单元灵敏度,根据设计要求可以完成有限元模型多余单元的删减。

2.2 参数优化设计

笔者采用线性规划法,基本思想是:在初始点处将非线性约束问题中的目标函数 $f(x)$ 和约束函数 $g_i(x)$ 展开为Taylor级数,并略去高次项,只取线性项。这样就可以将非线性规划问题转化为一个近似的线性规划问题,并对变量的取值范围加以限制,按照线性规划方法求得近似解,如所得解答不满足设计要求,可重复以上步骤。这样能获得一个由线性规划最优解组成的序列,这样的序列在工程意义上一般能收敛于非线性规划问题的解。

参数优化的目的是:在满足某些约束条件(如频率约束)情况下,目标函数(如质量)可以取得极小值,此问题可用数学表达式表示为对一个非线性规划问题,求目标函数 $y = f(x)$ 的极小值,满足约束条件

$$\omega_i(x) \geq 2000 \quad (9)$$

在优化中,先选一初始参数序列

$$\mathbf{x}^{(0)} = [x_1^{(0)} \quad x_2^{(0)} \quad \cdots \quad x_n^{(0)}]^T \quad (10)$$

并在 $\mathbf{x}^{(0)}$ 处将目标函数及约束条件进行线性展开,则上述非线性规划问题转化为线性规划问题^[11]

$$\min F^{(0)}(x) = f(\mathbf{x}^{(0)}) + \sum_{j=1}^n (x_j - x_j^{(0)}) f'_j(\mathbf{x}^{(0)}) \quad (11)$$

满足约束条件

$$\tilde{\omega}_i^{(0)}(x) = \omega_i(\mathbf{x}^{(0)}) + \sum_{j=1}^n (x_j - x_j^{(0)}) \omega'_{ij}(\mathbf{x}^{(0)}) \geq 2000 \quad (12)$$

求解转化后的线性规划问题,可得近似的最优解

$$\mathbf{x}^{(1)} = [x_1^{(1)} \quad x_2^{(1)} \quad \dots \quad x_n^{(1)}]^T \quad (13)$$

如 $\mathbf{x}^{(1)}$ 已满足设计精度要求,即可认为 $\mathbf{x}^{(1)}$ 为原非线性规划问题的最优解。如 $\mathbf{x}^{(1)}$ 尚未满足设计精度要求,则进行下一步。在 $\mathbf{x}^{(1)}$ 处将原目标函数和约束条件再次进行线性展开,可得一新的线性规划问题,当 $\mathbf{x}^{(k)}$ 与 $\mathbf{x}^{(k+1)}$ 满足下式,优化结束。最优解为 $\mathbf{x}^{(k+1)}$ 。

$$\|\mathbf{x}^{(k+1)} - \mathbf{x}^{(k)}\| = \sqrt{\sum_{j=1}^n (x_j^{(k+1)} - x_j^{(k)})^2} \leq \epsilon \quad (14)$$

其中: ϵ 为预先给定的精度要求。

3 算 例

以某电子设备环境试验夹具设计为例,设计要求包括以下方面:第 1 阶频率高于 2 kHz;易于加工生产;材料分布达到最优化,夹具质量不得超过 13 kg。按照实际需要与工程经验所设计的夹具几何模型如图 2 所示,结构质量为 14.74 kg,有限元模型如图 3 所示。模态分析得到的前 3 阶频率分别为 1 547.8,1 758.8,2 225.5 Hz。

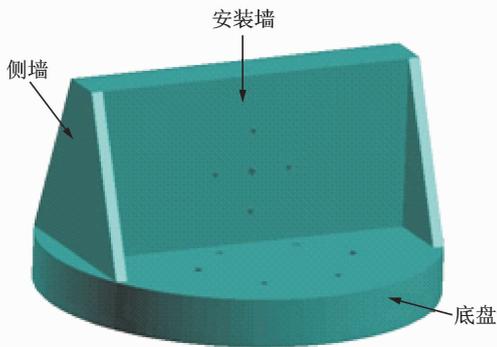


图 2 夹具初始方案几何模型

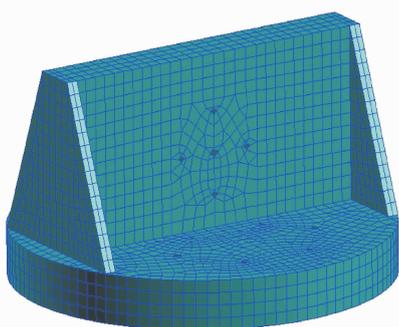


图 3 夹具初始方案有限元模型

仿真结果表明:前两阶固有频率小于 2 kHz,并且质量过重,不满足夹具设计原则,需要交替使用上述优化方法进行设计改进。

3.1 拓扑优化结果

振动夹具底部采用固支边界,横梁中间部分有固定螺孔,故这两部分不在优化范围之内。而夹具及装夹产品均为对称结构,故可预知拓扑优化的结果一定是对称结构。优化过程以材料分布最优为约束,第 1 阶频率大于 2 kHz 为目标,且优化结果在限定迭代次数 120 次内满足收敛条件。

优化过程的频率变化曲线如图 4 所示。

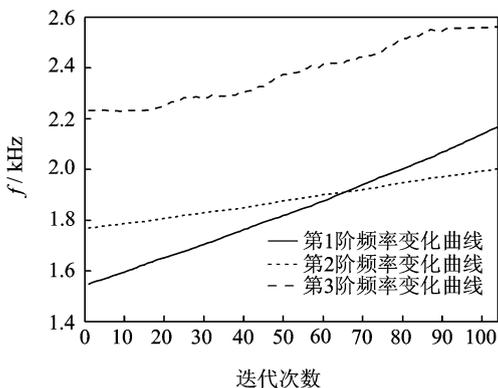


图 4 频率变化曲线

由频率变化图可以看出,在迭代第 64 次时,第 1 阶频率和第 2 阶频率相重合,在随后的优化过程中原来的第 1 阶频率已超过第 2 阶频率,使前两阶频率互换,这个结果在优化后模型的振型上可以看出。通过频率变化图得出:当迭代次数为 104 次时,模态频率达到设计目标要求,此时优化后模型如图 5 所示。

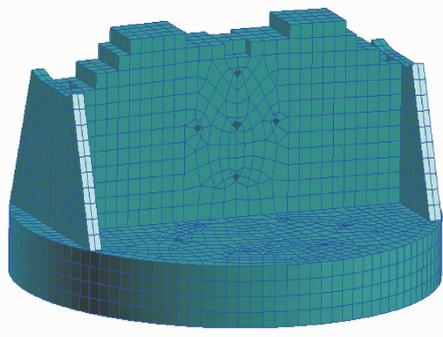


图 5 拓扑优化后初始模型

通过拓扑优化,只可以得到优化后的大致形状,如在夹具设计中将安装墙上部改为中间高而两边低,与侧墙弧线连接的形式。所以,根据结果可以得

到两种改进形状;a.将不连续边界缺失单元填充;b.将多余单元删减,使边界连续。单元数量与位置势必影响夹具整体性能,经仿真分析采用填充单元的方法满足频率设计要求,改进形状如图6所示。

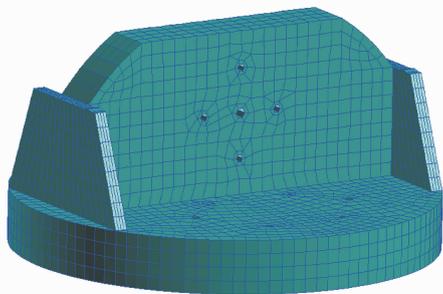


图6 拓扑优化后整理模型

拓扑优化后的夹具仿真计算的前3阶频率分别为2 115.6,2 180.6,2 614.3 Hz,已达到设计目标。优化后模型质量为13.54 kg,因为在添加单元时不可避免增加多余单元,使夹具质量没能达到设计要求,所以有必要对其进行参数优化。

3.2 参数优化结果

经拓扑优化后夹具基本形状已经确定,为提高性能仍需对其进行参数优化,计算采用板壳单元,以安装墙、侧墙厚度为优化参数。有限元模型如图7所示。

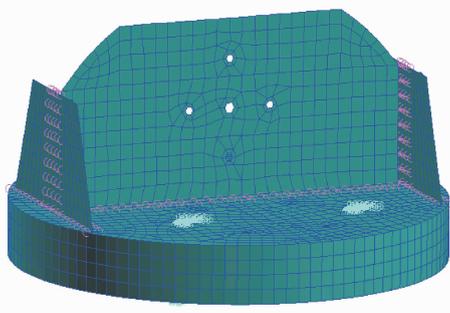


图7 参数优化前模型

优化过程以第1阶频率大于2 kHz为约束条件,夹具质量小于13 kg为设计目标;以图7安装墙和侧墙板单元为设计变量,设置厚度变化范围分别为 $20 \text{ mm} \leq D_{AZX} \leq 40 \text{ mm}$ (D_{AZX} 为安装墙厚度), $8 \text{ mm} \leq D_{CX} \leq 20 \text{ mm}$ (D_{CX} 为侧墙厚度)。迭代第3次时,所得结果满足设计要求,安装墙厚度为29.86 mm,侧墙厚度为8.01 mm,截取f06文件片段,制成表格如表1所示。

表1 参数优化结果

名称	初始厚度	第1次迭代	第2次迭代	第3次迭代
侧墙	10.00	12.00	8.005 6	8.005 6
安装墙	40.00	33.064	29.861	29.861

依据参数优化结果,重新以三维元建模计算夹具模态,前3阶频率分别为2 085,2 156,2 560.8 Hz,频率满足设计要求,夹具模型如图8所示。对底盘进行基础激励,频响曲线显示第1个峰值出现在2~2.1 kHz之间,如图9所示。参数优化后质量为12.96 kg,较原始模型降低1.78 kg,达到设计要求。

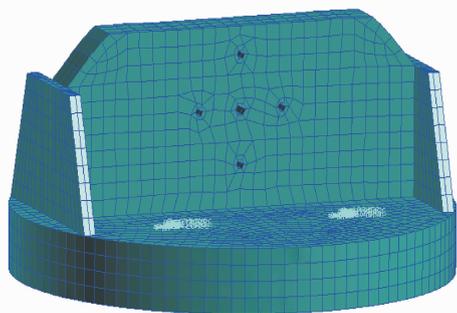


图8 改进后夹具模型

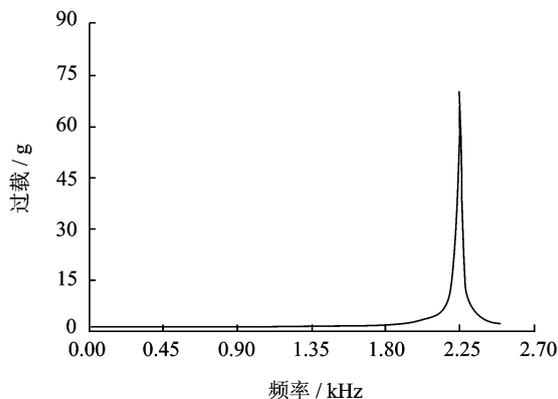


图9 改进后夹具频响曲线

优化后的夹具根据仿真结果已满足设计要求,将夹具加工后对其进行试验测试,夹具质量与仿真结果相差甚微,实验测得前3阶频率值与仿真结果相符合。综上所述优化后的夹具满足设计要求,可以用做振动试验。

4 结束语

文章介绍了拓扑优化和参数优化的理论基础,提出采用将拓扑优化和参数优化相结合的方法对不

满足设计要求的试验夹具模型进行优化改进的处理方案,有效解决了以往振动夹具面临的低频,均匀性差,浪费原材料等常见问题。算例给出了不同与以往只用一种优化方法得到的优化结构,更具有工程应用价值。算例表明了将两种优化方法相结合使用的有效性和可行性,对同类产品的设计和改进行具有一定参考价值。

参 考 文 献

- [1] 陈立伟,卫国. 某振动台大型转接夹具设计与振动特性计算分析[J]. 强度与环境, 2009, 36(3): 55-58.
Chen Liwei, Wei Guo. The fixture design of a large vibration table and the analysis of its vibration characteristic[J]. Strength and Environmental, 2009, 36(3): 55-58. (in Chinese)
- [2] Bendsoe M P, Kikuchi N. Generating optimal topologies in structural design using a homogenization method[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1988, 71(D): 197-224.
- [3] Bendsoe S. Material interpolations in topology optimization[J]. Archive of Applied Mechanics, 1994, 69: 725-741.
- [4] 肖卫华. 拓扑优化理论及其在水工闸门优化设计中的应用[D]. 南京: 河海大学, 2007.
- [5] Deprez K, Moshou D, Ramon H. Comfort improvement of a nonlinear suspension using global optimization and in site measurements[J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 284: 1003-1014.
- [6] Kilickap E, Huseyinoglu M, Ahmet Y. Optimization of drilling parameters on surface roughness in drilling of AISI 1045 using response surface methodology and genetic algorithm[J]. The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2010(52): 79-88.
- [7] 唐德效, 邵兆申. 一种通用振动夹具的设计[J]. 空间电子技术, 2009(2): 95-99.
Tan Dexiao, Shao Zhaoshen. The design of a general vibration fixture [J]. Space Electronic Technology, 2009(2): 95-99. (in Chinese)
- [8] 赵立杰, 王文竹, 荣刚. 非对称智能减振板优化设计[J]. 振动、测试与诊断, 2010, 30(5): 573-576.
Zhao Lijie, Wang Wenzhu, Rong Gang. Optimal design of unsymmetrical smart panel[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis. 2010, 30(5): 573-576. (in Chinese)
- [9] 閻东东, 朱宏平, 陈晓强. 相邻结构间被动控制装置的位置优化设计[J]. 振动、测试与诊断, 2010, 30(1): 11-15.
He Dongdong, Zhu Hongping, Cheng Xiaoqiang. Position optimization design of passive control device between the adjacent structure[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2010, 30(1): 11-15. (in Chinese)
- [10] Esebenauer H A, Kobelev H A, Sehmaeher A. Bubble method for topology and shape optimization of structures[J]. Structural Optimization, 1994, 8: 145-149.
- [11] Haber J. Stability of finite element models for distributed parameter optimization and topology design[J]. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1996, 130(3/4): 203-226.



第一作者简介:王轲,男,1967年7月生,博士、副教授。主要研究方向为结构动力学建模、仿真与动态设计。曾发表《基于模态试验与优化的静动力模型转换》(《振动工程学报》2012年第25卷第1期)等论文。

E-mail: wangk@nuaa.edu.cn