

# 轨姿控发动机振动试验夹具结构拓扑优化

张允涛, 薛 杰, 宋少伟, 吴 丹, 刘建招

(西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

**摘要** 针对轨姿控发动机部分振动试验夹具存在质量偏大、频率特性差等问题, 采取拓扑优化的方法对典型试验夹具进行了结构设计改进。基于 Optistruct 的拓扑优化模块, 讨论了动力学拓扑优化模型及多目标优化的实现策略, 介绍了离散度参数及最小成员尺寸等优化控制参数的设置。通过对推力装置块状试验夹具的拓扑优化, 研究了优化目标及控制参数对优化结果的影响。优化后夹具频率特性满足试验要求, 减重效果明显。通过实物振动试验, 验证了正弦振动和随机振动试验条件下夹具控制响应平稳, 满足试验容差要求。最后, 通过对某型轨姿控发动机整机锥状试验夹具的结构设计改进, 进一步拓展应用了拓扑优化方法。仿真结果表明, 优化后夹具的模态频率和动态响应特性显著改善, 为后续发动机振动试验夹具设计提供借鉴。

**关键词** 轨姿控发动机; 块状夹具; 锥状夹具; 多目标拓扑优化; 固有频率; 振动试验

**中图分类号** V434.3 **文献标识码** A **文章编号** 1672-9374(2023)01-0093-10

## Structural topology optimization of vibration test fixture for orbit and attitude control engines

ZHANG Yuntao, XUE Jie, SONG Shaowei, WU Dan, LIU Jianzhao

(Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

**Abstract** Aiming at the problems of some vibration test fixture of orbit and attitude control engines, such as large mass, low frequency characteristic, the topology optimization method was adopted to improve the structure design of typical test fixture. Based on the topology optimization module of Optistruct software, the dynamic topology optimization model and multi-objective optimization strategy were discussed, and the setting of optimization control parameters such as dispersion parameters (DISCRETE) and minimum member size (MINDIM) was introduced. Based on the topology optimization of block test fixture of thrust device, the influence of optimization objectives and control parameters on optimization results was studied. The optimized fixture frequency characteristics meet the test requirements, and the weight reduction effect is obvious. The fixture control response under sinusoidal and random vibration test conditions is verified to be stable and effective, and meets the tolerance requirements of the test. Finally, by improving the design of cone test fixture of a certain orbit and attitude control engine, the topology optimization method is further extended and applied. The simulation results show that the modal frequency

收稿日期: 2021-11-03; 修回日期: 2022-04-05

基金项目: 国家自然科学基金 (52005385)

作者简介: 张允涛 (1985—), 男, 硕士, 高级工程师, 研究领域为液体火箭发动机结构强度。

and dynamic response characteristics of the optimized fixture are significantly improved, which provides reference and guidance for the design of vibration test fixture.

**Key words** orbit and attitude control engine; block fixture; cone fixture; multi-objective topology optimization; natural frequency; vibration test

## 0 引言

试验夹具是液体火箭发动机力学环境试验的重要组成部分,其主要作用是将试件与振动台过渡连接以传递振动台施加的基础激励<sup>[1-3]</sup>。为了实现夹具传递给试件的振动均匀、平稳,通常夹具的设计以刚度最大为主要原则。即在试验频率范围内,夹具的一阶固有频率足够高,且避开被试产品的主要特征频率<sup>[4]</sup>。工程实际中,发动机产品的结构形式复杂多样,力学环境试验夹具仍以经验设计为主,进行必要的模态分析和试验前实物验证等。对轨姿控动力系统整机产品,现有试验夹具多为锥状形式,夹具的尺寸和质量较大,整体刚度偏低,一阶固有频率往往低于 500 Hz,部分频段试验控制容易超容差限。而推力装置、传感器和阀门等小型试件的试验夹具以块状和板状结构为主要形式,夹具刚度大,基频高,材料利用率低。为了提升发动机力学环境试验技术水平,有必要开展夹具的动力学优化设计,掌握典型结构的试验夹具设计优化方法。

对夹具进行动力学拓扑优化(topology optimization)是设计改进和性能提升的重要手段,通过拓扑优化能够实现使用最少的材料,给出满足设计目标的最优结构方案<sup>[5-6]</sup>。近年来,以结构动特性和动响应为目标的拓扑优化研究得到广泛关注<sup>[7-9]</sup>。滕晓艳等以固有频率和动态柔顺度的加权函数为优化目标,提出了渐进结构拓扑优化模型,进行了多目标结构拓扑优化设计<sup>[10]</sup>。彭细荣等使用独立连续映射方法开展了频率约束下的结构拓扑优化研究,解决了“棋盘格”、单元网格依赖性以及模态交换等具体问题<sup>[11]</sup>。龙凯等以静柔度最小和动态固有频率最大化加权函数为目标进行了拓扑优化结构设计<sup>[12]</sup>。刘虎等基于变密度法研究了简谐力激励下的拓扑优化设计问题,分析了频率和加载方向对位移响应以及优化结果的影响,通过引入附加静位移约束,获得了合理的结构形式<sup>[13]</sup>。Optistruct 软件的拓扑优化功能在解决工程结构问题中具有独

特的优势。芮强等基于 Optistruct 的变密度法对某动力舱支架结构进行拓扑优化设计,以静力和频率特性合成柔度指数为综合目标函数,优化后动力舱的静、动态特性均得到了较大改善<sup>[14]</sup>。朱大昌等结合平均频率法和折衷规划法构建了多目标 SIMP 优化模型,以 Optistruct 为工具对某机构进行了多目标拓扑优化,优化收敛性较好<sup>[15]</sup>。兰凤崇等运用折衷规划法定义了车身结构静态刚度和固有频率最大化综合的目标函数,通过层次分析法确定最优权重系数,在 Optistruct 软件中进行了车身结构的优化设计<sup>[16]</sup>。

本文以液体轨姿控发动机振动试验的典型夹具为研究对象,基于 Optistruct 软件,研究了锥状夹具和块状夹具的动力学拓扑优化方法、思路和实现过程,给出了主要优化结论和设计经验。

## 1 拓扑优化方法

使用 Optistruct 进行结构拓扑优化的流程主要包括:初始结构有限元建模、优化模型定义、结构分析和优化计算等。初始有限元建模与常规的有限元建模方法相同。拓扑优化的关键是定义 3 类设计要素:优化目标、约束条件和设计变量,对结构动力学优化,优化目标和约束条件涉及固有频率、振型、稳态响应以及随机振动响应等,设计变量为单元密度。结构分析的类型根据实际情况,可以是单独的静力、动力学分析工况,也可以是多个工况组合分析。

Optistruct 拓扑优化采用变密度法的 SIMP(solid isotropic microstructures with penalization)计算模型,单元密度在 0~1 之间连续变化,优化后单元密度为 1 表示该处材料优先保留,单元密度为 0 表示该处材料可去除。单元的密度与材料密度有关,因此也与结构刚度有关,而单元密度处于 0~1 之间的材料存留不明确,造成优化结果不清晰。Optistruct 使用惩罚因子技术使单元的密度向 0 或者 1 聚集,该技术被称作“power law representation of elasticity prop-

erties”,对实体单元其表达式为<sup>[17]</sup>

$$\underline{\mathbf{K}}(\rho) = \rho^p \mathbf{K}' \quad (1)$$

式中:  $\underline{\mathbf{K}}$  和  $\mathbf{K}'$  分别为惩罚后的单元刚度矩阵和实际的单元刚度矩阵;  $\rho$  为密度;  $p$  为惩罚因子,取值大于1。

### 1.1 拓扑优化模型

夹具的动力学拓扑优化是在给定体积或质量占比的约束条件下,通过改变单元密度,使初始结构的材料在设计域上重新分布,从而达到结构的固有频率或动力学响应最优的目的。以固有频率最大优化为例,结构的动力学特征方程为

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

式中:  $\mathbf{K}$  和  $\mathbf{M}$  分别为系统的刚度矩阵和质量矩阵;  $\omega_i$  和  $\Phi_i$  分别为系统第  $i$  阶固有频率和振型向量。拓扑优化的数学模型可以表述为

$$\begin{cases} \text{find } \rho = (\rho_1, \rho_2, \dots, \rho_N)^T \\ \max \omega_i \\ \text{s. t. } \frac{V(\rho)}{V_0} \leq f_V \\ 0 < \rho_{\min} \leq \rho_j \leq \rho_{\max} \leq 1 \end{cases} \quad (3)$$

式中:  $\omega_i$  为优化的目标频率;  $\rho_j$  为单元密度;  $\rho_{\max}$  和  $\rho_{\min}$  为密度的优化上下限;  $V$  为优化后的体积;  $V_0$  为初始体积;  $f_V$  为体积约束的百分比。

单独以固有频率最大为优化目标进行动力学拓扑优化时,很容易陷入局部最优区域,造成拓扑优化结果不清晰、拓扑结构刚度差、与实际承载不符的问题<sup>[18]</sup>。根据文献[10,14,16,18-21],可以采取固有频率与静态响应或动态响应与静态响应综合的多目标或多约束的方法提高优化结果的可行性。几种常用的多目标优化方法包括:①固有频率与静力响应综合的多目标优化;②动力学响应与静力响应相结合的多目标优化;③低频段与高频段动力学响应相结合的多目标优化。

Optistruct 软件中可直接实现第①类的多目标优化,计算时采用一种加权求和法,优化模型可简单表述为

$$\min[w_c C(\rho) + w_\lambda / \lambda(\rho)] \quad (4)$$

加权求和法优化模型形式简洁,计算效率高。多目标优化时,固有频率与静力响应(如刚度、柔度或者应变能)的数量级差异较大,加权系数的取值

对优化结果有影响。Optistruct 允许程序自动设置加权系数,根据初始迭代步计算应变能数值  $C_0$  和模态特征值  $\lambda_0$ ,得到固有频率加权系数  $w_c C_0 / \lambda_0$ ,使固有频率和静应变能加权后的响应处于同一数量级。需要注意的是,静应变能(compliance)默认定义在整个结构上,其计算公式为

$$C = \frac{1}{2} \mathbf{u}^T \mathbf{K} \mathbf{u} = \frac{1}{2} \int \boldsymbol{\varepsilon}^T \boldsymbol{\sigma} dV \quad (5)$$

目前,一种普遍的多目标优化策略为折衷规划法(compromise programming method),以固有频率最大与静应变能最小的多目标拓扑优化为例,采用折衷规划法<sup>[14]</sup>创建目标函数,其表达式为

$$\min \left\{ w_1^p \left[ \frac{C(\rho) - C_{\min}}{C_{\max} - C_{\min}} \right]^q + w_2^p \left[ \frac{\omega_{\max} - \omega(\rho)}{\omega_{\max} - \omega_{\min}} \right]^q \right\}^{\frac{1}{q}} \quad (6)$$

式中:  $C(\rho)$  为结构在静载荷工况下的柔度;  $\omega(\rho)$  为结构的固有频率;  $C_{\max}$  和  $C_{\min}$  分别为静应变能目标函数的优化上下限;  $\omega_{\max}$  和  $\omega_{\min}$  分别为固有频率目标函数的优化上下限;  $w_1$  和  $w_2$  分别为静应变能和固有频率占优化目标权重系数;  $q$  为惩罚因子,取值不小于2。 $C_{\max}$ 、 $C_{\min}$  和  $\omega_{\max}$ 、 $\omega_{\min}$  分别通过单目标静应变能和固有频率优化前后的结果获得;权重系数根据经验给出,也可以参考决策论中的层次分析方法确定<sup>[16]</sup>。

### 1.2 优化控制参数

Optistruct 进行拓扑优化时,需要对离散度参数、最小成员/最大成员尺寸、“棋盘格”控制等参数进行设置,使得拓扑优化后的结构更加合理<sup>[21]</sup>。主要参数设置如下。

1) DISCRETE,即离散度参数,用于对惩罚函数进行控制,该值越高,材料密度介于0~1之间的单元就越少,拓扑优化的结构更加清晰。对于实体单元,参数值一般不小于2。图1给出了离散度参数取不同值的拓扑优化后结构截面形状,可以看出,离散度越高,材料的无效堆积越少。

2) MINDIM 和 MAXDIM,即最小成员尺寸和最大成员尺寸。最小成员尺寸主要用于消除细小的网状结构,有更好的加工性(见图2)。最大成员尺寸用于限制材料的过渡堆积,使结构更加清晰。通常最小成员尺寸大于单元尺寸的2~3倍,最大成员尺寸默认为最小成员尺寸的2倍左右。

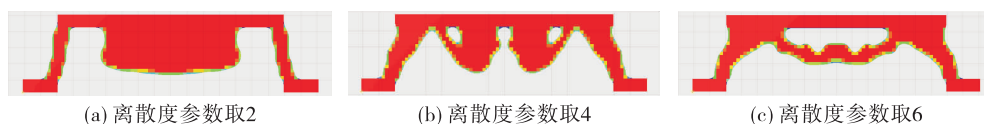


图 1 不同离散度参数的拓扑优化结果

Fig. 1 Topology optimization results with different DISCRETE parameters

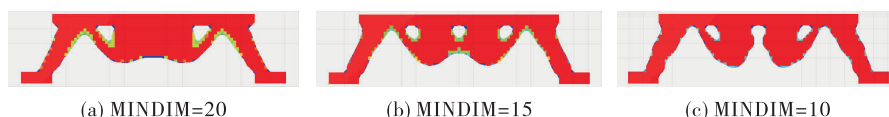


图 2 不同最小成员尺寸的优化结果

Fig. 2 Topology optimization results with different MINDIN parameters

3) CHECKER, 即“棋盘格”控制。“棋盘格”现象是优化过程中不同密度单元呈现交替排列的现象, 0 表示无控制, 1 表示有控制。图 3 给出了无“棋盘格”控制和有“棋盘格”控制的拓扑优化结果, 显然, 采取“棋盘格”控制后, 拓扑优化的单元密度分布更加连续, 过渡更加均匀。文中“棋盘格”控制均设置为 1。

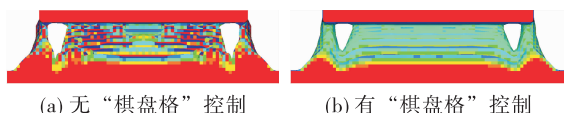


图 3 “棋盘格”参数设置对拓扑优化结果的影响

Fig. 3 Influence of CHECKER parameter settings on topology optimization results

另外, 拓扑优化中还可以设定与加工制造有关的工艺参数, 包括对称约束、拔模约束等。

## 2 块状夹具结构优化及验证

某姿控动力系统推力装置振动试验的原始夹具形状如图 4 所示。试验时夹具两端用螺栓与振动台固定连接, 推力装置产品伸入夹具开孔内, 与夹具通过耳片连接。这类块状夹具的设计简单, 基频高, 振动传递特性较好, 同时也存在结构质量偏大、材料利用率低等突出问题, 有必要进行拓扑优化。

试验共 3 个方向, 其中  $x$ 、 $y$  这 2 个方向的夹具安装方式相同,  $z$  向通过旋转夹具进行试验安装。拓扑优化时分别考虑不同的试验加载方向创建模

型。图 4 中绿色有限元网格部分为设计域, 蓝色有限元网格部分为非设计域。

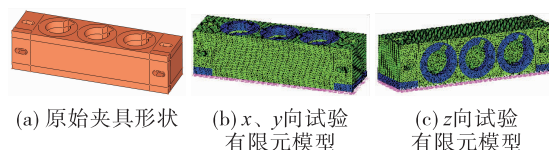


图 4 块状夹具初始优化模型

Fig. 4 Initial optimization model of block fixture

### 2.1 单目标与多目标优化方法

采用一阶固有频率最大进行单目标拓扑优化, 约束条件为优化后设计域的体积分 (volume fraction) 不大于 0.6, 离散度参数取 4, 经过 29 步迭代后满足优化条件的结构拓扑形状如图 5 所示。可以看出, 优化后夹具整体上结构形式合理, 能够反映出结构有效的材料分布区域。但局部孔洞和小尺寸细长结构较多, 结构完整性差, 部分区域去除材料形状复杂, 结构不够清晰, 加工难度大。

采用折衷规划法构建一阶固有频率最大与整体静应变能最小的多目标优化函数。拓扑优化的约束条件及离散度参数与单目标优化时相同。经过 16 步迭代后得到满足优化条件的拓扑结构如图 6 所示。与上述单目标优化结果相比, 夹具整体上结构形式差异不大, 但多目标拓扑优化的结构局部孔洞少, 去除材料部分结构比较连续, 结构完整、清晰, 易于加工。

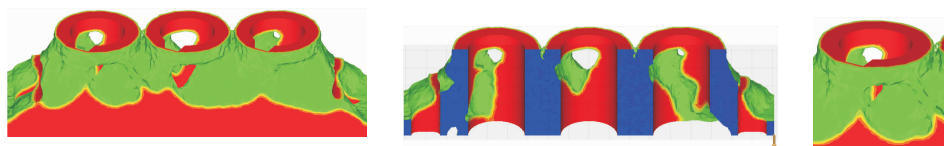


图5 单目标拓扑优化结果

Fig.5 Results of single objective topology optimization

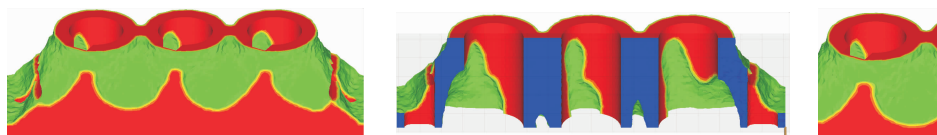


图6 多目标拓扑优化结果

Fig.6 Results of multi-objective topology optimization

## 2.2 优化控制参数设置

对块状夹具,研究了离散度参数和最小成员尺寸的不同取值对拓扑优化结果的影响。以 $x$ 、 $y$ 方向试验状态为例,采用2.1节的多目标优化方法,约束条件为体积分数不大于0.6。不同离散度参数取值的优化结果见图7,不同最小成员尺寸的优化结果见图8。

由图7可知,离散度参数分别取1、2、4和6时,拓扑优化后的夹具结构外形基本一致,但内部材料分布显著不同。离散度为1和2时,夹具中间圆柱

壁几乎没有去除材料,两侧圆柱靠近下端面去除材料较多,同时,两侧圆柱壁内有腔体;而离散度取4和6时,夹具中间和两侧圆柱壁均有材料去除,两侧去掉较多,中间去除较少,圆柱壁内无腔体,厚度相对均匀,材料分布连续。

由图8可知,最小成员尺寸分别取5、10、15和20时,拓扑优化后的夹具结构外形和内部材料分布基本一致,从截面图可以看出,不同取值下夹具圆柱壁的厚度略有不同。

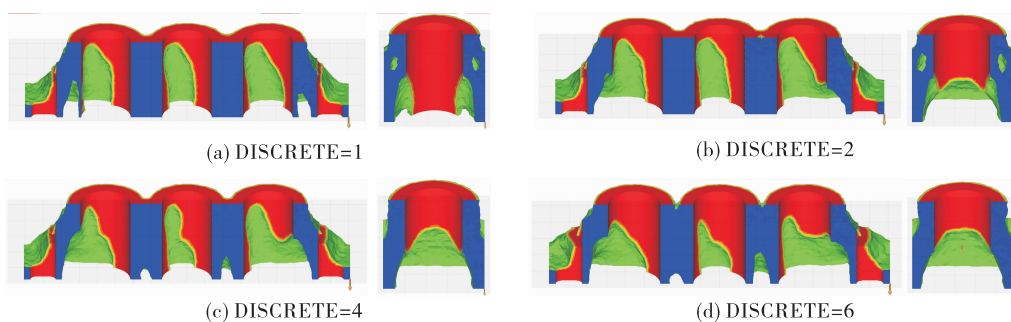


图7 离散度参数不同取值的拓扑优化结果

Fig.7 Optimization results of dispersion parameters with different values

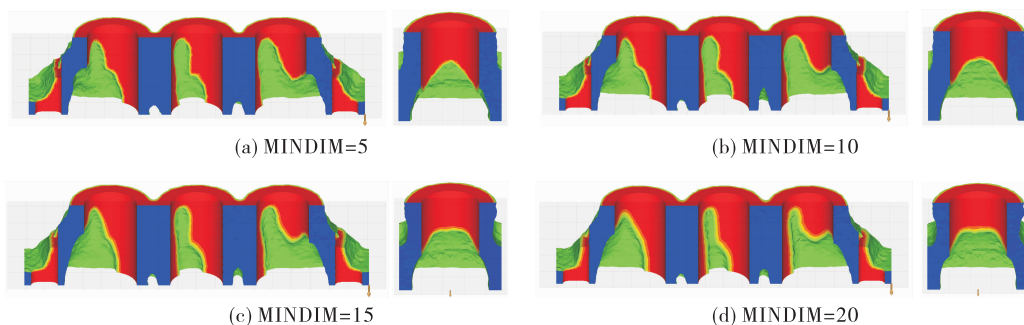


图8 最小成员尺寸不同取值的拓扑优化结果

Fig.8 Optimization results of different values of minimum member size



2.3 优化结果

分别对夹具进行  $x$ 、 $y$  向和  $z$  向两个试验状态的拓扑优化。优化目标为一阶固有频率最大与整体静应变能最小。静应变能计算时,通过在产品与夹具连接面上施加振动方向的单位力(每个节点 100 N)模拟夹具承受的静力载荷。离散度参数取 4,最小成员尺寸取 10,约束条件为体积分数,分别取 0.4、0.6 和 0.8,优化结果如图 9 和图 10 所示。可以看出,优化后结构呈梯形,材料分布集中在产品与夹具对接周围,对接背面以及两端螺栓连接处材料去除较多。

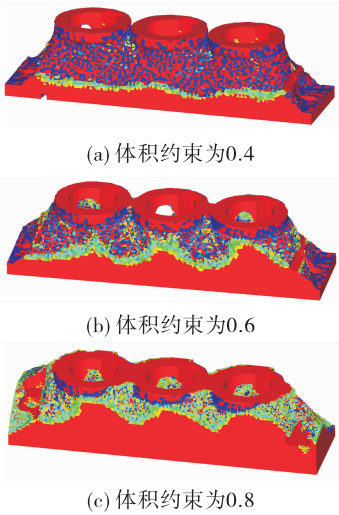


图 9  $x$ 、 $y$  向试验状态夹具优化结果

Fig. 9 Optimization results of fixture in  $x$  and  $y$  test direction

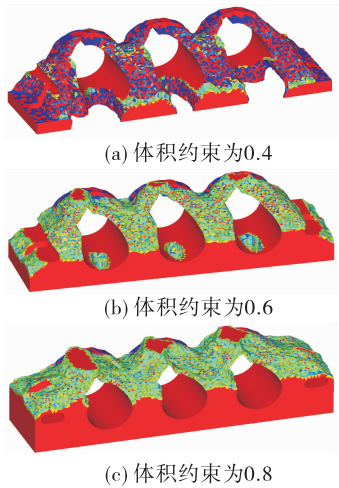


图 10  $z$  向试验状态夹具优化结果

Fig. 10 Optimization results of fixture in  $z$  test direction

综合 2 个试验方向的拓扑优化结果,得到最终的夹具结构形式,如图 11 所示。对优化后的夹具进行有限元模态分析,得到第一阶模态振型见图 12。优化前后结构质量和固有频率的变化见表 1。

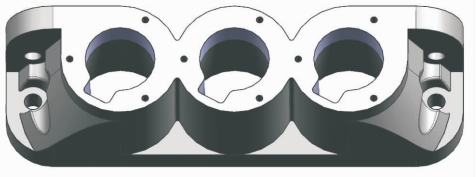


图 11 块状夹具拓扑优化后的结构形状

Fig. 11 The block fixture structure form after topology optimization

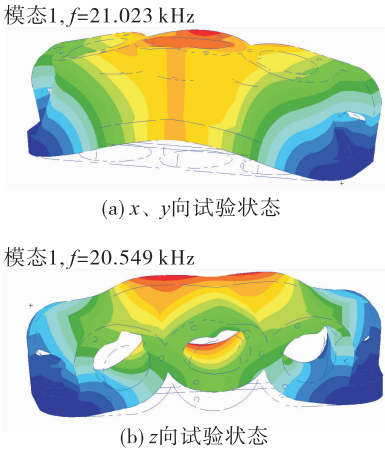


图 12 优化后的夹具第一阶模态振型

Fig. 12 The first vibration mode of block fixture after topology optimization

表 1 块状夹具拓扑优化前、后的主要参数对比

Tab. 1 Comparison of main parameters of block fixture before and after optimization

| 模型  | 夹具质量/kg | 一阶固有频率/kHz        |             | 静应变能/(kN·mm)      |             |
|-----|---------|-------------------|-------------|-------------------|-------------|
|     |         | $x$ 、 $y$ 向<br>试验 | $z$ 向<br>试验 | $x$ 、 $y$ 向<br>试验 | $z$ 向<br>试验 |
| 优化前 | 5.57    | 2.904             | 2.714       | 11.307            | 8.053       |
| 优化后 | 3.55    | 2.102             | 2.054       | 16.101            | 12.304      |

可以看出,优化后的夹具质量约为优化前的 63.7%,减重效果明显。优化后静应变能比优化前有一定增大,反映出结构刚度有所降低,而夹具的一阶固有频率约 2.054 kHz,仍然大于 2.0 kHz,因此,在试验频率范围 0.02 ~ 2 kHz) 内夹具的振动传

递不会发生显著的放大和衰减,同时,推力装置产品的一阶固频小于 1.0 kHz,不易发生夹具和产品的共振耦合。

2.4 实物验证

对优化后的块状夹具实物在振动台上开展了正弦扫描试验和随机振动试验(见图 13),主要验证振动试验中以夹具与产品对接面作为加速度控制点的响应特性。

正弦扫描试验条件为:频率范围 5 ~ 2 000 Hz,扫描速率 4 oct/min 加速度幅值 0.2 g。夹具上端面控制点的响应谱曲线见图 14。可以看出,2.0 kHz 以内,夹具上加速度控制点的幅频响应曲线(蓝实线)平坦,与参考谱(绿实线)基本重合,满足正弦振动试验容差限(橘色虚线)要求。

随机振动试验条件为:频率范围 20 ~ 2 000 Hz,功率谱密度为 0.01 g<sup>2</sup>/Hz 的平谱,加速度均方根值  $G_{rms}=5.0\text{ g}$ 。夹具上端面控制点的响应谱曲线见

图 15。结果表明,加速度控制点的响应谱(蓝实线)与参考谱(绿实线)基本一致,无明显的放大和衰减,控制点的功率谱密度满足随机振动试验容差限(橘色虚线)要求。综上,优化后的夹具满足振动试验要求。

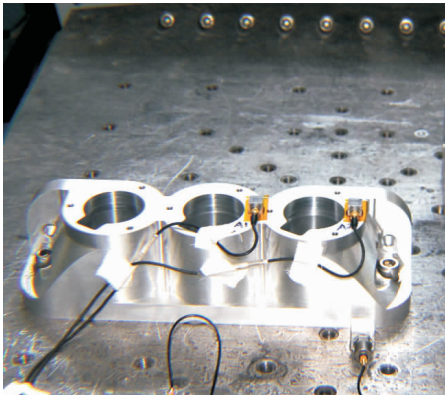


图 13 振动试验夹具安装图  
Fig. 13 Installation diagram of vibration test fixture

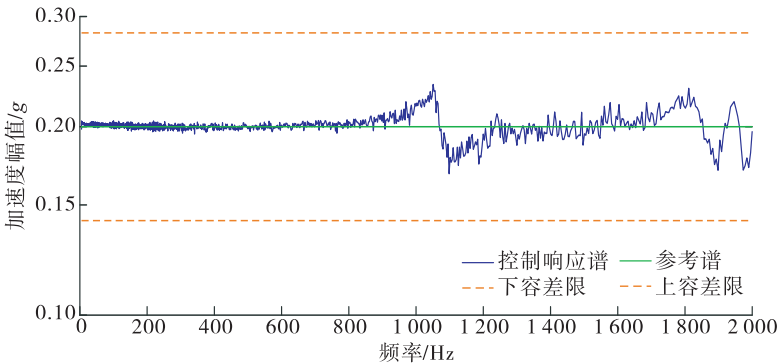


图 14 正弦扫描试验控制响应谱曲线  
Fig. 14 Control response spectrum of sinusoidal test

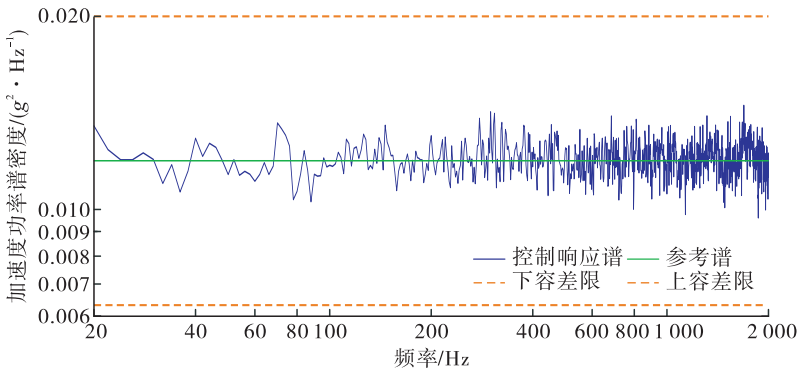


图 15 随机振动试验控制响应谱曲线  
Fig. 15 Control response spectrum of random vibration test

### 3 锥状夹具结构优化应用

某型轨姿控发动机整机振动试验的原始夹具为锥状形式,如图 16 所示。对该试验夹具进行动

力学优化的目的是在不显著改变夹具质量的情况下提高夹具的固有频率,改善夹具的动态响应特性。

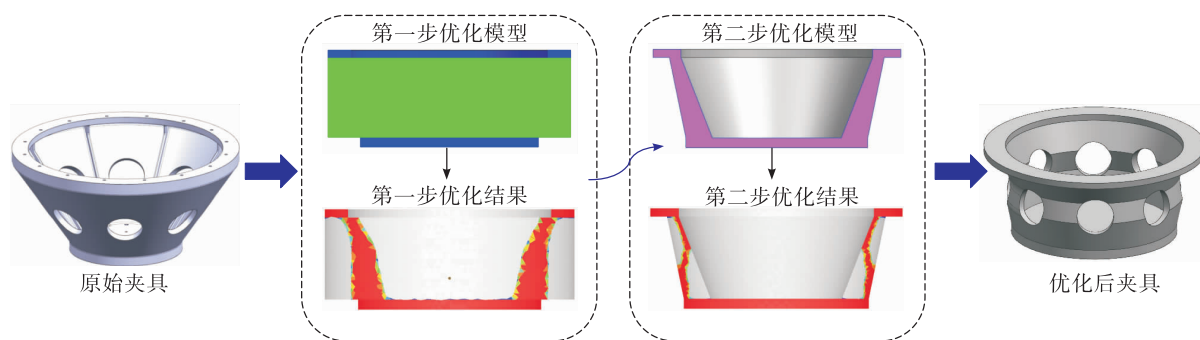


图 16 锥状夹具拓扑优化流程

Fig. 16 Cone fixture topology optimization process

优化的思路为“两步优化”方法。第一步,根据整机产品的接口以及振动台的安装尺寸,确定夹具拓扑优化的初始模型。图 16 中,第一步优化模型中绿色部分为设计区域,蓝色部分为非设计区域。目标函数为前三阶固有频率最大和静应变能最小,以此得到夹具的大致形貌和截面形状。第二步,在第一步优化的结果基础上再次进行拓扑优化,目标函数为夹具与产品连接的上端面加速度频响幅值和随机响应 RMS,同时以固有频率、静应变能等为约束条件。

该方法的优势在于,首先,以固有频率和静应变能等结构全局响应进行优化,能够获得比较清晰的结构基本形状和轮廓;然后,以关注部位的加速度等局部响应进行再次优化,能够细化局部材料分布和结构尺寸,从而降低了直接优化局部响应的难度,层次清晰,可操作性强。

从图 16 可以看出,优化后结构的底部安装面比优化前有明显扩大,在质量相当的情况下,材料分布偏向夹具下端,同时,结构的锥度比优化前有所减小。此外,夹具侧壁沿锥面不再呈原来的直线形式,而是有一定的弯折。对优化后的夹具保留与原始夹具相同的减质孔。

对优化前、后的夹具进行有限元模态分析,得到前四阶固有频率和振型,如图 17、图 18 和表 2 所示。优化后夹具的前四阶主要频率比优化前均有明显提升,其中一阶频率相比优化前从 337 Hz 提高

到了 781 Hz,频率优化效果突出。

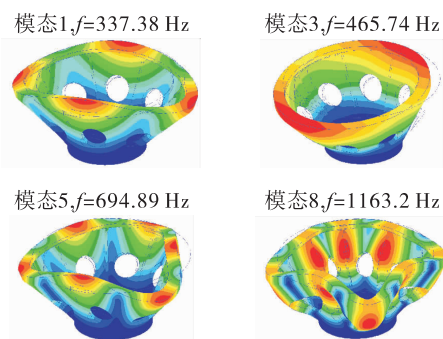


图 17 优化前锥状夹具的前四阶模态

Fig. 17 The first four vibration modes of the cone fixture before optimization

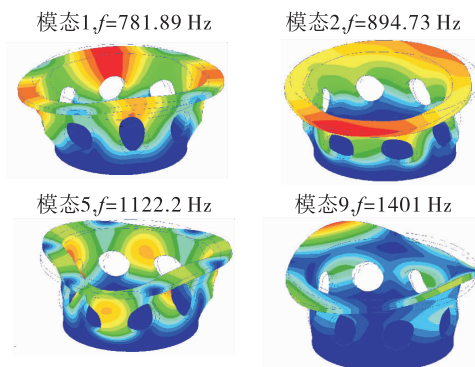


图 18 优化后锥状夹具的前四阶模态

Fig. 18 The first four vibration modes of the optimized cone fixture



表 2 锥状夹具拓扑优化前、后的主要参数对比

Tab. 2 Comparison of main parameters of cone fixture before and after optimization

| 模型  | 夹具质量/kg | 主要模态频率/Hz           | 静应变能/(kN·mm) |
|-----|---------|---------------------|--------------|
| 优化前 | 46      | 337,465,694,1 163   | 115.870      |
| 优化后 | 46      | 781,894,1 122,1 401 | 61.878       |

对优化前、后的夹具进行频响分析,得到振动台基础激励下夹具上端面(与产品连接面)的加速度响应,如图 19 和图 20 所示。由幅频曲线结果可以看出,优化后夹具上端面的加速度响应在 20 ~ 2 000 Hz 以内突频点明显减少,且最大突频位置由 337 Hz 提高到 894 Hz,优化后的夹具加速度响应得到明显改善。

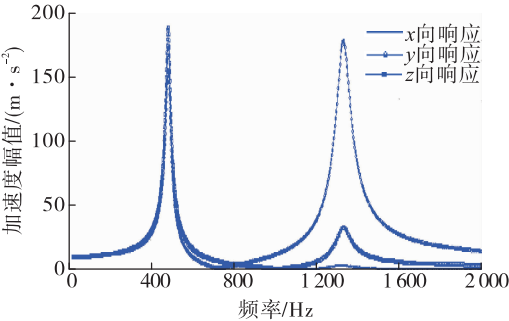


图 19 优化前夹具上端面加速度幅频曲线  
Fig. 19 Acceleration amplitude-frequency response curve of upper face of fixture before optimization

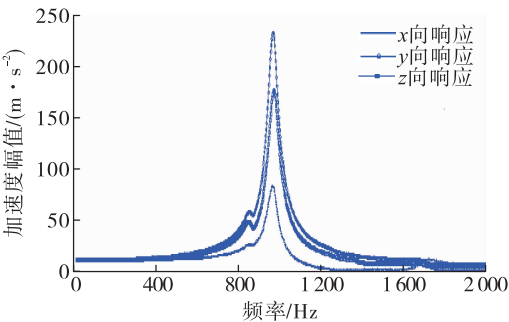


图 20 优化后夹具上端面加速度幅频曲线  
Fig. 20 Acceleration amplitude-frequency response curve of upper face of optimized fixture

4 结论

使用 Optistruct 对轨姿控发动机振动试验典型夹具进行了结构拓扑优化,研究了多目标优化以及

优化控制参数的影响,针对典型块状夹具和锥状夹具进行了动力学拓扑优化,形成了一般方法并给出了可直接用于试验的夹具结构形状,主要结论如下。

1) 结构动力学优化时,宜采取多目标作为目标函数,包括固有频率、静应变能、动态响应等的综合形式,以保证优化后的结构清晰、合理,加权求和法和折衷规划法是行之有效的多目标函数构建方法。

2) 使用 Optistruct 进行拓扑优化时,通过调整离散度参数、最小成员尺寸等参数,可以改善优化结果。为了减小优化后材料无效堆积,离散度参数可取 4。

3) 对块状夹具,针对现有夹具材料利用率低、夹具质量偏大的问题进行了拓扑优化,以固有频率和静应变能为优化目标,考虑了不同试验加载方向,优化后的夹具质量减轻约 1/3,一阶频率大于试验加载最高频率 2.0 kHz,试验控制平稳,响应谱满足要求。

4) 对锥状夹具,针对现有夹具一阶固有频率低、振动传递特性差的问题进行了拓扑优化,采取“两步法”拓扑优化,先以静应变能和固有频率等全局响应作为目标获得夹具基本形式和轮廓,再以关注部位加速度响应作为目标确定夹具的最终结构。优化后固有频率显著提高,幅频响应特性得到明显改善。

致谢:本文研究内容得到液体火箭发动机重点实验室基金支持。

参考文献

[1] 孙晔,陆海桃,张海英,等. 振动试验夹具结构动态设计及试验验证[J]. 机械强度,2017,39(5):1210-1214.  
[2] 周桐,张思箭,李健,等. 夹具特性与振动控制方式对试件响应的影响[J]. 振动、测试与诊断,2007,27(1):58-61.  
[3] 薛杰,许红卫,杜大华,等. 基于模态法 L 形工装结构冲

- 击动力学仿真分析[J]. 火箭推进, 2018, 44(2): 46-54.
- XUE J, XU H W, DU D H, et al. Simulation analysis of impact dynamics of L-shaped fixture based on modal method[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2018, 44(2): 46-54.
- [4] 李奇志. 环境振动试验若干技术研究[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2013.
- [5] 郭中泽, 张卫红, 陈裕泽. 结构拓扑优化设计综述[J]. 机械设计, 2007, 24(8): 1-6.
- [6] 石波, 盛刚, 黄雪刚, 等. 吸气式发动机可调喷管调节片结构优化设计[J]. 火箭推进, 2021, 47(3): 52-59.
- SHI B, SHENG G, HUANG X G, et al. Structural optimization design for variable nozzle flap of airbreathing engines[J]. Journal of Rocket Propulsion, 2021, 47(3): 52-59.
- [7] RONG J H. Topological optimization design of structures under random excitations using SQP method[J]. Engineering Structures, 2013, 56: 2098-2106.
- [8] FANG Z P, HOU J J, ZHAI H F. Topology optimization of constrained layer damping structures subjected to stationary random excitation [J]. Shock and Vibration, 2018, 2018: 7849153.
- [9] LI Q H, WU Q B, LIU J, et al. Topology optimization of vibrating structures with frequency band constraints [J]. Structural and Multidisciplinary Optimization, 2021, 63(3): 1203-1218.
- [10] 滕晓艳, 江旭东, 孙艳想, 等. 基于等效静载荷和模态跟踪的结构拓扑优化[J]. 振动工程学报, 2017, 30(3): 349-356.
- [11] 彭细荣, 隋允康. 有频率禁区的连续体结构拓扑优化[J]. 固体力学学报, 2007, 28(2): 145-150.
- [12] 龙凯, 左正兴, 闫清东. 静动态多目标下的连续体结构拓扑优化[J]. 宇航学报, 2008, 29(2): 456-460.
- [13] 刘虎, 张卫红, 朱继宏. 简谐力激励下结构拓扑优化与频率影响分析[J]. 力学学报, 2013, 45(4): 588-597.
- [14] 芮强, 王红岩, 王良曦. 多工况载荷下动力舱支架结构拓扑优化设计[J]. 兵工学报, 2010, 31(6): 782-786.
- [15] 朱大昌, 宋马军. 基于多目标拓扑优化的全柔顺并联机构构型固有振动频率研究[J]. 中国机械工程, 2015, 26(13): 1794-1801.
- [16] 兰凤崇, 赖番结, 陈吉清, 等. 考虑动态特性的多工况车身结构拓扑优化研究[J]. 机械工程学报, 2014, 50(20): 122-128.
- [17] Altair Engineering Inc. HyperWorks user's guide[EB/OL]. <http://www.altair.com>, 2022.
- [18] 周建华. 简谐响应拓扑优化方法研究及其在正向设计中的应用[D]. 广州: 华南理工大学, 2019.
- [19] CHEN T Y, WU S C. Multiobjective optimal topology design of structures [J]. Computational Mechanics, 1998, 21(6): 483-492.
- [20] 范文杰, 范子杰, 苏瑞意. 汽车车架结构多目标拓扑优化方法研究[J]. 中国机械工程, 2008, 19(12): 1505-1508.
- [21] 陈敏超. 面向增材制造的空间结构节点拓扑优化设计[D]. 杭州: 浙江大学, 2018.