文章编号：1006-1355(2017)01-0089-04

航天某薄壳结构有限元法减振设计及验证

刘洪英，马爱军，张陈辉，董　睿，石　蒙，冯雪梅

（航天员科研训练中心，北京 100094）

摘　要：为了提高航天产品的抗振动环境能力，有必要对产品进行减振设计。用有限元分析法对航天某薄壳结构进行动态特性分析，进而进行减振器动态特性设计，并通过试验进行设计验证。根据产品特点及减振要求给定减振器基本结构形式，根据基本理论计算确定减振器初始参数，建立产品和减振器有限元模型，用仿真的方法进行减振器动态特性设计、结构尺寸优化，用振动台试验的方法对设计进行验证。试验结果表明，所设计的减振器实现了三个方向的减振，达到了减振目标要求，所采用的有限元分析方法是有效的。

关键词：振动与波；航天产品；减振器设计；有限元分析；试验验证

中图分类号：TB535　　**文献标识码：**A　　**DOI编码：**10.3969/j.issn.1006-1335.2017.01.020

The Finite Element Method for Isolator Design and Test Verification of a Thin Shell Structure of Space Products

LIU Hong-ying, *MA Ai-jun*, *ZHANG Chen-hui*, *DONG Rui*, *SHI Meng*, *FENG Xue-mei*

(China Astronaut Research and Training Center, Beijing 100094, China)

Abstract : To improve the anti-vibration environmental ability of space products, the vibration reduction design is studied. An isolator design method is studied by using computer simulation and experiment methods. The isolator form is given according to the basic features and damping requirement of a thin shell structure of the space products. The initial parameters of the isolator are determined according to the basic theoretical calculation. The finite element models of the shell structure and the isolator are established, the simulation method is used to optimize the structural size of the isolator and the vibration test is used to verify the design. The test results show that the designed isolator can realize the vibration reduction in three independent directions and the methods of finite element simulation and experiment verification are effective.

Key words : vibration and wave; space products; isolator design; finite element analysis; test verification

航天产品作为运载火箭的有效载荷在发射、飞行以及再入过程中都将经受振动环境的作用，航天振动环境对航天产品的抗振能力提出了严格要求，为了使航天产品结构能适应遇到的振动环境，产品设计者在设计阶段就要考虑振动环境因素影响，必要时采取一些振动控制的措施[1]。随着振动控制理论及计算机技术的不断发展，用仿真手段加快了减振技术在航天产品设计中的研发和应用[2–5]。

本文所研究的某薄壳产品固定方式是四点螺接，由于产品结构特点，产品的上部两侧在主振方向（Z向）振动响应过大，出现开裂，不能耐受所要经历的正弦振动环境。采用有限元方法进行减振器动态特性设计，根据产品特点设计了结构简单、小型轻型的金属-橡胶型减振器，并通过试验验证了所设计的减振器的减振效果。

1　设计依据

减振器的结构刚度和阻尼比是减振器设计时首先要考虑的参数[6]，对于单自由度隔振系统，在减振器设计时，应保证加减振器后系统的固有频率 f_n 和减振系统的固有频率 f_e 之间满足下列关系

$$f_e / f_n > \sqrt{2} \tag{1}$$

对于单自由度系统，$\omega = \sqrt{k/m}$，ω 为系统的固

收稿日期：2016-03-16

基金项目：中国航天医学工程预研项目资助(2011SY5410007)

作者简介：刘洪英（1965－），女，辽宁省大连市人，学士，主要研究方向为振动冲击试验技术研究。

E-mail: lhy507@aliyun.com

有频率，m 为系统的总质量，系统的刚度为

$$k = m\left(2\pi f_n\right)^2 \tag{2}$$

采用有限元法进行减振器设计的理论基础是模态分析理论，模态分析理论是研究结构的激励、系统和响应之间的关系，主要是用有限元方法对结构系统进行离散与求解，针对结构的特征值问题，建立其数学模型并求解，得到系统特征值解即为系统的模态参数——固有频率和振型。

对于减振器的结构刚度，设计过程是：先计算出刚度的理论值，再由仿真计算得出设计值，将仿真计算值与理论值进行比较以确定减振器的结构，最后通过振动试验验证设计的合理性。

减振器设计有响应放大倍数控制要求，即隔振传递率 T 的要求

$$T = \sqrt{\frac{1+4\zeta^2\bar{\omega}^2}{\left(1-\bar{\omega}^2\right)+4\zeta^2\bar{\omega}^2}} \leqslant 3 \tag{3}$$

其中 $\bar{\omega} = \omega/\omega_n$ 为频率比，ζ 为阻尼比。

2　减振器设计

薄壳结构固定方式是四点连接，所要经历的正弦振动环境频率范围为10 Hz～100 Hz，验收试验要求三个方向分别加载，试验条件为：10 Hz～17 Hz，3.6 g；17 Hz～60 Hz，8 g；60 Hz～100 Hz，4 g。减振器除了要保证Z向（方向定义见图2）的减振效果外，另外两个方向也要有减振作用。加减振器后的振动响应放大倍数小于3，即系统的隔振传递率 $T \leqslant 3$，减振器结构尺寸范围要控制在100 mm×100 mm×50 mm以内。减振设计的目的是降低产品（薄壳结构）在正弦振动试验时的响应量级，通过振动环境试验的考核。

为了减小产品上部两侧振动响应，在不改变原有连接方式、不显著增加产品质量和体积的前提下，减振设计采用在原有四个固定点处各加一个减振器的方式，由于薄壳结构在主振方向上出现开裂，减振器的设计以保证主振方向的减振效果为目标，同时兼顾另外两个方向有减振效果。

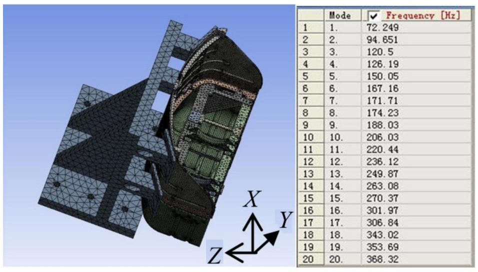
2.1　减振器结构刚度和阻尼比的确定

1）减振系统固有频率 f_e 的确定

用有限元法对薄壳结构进行动态特性分析，并通过振动试验验证建模的正确性，振动试验时，产品安装在夹具上模拟实际固定情况，夹具底面安装在振动台上。用仿真分析和试验验证的方法确定系统的固有频率 f_e。

(1) 薄壳结构模态分析

用Solid Works软件对模型进行简化，简化对模型影响不大的特征与结构，得到便于有限元分析的CAD模型。采用Ansys Workbench 14.0分析软件建立薄壳结构的有限元模型，主体壳结构采用面单元，内部支架采用实体单元。薄壳结构与专用夹具装配后的有限元模型及模态分析固有频率计算结果（前20阶）如图1所示。



	Mode	Frequency [Hz]
1	1.	72.249
2	2.	94.651
3	3.	120.5
4	4.	126.19
5	5.	150.05
6	6.	167.16
7	7.	171.71
8	8.	174.23
9	9.	188.03
10	10.	206.03
11	11.	220.44
12	12.	236.12
13	13.	249.87
14	14.	263.08
15	15.	270.37
16	16.	301.97
17	17.	306.84
18	18.	343.02
19	19.	353.69
20	20.	368.32

图1　薄壳结构与夹具装配后的有限元模型及模态分析固有频率计算结果（前20阶）

进行有限元分析时产品与夹具四点连接模拟产品的四点连接，分析类型为四点约束状态下的模态分析，得出第1阶固有频率为 $f_{e计} = 72.2$ Hz（Z向）。

(2) 计算结果与振动试验结果比较

用振动台试验测量产品的1阶固有频率，与仿真计算结果进行比较,试验条件为：10 Hz～100 Hz，1 g。

将产品安装在专用夹具上，夹具安装在试验台面上，用水平滑台进行Z向和Y向的振动试验、垂直台进行X向的振动试验。控制点在试验台面上，选择振动响应较大的部位为测量点，为了减小传感器质量对局部响应的影响，选用美国PCB公司的365 M41型传感器（质量为4 g）。水平滑台Z向振动试验产品安装及测点位置如图2所示。

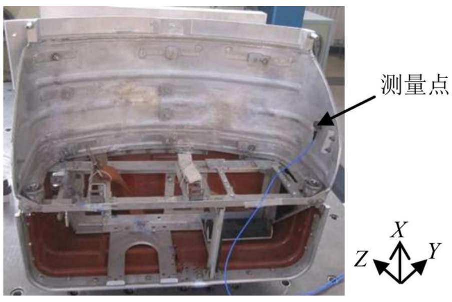


图2　Z向试验及测点位置图

通过振动试验测量得到第1阶共振频率为 $f_{e试} = 70$ Hz（Z向）。计算机仿真结果为 $f_{e计} = 72.2$ Hz（Z向），计算结果与试验结果比较，误差为3.14 %，振动试验验证了有限元建模方法的正确性。

试验结果表明用这种方法建立的减振系统有限元模型可以用于下一步的减振器设计。

2）减振器结构刚度和阻尼比的确定

(1) 减振器阻尼比的确定

取 $f_e = 70\,\text{Hz}$（试验测量值），根据公式1可得：$f_n < 70/\sqrt{2} \approx 49.5\,\text{Hz}$。按照减振目标要求将系统的共振放大倍数控制在3倍以内，即共振传递率 $T \leqslant 3$，根据公式3计算阻尼比 ζ。此时取 $T = 3$，当 $\bar{\omega} = 1$ 时，得到减振系统阻尼比 ζ 约为0.18。减振器设计采用金属-橡胶型，通过公式3计算得到的阻尼比值可作为橡胶材料选材的依据，因此在设计减振器时初步选择橡胶材料应满足其阻尼比 $\zeta > 0.18$。

(2) 减振器结构刚度的确定

系统使用减振器的个数为 n，则每只减振器的刚度为

$$k_i = \frac{m}{n}\left(2\pi f_n\right)^2 \tag{4}$$

这里 $f_n = 49.5\,\text{Hz}$，系统质量 $m = 3.8\,\text{kg}$，系统使用4只减振器，$n = 4$，代入公式4可得减振器刚度理论值 $k_i = 0.91 \times 10^5\ \text{N/m}$。

减振器的刚度受结构形式及安装方式的影响较大，在实际使用时橡胶部件承受压缩、拉伸和剪切等综合变形，这个理论值可作为设计的指导，作为用有限元法进行减振器设计的依据，在此基础上设计的减振器能否达到要求，还需要结合试验验证设计的合理性。

2.2 减振器结构设计

（1）结构形式及材料选择

减振器结构采用小型轻型的金属-橡胶型减振器，上、下为金属结构，上面金属结构实现与产品的连接，下面金属结构实现加减振器后产品的安装面，中间为橡胶结构，取主振方向为主要承压方向，减振器模型简图如图3所示。

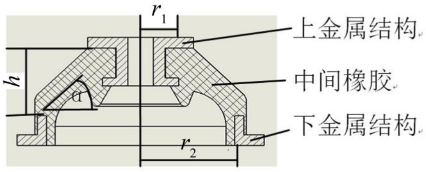


图3 减振器结构模型简图

为了实现三个方向的减振，橡胶部分形状设计为碗状，从设计上保证在 X 向和 Y 向也有起承压作用的部分，为了尽量让橡胶在 X 和 Y 方向受剪时而发挥其阻尼特性，同时考虑减振器外形尺寸的限制，碗状部分的倾斜角α设计为45°。

橡胶材料选择符合上述计算要求的丁基橡胶，该橡胶的阻尼比 ζ 为0.4，密度 $\rho = 1\,200\ \text{kg/m}^3$，泊松比 $\mu = 0.48$，弹性模量 $E = 7.8\ \text{MPa}$。

减振器的金属材料选用铝合金，密度 $\rho = 2\,700\ \text{kg/m}^3$，泊松比 $\mu = 0.33$，弹性模量 $E = 7.0 \times 10^{10}\ \text{Pa}$。

橡胶在承压状态下实现减振作用的效果与承压截面积 A 及变形量 Δh 直接相关。工程实际中，橡胶的变形量一般应控制在15 %～25 %，减振器在主振方向上的变形 Δh 为

$$\Delta h = \frac{mg}{nK_i} = (0.15 \sim 0.25)\,h \tag{5}$$

截面积 A 为

$$A = \frac{hk_i}{E} \tag{6}$$

（2）减振器结构尺寸优化

减振器的设计采用计算机仿真的方法，减振器的设计有一个结构尺寸优化的过程，计算机仿真可以很好地完成这个过程。优化的目标函数为减振器的刚度值，设计变量为中间橡胶的上、下半径 r_1 和 r_2、橡胶结构主体高度 h，约束条件为减振器外形尺寸范围在100 mm×100 mm×50 mm以内、减振器质量尽可能小。按照工程经验，仿真计算刚度值与由公式4得到的刚度理论值误差小于20 %的值为合适结果。

计算时承压截面积取：$\text{A} \approx \pi r_2^2 - \pi r_1^2$，橡胶结构尺寸要同时考虑加工工艺的影响。

首先初步确定结构尺寸，然后再建立减振器的有限元模型（如图4所示），分析类型为上、下两面约束状态下的模态分析，每次尺寸调整后都要重新建模进行分析计算。

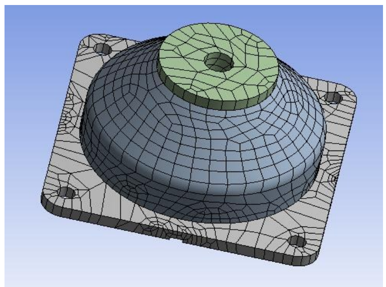


图4 减振器有限元模型图

通过优化计算，确定减振器最终结构尺寸，优化设计时重点关注减振器的1阶模态。优化得出该减振器的1阶固有频率为136 Hz，减振器的质量为0.15 kg，此时减振器在主振方向的刚度为：$k_z = m(2\pi f)^2 = 0.15 \times (2 \times 3.14 \times 136)^2 = 1.09 \times 10^5\ \text{N/m}$，优化得到的仿真计算刚度值 k_Z 与由公式4得到的刚度理论值 k_i 之间的误差为19.7 %，以此设计为最终结果。

通过计算确定的减振器外形尺寸范围为84 mm×84 mm×36 mm，满足尺寸范围要求，四个减振器的总质量为0.6 kg。

（3）加减振器后整体系统有限元分析

将减振器与产品、专用夹具在Solid Works软件中进行模型装配，并将装配后的模型导入到Ansys Work bench中的Design Modeler界面中进行进一步的模型处理，建立加减振器后的整体系统有限元模型，对这个整体模型进行有限元分析，分析类型为约束状态下的模态分析，约束面为夹具的底面。计算结果第1阶固有频率为42.3 Hz（Z向），满足加减振器后的整体系统第1阶固有频率小于49.5 Hz。加减振器后薄壳结构与夹具装配后的有限元分析第1阶模态振型如图5所示。

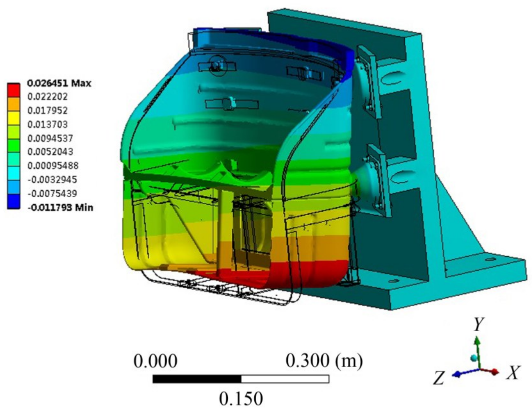


图5 加减振器后薄壳结构与夹具装配后的1阶振型图

3 试验验证

按照仿真计算确定的结构尺寸进行减振器的加工，橡胶材料选择丁基橡胶（ZN-17），该材料的阻尼比为0.4，符合阻尼比$\zeta>0.18$的要求。

将加工好的减振器安装在产品的四个固定点处，再与专用夹具连接，用振动台试验进行设计验证。夹具与试验台面的安装、控制点、测量点同2.1节中的试验，试验条件为验收试验条件。分别进行三个方向的试验。

正弦振动试验得到主要关注的Z向的1阶固有频率为45.1 Hz，有限元法计算结果为42.3 Hz，有限元计算值与试验值之间的误差为－6.21 %。

统计三个方向试验加速度响应值、响应频率点及放大倍数的结果见表1。

表1 正弦振动验证试验测点响应值及放大倍数统计

方向	频率/Hz	激励/g	响应/g	放大倍数
X向	59.5	8	10.26	1.28
	90.1	4	7.55	1.89
Y向	59.5	8	13.55	1.69
	72.8	4	9.06	2.27
Z向	45.1	8	11.43	1.43
	97.7	4	3.07	0.77

从表1中可以看出，三个方向的加速度响应放大倍数均小于3，三个方向均实现了减振目标。

4 结 语

本文采用计算机仿真和试验验证相结合的方法进行减振器设计，根据试验验证结果可以得出：

（1）本文减振器结构设计选择金属-橡胶型，其中橡胶结构形状为碗状，振动试验结果表明，三个方向的响应放大倍数均小于3，实现了三个方向的减振，说明了减振器的结构设计方案是可行的。

（2）采用计算机仿真的方法进行减振器设计，在设计阶段对减振器的结构尺寸进行优化选择，使减振器设计有了理论依据，提高了设计效率。

参考文献：

[1] 陈健，冯淑红，柳征勇. 航天器系统级减振/隔振应用研究及其进展[J]. **强度与环境**，2013，40(5)：37-42.

[2] 张针粒，李世其，朱文革，等. 新型近等强度高阻尼航天载荷隔振器研究[J]. **振动与冲击**，2012，31（11）：1-6.

[3] 徐超，李瑞杰，游少雄. 卫星飞轮支架的共固化阻尼减振设计[J]. **宇航学报**，2010，31(3)：907-911.

[4] 李应典，王德禹，张建刚，等. 某天线支承筒阻尼减振设计与分析[J]. **上海航天**，2006（3）：49-55.

[5] BRONOWICKI A J. Vibration isolator for large space telescopes[J]. **Journal of Spacecraft and Rockets**, 2006, 43(1): 45-53.

[6] 马帅旗. 机载电子设备减振设计[J]. **噪声与振动控制**，2014（2）：185-187.