

基于有限元分析的橡胶减振器优化设计

苏渤

(中国飞机强度研究所, 西安 710065)

摘要: **目的** 加快橡胶减振器的设计过程。**方法** 分析橡胶材料及 Mooney-Rivllin 橡胶本构模型特点, 介绍橡胶减振器应用特点及隔振设计的相关理论, 采用 Mooney-Rivllin 模型模拟橡胶材料的力学特性, 通过引进有限元优化技术, 在设计初期保证减振器的刚度特性。**结果** 在某设备减振设计中, 采用单轴拉压曲线获取了橡胶材料的 Mooney-Rivllin 模型参数, 以减振器的部分结构尺寸为设计参数, 减振器的三向刚度为设计目标, 获取了三轴向频率近似相等的隔振系统 (轴向频率 40 Hz、径向频率 40.9 Hz)。通过试验测试, 减振系统频率与试验值差别较小, 其中轴向差别为 2%, 径向差别为 1%。**结论** 通过引进有限元优化技术, 采用合理的橡胶本构模型, 可以满足工程精度要求, 加速了橡胶减振器的设计过程。

关键词: 优化设计; 减振器; 有限元

DOI: 10.7643/issn.1672-9242.2018.09.018

中图分类号: TJ85 **文献标识码:** A

文章编号: 1672-9242(2018)09-0092-04

Structure Optimization of Rubber Absorber Based on Finite Element Analysis

SU Bo

(AVIC Aircraft Strength Research Institute, Xi'an 710065, China)

ABSTRACT: Objective To speed up the design process of rubber absorber. **Methods** The characteristics of rubber material and the Mooney-Rivllin rubber constitutive model were analyzed. The characteristics of rubber absorber and the basic theory of vibration isolation design were introduced. Mechanical properties of rubber materials were simulated with Mooney-Rivllin model. By introducing the finite element optimization design technology, the stiffness characteristics of absorber was guaranteed in the early design stage. **Results** In the vibration damping design of a certain equipment, parameters of Mooney-Rivllin model for rubber materials were obtained with an uniaxial tension and compression curve. With the design parameters of the vibration damper part structure and the three direction stiffness of the absorber as the design target, the vibration isolation system (axial frequency 40 Hz, radial frequency 40.9 Hz) with the same three axial stiffness was designed. The test shows that there was small difference between frequency and test values of the vibration reduction system. The axial difference was 2% and the radial difference was 1%. **Conclusion** By introducing the finite element optimization technology, the design of rubber absorber progress is greatly shortened.

KEY WORDS: optimized design; absorber; finite element

现代飞机尤其是战斗机, 其机动性、速度等要求更高, 发动机不平衡振动及气动载荷对飞机机体带来

了更多的有害振动及冲击。这些振动及冲击会造成机载电子产品结构破坏、疲劳失效以及设备精度降低,

造成不可预估的后果。采用减振器隔振安装的方式, 将机载设备与机体隔离, 能有效地隔离机载产品与机体耦合振动, 提高电子产品的耐振可靠性。

高阻尼硅橡胶具有高弹性及较高能量耗散能力, 较宽的温域特性, 良好的多轴向刚度设计特性, 广泛应用于机载电子设备隔振安装^[1]。橡胶减振器通过热硫化压制成型, 通常橡胶减振器产品研发需要多次修改模具, 周期长, 经济性差。文中在工程研制经验基础上, 通过引进有限元设计优化技术, 缩短减振器的研发周期。

1 隔振的基础理论

产品隔振即通过柔性连接装置将原来硬联接变为软联接, 隔离产品的高频振动, 其隔振基本原理分析如图 1 所示。

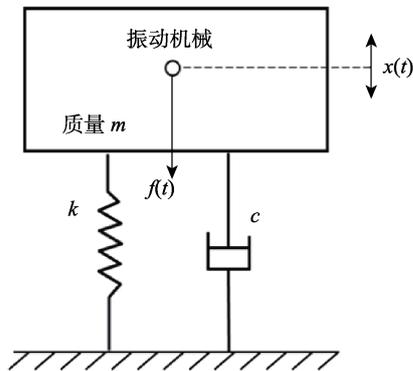


图 1 隔振系统

隔振的运动微分方程为:

$$f(t) = f_0 \sin \omega t \quad (1)$$

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f(t) \quad (2)$$

求得隔振传递系数 T_f 等于装有隔振器时作用于基础上的力幅 f_i 与无隔振器时直接作用于基础上的力幅 f_0 之比值为:

$$T_f = \frac{f_i}{f_0} = \left[\frac{1 + (2\xi\gamma)^2}{(1 - \gamma^2)^2 + (2\xi\gamma)^2} \right]^{1/2} \quad (3)$$

其中, 频率比 $\gamma = \frac{\omega}{\omega_0}$, 阻尼比 $\xi = \frac{c}{2\sqrt{mk}}$, 固有

频率 $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$ 。

传递率的最大值即为放大倍数, 当阻尼比较小时, 放大倍数 Q 为:

$$Q = T_{\max} \approx \frac{1}{2\xi} \quad (4)$$

隔振系统固有频率为:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (5)$$

当频率比大于 $\sqrt{2}$, 隔振系统的隔振效率 I 为:

$$I = (1 - T) \times 100\% \quad (6)$$

只有当系统激励频率大于隔振系统的频率的 $\sqrt{2}$ 时, 隔振系统才有隔振效率。隔振系统频率越低, 其静挠度越大, 需要的位移空间越大。频率如果较大, 达不到需求的隔振效率。工程设计中, 激励频率一般为隔振系统频率的 2~5 倍。

2 橡胶材料特性及橡胶本构模型参数确定

橡胶材料是一种非线性材料, 其体积近似不可压缩, 具有超弹性特性。橡胶材料的力学行为与应变率有关, 国内外学者对橡胶材料特性做了大量研究工作。Ward 和 Drozdov 等介绍了描述率相关材料的本构特性的一些方法。杨黎明和 Shim 等对高应变率下橡胶的本构响应进行了理论和试验研究^[2-3]。王锐等在超弹性和粘弹性本构基础上, 提出了适宜于隔振橡胶的粘-超弹性本构模型^[4]。在工程应用中, 这些模型存在参数较多或需要大量的试验来获取模型参数的问题, 因此, 要获取不同邵氏硬度、不同胶种的橡胶材料的模型参数不容易实现。

橡胶减振器一般使用中, 控制橡胶材料应变在 0~25%, 而 Mooney-Rivlin 模型可以准确模拟小变形状态下橡胶的力学特性。其本构模型采用应力势函数的方法定义:

$$S = \frac{\partial W}{\partial E} \quad (7)$$

式中: W 为应力势函数; S 为大变形的应力度量, 通常为 PK2 应力; E 为大应变的应变度量, 通常为格林-拉格朗日应变。Mooney-Rivlin 模型势函数定义为^[5]:

$$\begin{aligned} W = & c_{10}(\bar{I}_1 - 3) + c_{01}(\bar{I}_2 - 3) + c_{20}(\bar{I}_1 - 3)^2 + \\ & c_{11}(\bar{I}_1 - 3)(\bar{I}_2 - 3) + c_{02}(\bar{I}_2 - 3)^2 + \\ & c_{30}(\bar{I}_1 - 3)^3 + c_{21}(\bar{I}_1 - 3)^2 c_{10}(\bar{I}_1 - 3) + \\ & c_{12}(\bar{I}_1 - 3)(\bar{I}_2 - 3)^2 + c_{03}(\bar{I}_1 - 3)^3 + \frac{1}{d}(J - 1)^2 \end{aligned} \quad (8)$$

式中: \bar{I}_n 为大变形应变偏量的不变量, 描述材料与体积变形无关的部分; J 为体积比, 描述材料的体积变形; 材料常数 c_{mn} 和 d 需要根据试验曲线来确定, 不可压缩材料 $d = 0$ 。

式(8)中 c_{mn} 共有 9 个, 故称为 9 参数 Mooney-Rivlin 模型, 其可以较为准确地模拟 0~300% 的应变时橡胶的力学特性, 其需要的试验数据较为复杂。减振器实际使用过程中应变不超过 30%, 可以用 3 参数的 Mooney-Rivlin 模型来拟合。

$$W = c_{10}(\bar{I}_1 - 3) + c_{01}(\bar{I}_2 - 3) + c_{11}(\bar{I}_1 - 3) \quad (9)$$

文中拟采用中国飞机强度研究所生产的邵氏硬度 40 宽温域高阻尼硅橡胶材料, 可以将单轴拉、压试验数据输入有限元软件进行拟合确定。采用的橡胶材料拟合后, $c_{10}=-0.25$, $c_{01}=0.58$, $c_{11}=0.13$ 。

3 某型机载设备减振器设计

3.1 隔振系统参数设计

某旋翼机用光学陀螺设备, 设备质量为 350 g, 主旋翼一阶激励频率为 120 Hz。根据第 1 章节内容所示, 取减振系统频率为激励频率的 1/3, 选用的胶料阻尼比约为 0.2。根据式 (3) 和式 (6), 计算减振器在 120 Hz 处的减振效率为 67%。

3.2 减振器原始结构设计

由于设备质量较轻, 因此设计类双 T 型内腔和顶部带齿的扣式橡胶减振器, 如图 2 所示。其齿状结构可以增加橡胶的自由面, 在狭小空间有效降低减振器的刚度。使用时两个减振垫通过骨架安装在设备的预留安装接口, 在设备的上下各两个角对称安装。在减小安装数量时, 可有效降低橡胶减振器的耦合振动, 减振器安装示意图见图 3, 中间质量块模拟设备质量。

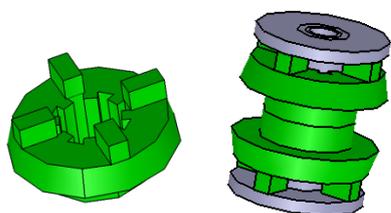


图 2 橡胶减振器结构

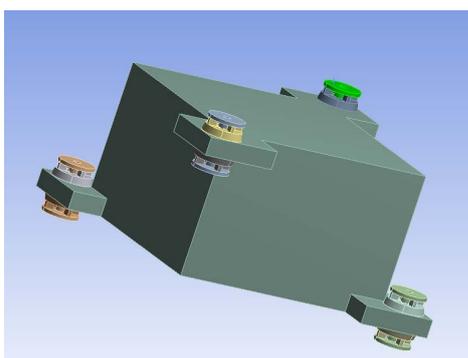


图 3 减振器装配安装

3.3 有限元优化设计

此处采用参数优化的概念, 以减振器的部分尺寸 (如图 4 所示) 为设计参数, 选取参数的取值范围 (见表 1) 作为边界条件。此处需求减振器具有近似三向等刚度特性, 在垂向频率固定时 (40 Hz), 可以考虑让产品的轴向频率和径向频率差最小。

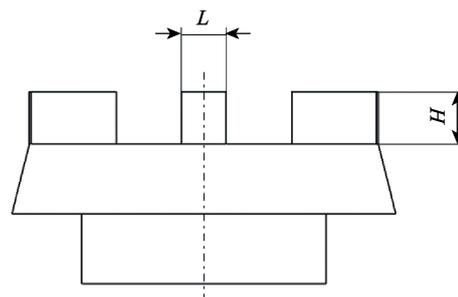
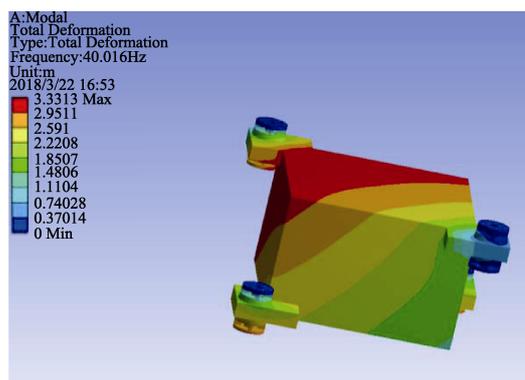


图 4 选取的设计参数

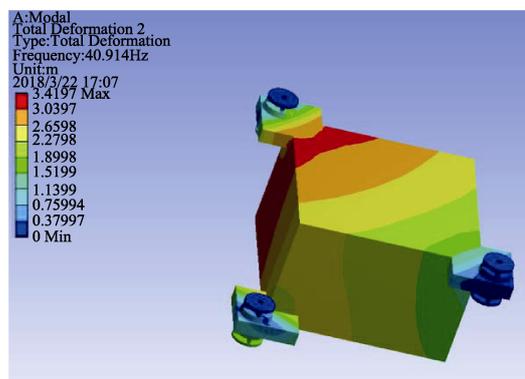
表 1 选取的设计参数取值范围

| 参数 | 取值范围 |
|-----------|------|
| 顶部齿高度 H | 0~2 |
| 顶部齿宽度 L | 1~2 |

减振器骨架和模拟负载可以认为刚体, 或采用板壳和实体单元模拟, 此处主要采用 solid185 单元。ANSYS 提供多种优化方案, 此处采用 0 阶搜索优化算法, 最终 H 取值 1.89, L 取值 1.31, 圆整后 H 取 2 mm, L 取 1.3 mm。为圆整后轴向和径向减振器的频率如图 5 所示, 其中轴向为 40 Hz, 径向为 40.9 Hz。



a 轴向



b 径向

图 5 减振器模态频率

3.4 试验测试

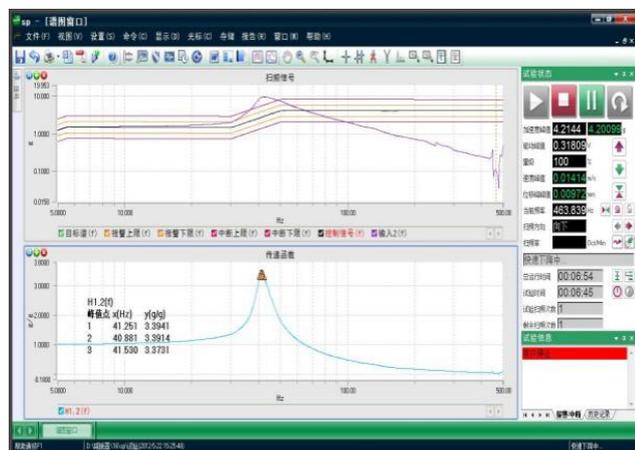
考虑到高阻尼硅橡胶阻尼硫化收缩率, 设计合适

的模具及试验工装,按照扫频曲线在振动台上测试隔振系统轴向和径向频率,实测试验曲线如图 6 所示。

通过试验测试,减振系统频率与试验值误差较小,见表 2,可以满足工程研制需求。



a 轴向



b 径向

图 6 减振器正弦扫频

表 2 设计频率与试验频率比较

| | 理论计算/Hz | 试验结果/Hz | 误差/% |
|----|---------|---------|------|
| 轴向 | 40 | 40.8 | 2 |
| 径向 | 40.9 | 41.3 | 1 |

4 结论

从上述分析可以得到以下结论:

- 1) 三参数的 Mooney-Rivlin 模型可以较为准确地反应隔振用橡胶减振器在低应变下的力学特性。
- 2) 采用优化设计方法能有效辅助橡胶减振器设计开发,缩短研制流程。

参考文献:

- [1] 张阿舟,葛祖德,姚启航,等.实用振动控制[M].北京:航空工业出版社,1997.
- [2] 沃德 IM.固体高聚合物的力学性能[M].北京:科学出版社,1988.
- [3] YANG L M, SHIM V P W, LIM C T.A Visco-hyperelastic Approach to Modeling the Constitutive Behavior of Rubber[J]. IntJImpact Eng, 2000, 24: 545-560.
- [4] 王锐,李世其,宋少云.隔振橡胶本构建模研究[J].振动与冲击,2007,16(1): 77-79.
- [5] 郑明军,王文静,陈政南,等.橡胶 Mooney-Rivlin 模型力学性能常数的确定[J].橡胶工业,2003,50(8): 462-465.