

文章编号 1004-924X (2000)01-0063-03

橡胶软木隔振系统的设计

刘伟

(中国科学院长春光学精密机械与物理研究所, 吉林 长春 130021)

摘要: 通过数学模型简述了隔振系统的原理并进行了分析, 指出了提高隔振效果的方法。为了能够对橡胶软木隔振系统进行准确的计算, 本文列出了橡胶软木的刚度及固有频率的计算公式, 并将其用于实际的应用计算。通过计算隔振系统的固有频率可以知道隔振系统的隔振效果。对实际应用的橡胶软木隔振系统进行了测试, 得到了实际振动的振幅。从测量结果看, 这种隔振方法能够满足 μm 级精密设备的隔振要求。

关键词: 振动; 隔振; 隔振系统

中图分类号: TH136 文献标识码: A

1 引言

随着精密设备的快速发展, 对其隔振系统的要求也越来越高。隔振系统也越来越显示出其重要性。许多精密设备所达到的分辨力被周围环境的振动所限制, 没有一个好的隔振系统任何超精密动作都是难于实现的。隔振器有许多种, 例如空气弹簧、金属弹簧、橡胶弹簧、软木、动态伺服隔振系统等等。空气弹簧隔振效果很好, 但是长时间使用存在泄气问题; 金属弹簧刚度较大, 降低其固有频率较难; 动态伺服隔振系统比较复杂, 有时响应速度不够且价格较昂贵。用软木及橡胶组合隔振虽然效果稍不如空气弹簧及动态隔振系统, 但是其比较简单, 价格很低廉, 得到了广泛的应用。

2 数学模型及原理

精密设备的隔振系统一般都是消极隔振。最简单的单自由度隔振系统如图 1。质量为 M 的设备由具有刚度系数 K 的弹簧和具有阻尼系数 C 的阻尼共同支撑。当无外振动源时:

$$M\ddot{Z} + C\dot{Z} + KZ = 0 \quad (1)$$

式中 $Z = A \sin \omega t$

解式 1 可求得系统的固有频率

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (\text{rad/s})$$

这样

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (\text{Hz}) \quad (2)$$

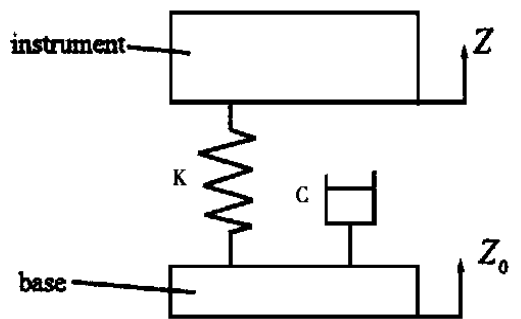


Fig 1 The antivibration principle

当地基有外振源 $Z_0 = U \sin \omega t$ 时, 经过弹簧及阻尼, 振动传到 M 的振动绝对传递率为^[1]

$$\eta = \frac{A}{U} \sqrt{\frac{1 + (2\xi \frac{\omega}{\omega_0})^2}{[1 - (\frac{\omega}{\omega_0})^2]^2 + (2\xi \frac{\omega}{\omega_0})^2}} \quad (3)$$

其中 $\xi = \frac{C}{2\sqrt{KM}}$ 叫做阻尼比。将式 3 表达为图 2, 通过图 2 可以看到:

当 $\frac{\omega}{\omega_0} \ll 1$ 时, $\eta \approx 1$, 这时隔振器不起作用; 当 $\frac{\omega}{\omega_0} = 1$ 时, $\eta \gg 1$, 不但没有隔振效果,

反而通过隔振器将振动放大; 当 $\frac{\omega}{\omega_0} > \sqrt{2}$ 时, 无论 ξ 大小, $\eta < 1$, 都有隔振效果, 而且随着 $\frac{\omega}{\omega_0}$ 的值增大而明显。在实际应用中一般取 $\frac{\omega}{\omega_0} = 2.5 \sim 5$ 已经足够, 这时有 80% ~ 96% 的振动已经被隔掉。通过图 2 还可看出, 虽然 ξ 能够降低共振点的振幅, 但是随着 ξ 的增大削弱了隔振效果, 要想提高隔振效果, 就必须降低隔振系统的固有频率 ω_0 。根据式 2, 要想降低隔振器的固有频率一是减小弹簧的刚度系数 K , 即使用比较软的弹簧; 一是增大设备的质量 M 。

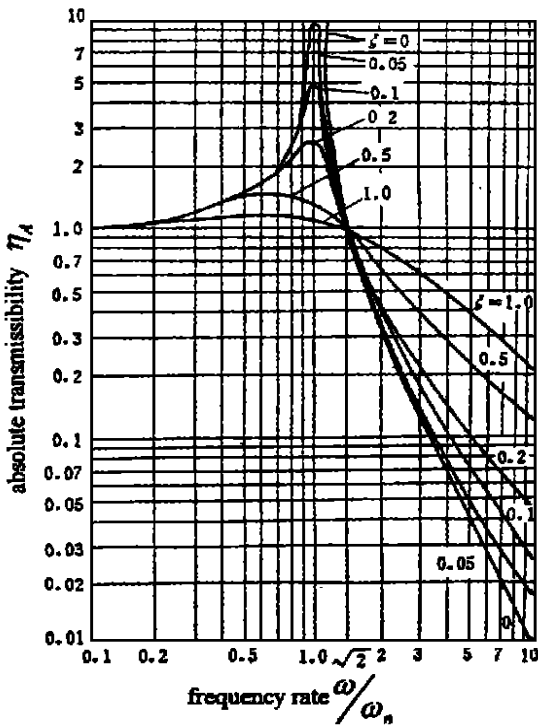


Fig 2 Absolute transmissibility for antivibration system

3 实际应用的设计

精密设备的隔振系统一般都采用三级隔振: 将设备放置在整个底座平台上, 一般采用吸振较好的铸铁或花岗石; 将设备与底座平台放在隔振器上; 再将设备、底座平台、隔振器放在独立的水泥基础上。隔振器有多种, 例如空气弹簧、金属弹簧、橡胶弹簧、软木、动态伺服隔振系统等等。橡胶软木隔振方法就是橡胶弹簧与软木组合, 将橡胶弹簧放在软木上组合成一个支点, 整个平台用三个或多个这样的支点支撑, 如图 3。

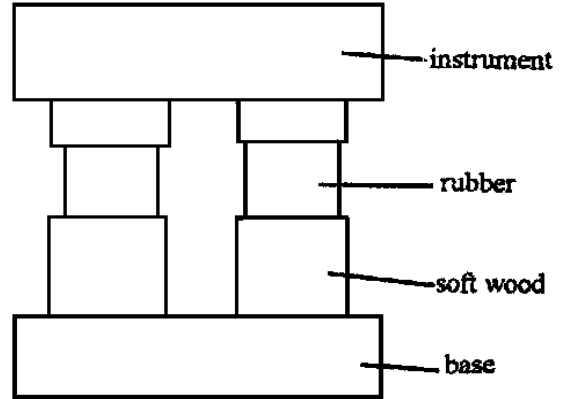


Fig 3 The practical applied system

3.1 软木的计算

软木的刚度计算公式为^[2]:

$$K = \frac{EA}{L} \tag{4}$$

式中: E —— 材料的弹性模量
 A —— 支撑柱的横截面积
 L —— 支撑柱的高度

采用的软木表面及内部最好没有任何疤节。选用时观察其表面如果没有疤节, 那么内部基本就没有疤节。实际应用采用红松木, 其尺寸为 300mm × 300mm × 300mm。软木的 $E = 10\text{GPa}$ ^[2]。则

$$K = \frac{EA}{L} = 3 \times 10^9 \text{N/m}$$

3.2 橡胶的选用

选择隔振橡胶, 要求其弹性特性不因使用条件的变化而产生大的变化, 还要求长期使用而性能不变。温度对橡胶的弹性模量影响较大, 低温时更为明显。天然橡胶有优越的机械性能, 被广泛地用于隔振。橡胶的切变模量 G 与橡胶的牌号和组成成分几乎无关, 而与橡胶的硬度有关。

橡胶弹簧的刚度计算公式为^[1]:

$$K = \frac{E_a A}{h} \tag{5}$$

式中: E_a —— 材料的弹性模量 $E_a = iG$

对于圆柱形 $i = 3 + (10.7 - 0.098\text{HS}) s^2$

对于矩形块(长度 a , 宽度 b)

$$i = \frac{1}{1 + \frac{b}{a}} \left[4 + 2 \frac{b}{a} + 0.56 \left(1 + \frac{b}{a} \right)^2 \cdot (10.7 - 0.098\text{HS}) s^2 \right]$$

s —— 形状系数, $s = \frac{A_L}{A_F}$, A_L —— 承载面积, A_F —— 自由面积

HS 为橡胶材料的肖氏硬度

A —— 支撑块的横截面积

h —— 橡胶块的高度

G 与 HS 的关系可以查手册^[1]。

实际应用中选用成型橡胶产品,

其 $K = 0.87 \times 10^6 \text{ N/m}$;

形状为 $220\text{mm} \times 220\text{mm} \times 72\text{mm}$ 。

实际应用中整个底座平台用三点支撑, 每个支撑点用这样的橡胶块放在软木上。这样每个支撑点的刚度为

$$\frac{1}{K} = \frac{1}{K_{\text{橡胶}}} + \frac{1}{K_{\text{软木}}}$$

$$K = 0.86 \times 10^6 \text{ N/m}$$

这样整个隔振系统的刚度 $K_n = 3K = 3 \times 0.86 \times$

参考文献:

- [1] 徐灏等 机械设计手册(第一册) [M] 北京: 机械工业出版社, 1994
- [2] 梁治明, 丘侃, 陆耀洪 材料力学 [M] 北京: 高等教育出版社, 1984
- [3] Sandercock J R. A dynamic antivibration system [J]. Proc SPIE, 1987, 732: 157~ 165

Design of rubber and soft wood antivibration system

L U W e i

(Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics,
Chinese Academy of Sciences, Changchun 130021, China)

Abstract: The principle of rubber and soft wood antivibration system is stated simply and analyzed by its mathematics model. The methods of isolating vibration are put forward. In order to calculate the antivibration system accurately, the article lists the calculating formulas of the rigidity and inherent frequency of rubber and soft wood. These formulas have been also used to calculate the practical system. The practical rubber and soft wood antivibration system has been measured, the practical amplitude of the system is obtained. The measuring result shows that this system can be used to isolate precision instruments from vibration.

Key words: vibration; vibration isolation; antivibration system

作者简介: 刘伟(1967-), 男, 山东沂水县人。1990年7月毕业于陕西机械学院精密仪器工程系。自毕业以来一直从事精密仪器设计研究及精密检测工作。

$$10^6 = 2.58 \times 10^6 \text{ (N/m)}$$

设备与底座平台的总重为 4600kg 。

则

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2.58 \times 10^6}{4600}} = 3.76 \text{ (Hz)}$$

4 振动实测结果

用上述方法支撑的设备经过用 HP5529A 动态校准仪检测, 其底座平台的上表面的振动振幅不大于 $0.2\mu\text{m}$ 。这个振动振幅基本能够满足精密设备的隔振要求。