纳米级微动试验台隔振理论研究

刘平成 杨晓红

吴晓琳 杨 圣

(盐城工学院机械工程系,江苏 盐城 224003 南京航空航天大学 506 教研室,江苏 南京 210016)

摘 要 隔振技术是纳米技术中的关键问题之一。通过二维隔振系统的力学分析,设计出了 纳米级微动试验台的隔振系统。该系统具有良好的隔振效果,对超精密机床、超精定位机构 等的超低传递率隔振设计有一定的参考价值。

关键词 纳米; 微动试验台; 隔振; 传递率分类号 TH131.9 文献标识码 A 文章编号 100

纳米技术是 20 世纪 80 年代初迅速发展起来 的新的前沿科研领域,它的研究使制造技术进入 分子原子阶段,并成为未来产业革命的先导。实 现纳米加工离不开纳米测控技术,纳米级驱动技 术又是实现纳米级测控的关键。纳米级微动试验 台用于纳米级驱动试验,其中的纳米级驱动装置 工作时的针尖与样品间距一般小于1 nm,因此, 任何微小的振动,如由说话的声音和人的走动所 引起的振动都会对仪器的稳定性产生影响。许多 样品特别是金属样品,在其恒电流扫描模式中,观 察到的起伏通常为 0.01 nm, 因此, 好的仪器应具 有良好的减振效果,一般由振动所引起的隧道间 距变化必须小于0.001 nm。鉴于通常的地板振幅 为数十到数百纳米分别为(x、y、z方向),故纳米 级微动试验台减振系统的传递率在 z 方向要达到 10⁻⁶,在 x、y 方向亦要达到 10⁻⁵,方可满足减振 要求。

建筑物一般在 10~100 Hz 频率之间摆动,当 在实验室附近的机器工作时,可能激发这些振动。 通风管道、变压器和马达所引起的振动在 6~65 Hz之间,房屋骨架、墙壁和地板一般在 15~25 Hz 之间易产生与剪切和弯曲有关的振动。实验室工 作人员在地板上行走所产生的振动频率在 1~3 Hz 范围。因此,纳米级微动试验台减振系统的设 计应主要考虑 1~100 Hz 间的振动。 :章编号 1008 - 5092(2000)02 - 0001 - 04

目前实验室较常用的减振系统如图 1 所示, 这种减振系统采用合成橡胶缓冲垫、弹簧悬挂和





Fig.1 STM vibration isolater

磁性涡流阻尼等3种综合减振措施来达到减振目 的。STM 探头部分放置在一个由多层金属板叠置 而成的平台上,每层金属板之间放置3个合成橡 胶制成的小圆柱。平台由两级减振(两级框架)悬 挂在金属屏蔽箱内或真空室内,在由弹簧悬挂的 两级框架底部分别装有永久磁铁和铜板,振动微 扰会引起铜板在磁铁所形成的磁场中上下运动, 这种运动会在铜板内产生涡流,而涡流与磁场的 相互作用反过来又会对这种相互运动产生阻尼, 从而减小悬挂系统的振动^[1]。

类似于纳米级微动试验台隔振要求的还包括:超精定位机构、超精密机床等,它们的隔振方案有使用空气弹簧的^[2],也有使用橡胶弹簧与金属螺旋弹簧合成作为一级隔振,再采用单纯的金属螺旋弹簧作为二级隔振的^[3],此处不再列举。 上述这些方案针对多方向(*x*、*y*、*z* 为主)、宽频域 (1~100 Hz)、外部激扰,实现 10⁻³~10⁻⁶的超低 传递率,起到了一定的作用。作者拟在此与同行 进一步探讨纳米级微动试验台的隔振设计问题。

1 隔振系统的动力学分析

纳米级微动试验台是针对外部激扰进行隔离,故其为消极隔振系统^[4]。超低传递率决定了 隔振方案是多级隔振系统(单级隔振无法满足要 求),或为多自由度消极隔振系统^[5]。

1.1 二维力学模型及绝对传递率分析

首先以 z 方向为研究对象(x、y 方向类似), 建立多自由 度消极隔振中最简单的两自由度消 极隔振系统力学模型如图 2 所示。



图 2 二维隔振力学模型

Fig.2 Two-dimentional isolating mechanical model 其运动微分方程为:

$$m_1\ddot{x}_1 + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_1(x_1 - x_2) = 0 \quad (1)$$

$$m_2\ddot{x}_2 + c_1(\dot{x}_1 - \dot{u}) + k_2(x_2 - u) = 0 \quad (2)$$

其绝对传递率
$$T = \lambda \sqrt{\frac{C^2 + d^2}{g^2 + h^2}}$$
 (3)

其中:
$$\lambda = \sqrt{K_2^2 + C_2^2 \omega^2}$$
 (4)

$$C = K_1 - m_1 \omega^2 \tag{5}$$

$$d = C_1 \omega \tag{6}$$

$$g = (K_1 - m_1\omega^2)(K_1 + K_2 - m_2\omega^2) - (C_1 + C_2)C_1\omega^2 - K_1^2 + C_1^2\omega^2$$
(7)
$$h = (K_1 - m_1\omega^2)(C_1 + C_2)\omega + (K_1 +$$

$$(K_2 - m_2 \omega^2) C_1 \omega - 2K_1 C_1 \omega$$
 (8)^[6]

现假设 $\omega_1 = \sqrt{\frac{K_1}{m_1}}$,为当下质量固定时,上质量的固有频率;

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{K_2}{m_2}}$$
,为当无上质量时,上质量

的固有频率;

$$\zeta_1 = \frac{C_1}{2\sqrt{K_1 m_1}}, 为当下质量固定时,$$

上质量的阻尼比;

$$\zeta_2 = \frac{C_2}{2\sqrt{K_2 m_2}}$$
,为当无上质量时,下

质量的阻尼比;

$$\mu = \frac{m_1}{m_2}$$
,为上、下质量比(当 $\mu = 0$ 时
即为简单隔振系统)。

取 $\mu = 1, \zeta_1 = \zeta_2 = 0.04, \frac{K_1}{K_2}$ 分别为 $\frac{1}{4}$ 、 $\frac{1}{2}$ 、1、

2、4 作传递函数曲线如图 3(a)所示。

取 $\zeta_1 = \zeta_2 = 0.04, K_1 = K_2, \mu$ 分别等于 $\frac{1}{4}$ 、

 $\frac{1}{2}$ 、1、2、4 作传递函数曲线如图 3(b)所示。

取 $\mu = 1, K_1 = K_2, \zeta_1 = \zeta_2$ 且分别等于 0.01、 0.04、0.08、0.10、0.20 作传递函数曲线如图 3(*c*) 所示。

在图 3 中点划线是下质量固定时上质量的传 递函数曲线。

通过对图 3(*a*)的研究,可知:当上下质量相 同、阻尼相同时,即当 $\mu = 1, \zeta_1 = \zeta_2$ 时,对应于同 一个 $\frac{\omega}{\omega_2}$ 值, $\frac{K_1}{K_2}$ 越大,第二个共振频率越高,高频区 振动衰减越缓慢。但必须指出,当假定 K_2 是固 定不变的,仅是 K_1 变化,即 ω_2 是固定不变的(图 3(*a*)中可见)。当 $\frac{K_1}{K_2} = 1, \frac{\omega}{\omega_2} = 2$ 时, *T* 约为 – 14 dB;而当 $\frac{K_1}{K_2} = \frac{1}{8}, \frac{\omega}{\omega_2}$ 仍等于 2 时, *T* 约为 – 38 dB。 若 K_1 固定,变 K_2 ,即 ω_2 是变化的,则当 $\frac{K_1}{K_2} = 8$ 时,即 K_2 减小到原来的 $\frac{1}{8}, \omega_2$ 为原来的 $\frac{1}{2\sqrt{2}}, \frac{\omega}{\omega_2}$ 由原来的 2 变为 5.66,对应于此时的 *T* 约为 – 26 dB。所以考虑振动衰减速率,应使 $\frac{K_1}{K_2} < 1$,即下层

)

刚度应大于上层刚度。当然,考虑响应的均方值, 却希望 $\frac{K_1}{K_2}$ >1,所以在设计双层隔振装置时,应根 据实际要求选择合适的刚度比^[4]。而对于纳米级 微动试验台隔振系统来说,主要是求得超低传递 率,故 $\frac{K_1}{K_2}$ 应取小于 1,只是不宜太小,一般取 $\frac{K_1}{K_2}$ = 0.75 左右为宜。

通过对图 3(b)的研究,可知:在上、下刚度相 等,阻尼相同时,当 K₁ = K₂,ζ₁ = ζ₂ 时,对应于同

 $-\uparrow \frac{\omega}{\omega_2}$ 值, μ 越大, 振动衰减量越大, 但当 m_1 固

定不变时, μ 越小即下质量越大, ω_2 减小。若 ω 不变,则 $\frac{\omega}{\omega_2}$ 增大,振动衰减量变大。所以,当 $K_1 = K_2$ 时,考虑 m_1 减振,以下质量大为好。

通过对图 3(*c*)的研究可知,当上下质量、刚 度、阻尼都相同,即 $\mu = 1, K_1 = K_2, \zeta_1 = \zeta_2 = \zeta$ 时, 随着 ζ 的增大,共振峰降低,但高频区的衰减变 得缓慢了。所以在选择阻尼比时需权衡得失^[4]。 对于纳米级微动试验台隔振系统来说,ζ 一般取 0.1 左右为宜。



图 3 传递函数曲线图 Fig.3 Transfer fuction characteristic

1.2 多维隔振模型及其分析

前述常见减振系统为多自由度隔振系统,其 力学模型如图4所示。



图 4 多维隔振力学模型

Fig.4 Multi-dimentional isolating mechanical model

显然,状态变量为{q}的多自由度强迫振动, 其微分方程矩阵表示式为:

 $[M]{q} + [C]{q} + [K]{q} = {F}$ (9) 而指标变量 $\{y\} = [B]{q},$ 其中[B]是要求的指 标质量[y]与状态变量[q]之间的关系矩阵,如果 指标变量[y]不满足预定要求,则要继续对隔振 系统的参数进行修改,直到满足要求。以上是设 计的正过程,一般要反复修改,直至满足要求^[7]。 目前尚无系统的理论及应用示例进行多自由度隔 振系统正过程设计,故设计过程具有一定的探索 性,前述二维隔振系统所得三方面结论可作为探 索方向的依据,实践证明:这三方面结论对于多自 由度隔振系统具有很好的应用参考价值。至于设 计隔振系统的逆过程,是寻求满足预定性能指标 的约束条件,通过优化设计或选优计算法直接给 出或恰当选择隔振系统的设计参数,便能使性能 指标达极佳。

2 隔振系统设计

2.1 隔振系统弹性元件的选择

常用于隔振的有金属螺旋弹簧、橡胶弹簧、空 气弹簧等。金属螺旋弹簧自振频率低,阻尼比低, 适用于单一方向的隔振,仅在拉伸状态下工作稳 定性较好,但对于多方向隔振难以胜任;橡胶弹簧 自振频率偏高,阻尼比略高些,适用于多方向冲击 载荷的隔振,且具有明显的蠕变性,当然,必须选 用软特性橡胶弹簧,隔振效果较理想^{[8][9]};空气弹 簧自振频率较低(<2 Hz),阻尼比也较低,适用于 多方向随机振动的隔振,且调节阻尼比、刚度较为 方便,但系统较复杂,须有空气箱及空气压缩机 等。综上所述,针对纳米级微动试验台的隔振,既 有随机振动,亦有随机冲击,使用橡胶弹簧,空气 弹簧结构相对简单,易满足要求。

2.2 隔振系统刚性元件的选择

纳米级驱动装置结构的刚性愈大,对外部隔 振系统的要求就愈低,因为由刚体的固有结构阻 尼产生的滞后损失可以有效地散逸外界的振动。 螺丝的固紧程度、粘接剂的刚度、接触点的状态。 弹簧连结处的松紧等诸多因素都会对纳米级驱动 装置的刚性产生重大影响^[1]。

鉴于铸铁的刚性与吸振性能,且真空状态下 不易锈蚀, m₂、m₃、m₄、m₅、m₆可选用 HT250 作为 隔振系统的刚性元件。

2.3 隔振方案的确定

现拟定隔振方案如图 5 所示。从上述研究分 析可知:自上而下的顺序应为空气弹簧隔振系统、 橡胶弹簧隔振系统。但考虑到纳米级驱动装置须 置于真空环境中,故将工作台连同橡胶弹簧隔振 系统置于真空箱中,再放置在空气弹簧隔振系统 之上(空气弹簧不能在真空环境下工作)。尽管空 气弹簧刚度一般低于橡胶弹簧刚度,但空气弹簧 刚度可以调节,且基本上不影响其自振频率,故将 其放置于下部,对总的隔振传递率 T 影响不大。



 1.真空箱 2.工作台 3.橡胶弹簧 4.空气弹簧
5.底座 6.橡胶垫 7.试验桌
图 5 纳米级微动试验台隔振示意图
Fig.5 The vibration isolating system of nanometre dynamic test-platform

2.4 隔振系统参数的确定

根据纳米级驱动装置及其工作台的重量 m_1 , 可确定 $m_2 \ m_3 \ m_4 \ m_5 \ m_6$;且满足 $m_1 < m_2 < m_3 < m_4 < m_5 < m_6$,宜取 $\mu \approx \frac{m_1}{m_2} \approx \frac{m_2}{m_3} \approx \frac{m_3}{m_4} \approx \frac{m_4}{m_5} \approx \frac{m_5}{m_6} \approx 0.5$ 。同时设计橡胶弹簧隔振系统,满 足 $K_1 < K_2 < K_3 < K_4 < K_5$;且 $\frac{K_1}{K_2} \approx \frac{K_2}{K_3} \approx \frac{K_3}{K_4} \approx \frac{K_4}{K_5} \approx 0.75$; $\zeta_1 \approx \zeta_2 \approx \zeta_3 \approx \zeta_4 \approx \zeta_5 \approx 0.1$ 。考虑到外部激 扰为低幅、宽频域,空气弹簧隔振系统则可根据 $m_1 + m_2 + m_3 + m_4 + m_5 + m_6$ 来设计其相关参数 (当然同时考虑弹簧质量)。

参考文献

- 1 白春礼.扫描隧道显微术及其应用[M].上海:上海科技出版社,1992.
- 2 张士义.空气弹簧隔振技术,般空精密制造技术[J].1995,31(2):6~8.
- 3 王建林.用于超微定位机构的被动隔振系统的研究[J].机械设计,1999,7:41~43.
- 4 严济宽.机械振动隔离技术[M].上海:上海科学技术文献出版社,1985.
- 5 丁文镜.减振理论[M].北京:清华大学出版社,1988.
- 6 成大先.机械设计手册(第3卷)(第3版)[M].北京:化学工业出版社,1993.
- 7 徐庆善. 隔振技术的进展与动态[J]. 机械强度, 1994, 16(1): 32~41.
- 8 彭献.非线性隔振理论初探[J].振动与冲击.1996,15(4):13~17.
- 9 张英会.弹簧[M].北京:机械工业出版社,1980.

(下转第18页)

频率为 103.2 kHz,电压有效值为 50 V 的两路正 弦和余弦信号作用下,调节对转子的预压力,测得 电机无负载转速的范围为:0 rpm~630 rpm。 最大启动转矩的测量采用挂砝码的办法,电 机驱动信号同上,调节给转子的预压力,测得最大 起动转矩为:4.66×10⁻⁴ N·m。

参考文献

1 菅野伸和,超音波モータ[J],日本时计学会志,1988(124):63~79.

Design of Micro Ultrasonic Motor

Qian Weizhong¹⁾ Cheng Qiming²⁾

(1) Department of Instrument, Southeast University,

Jiangsu Nanjing 210096, PRC

2) Department of Computer Engineering of Yancheng

Institute of Technology, Jiangsu Yancheng 224003, PRC-

Abstract The principle of the micro circular traveling wave ultrasonic motor is described mostly, which include the structure of the motor, the principle of traveling wave, the principle of elliptical motion, the drive principle of the motor. Finally, the experiment result of the motor which works successfully in our lab is introduced.

Keywords ultrasonic motor; traveling wave; elliptical motion

(上接第4页)

Researches in the Theory of Vibration Isolated Nanometre Micro Dynamic Test-platform

Liu Pingcheng¹⁾ Yang Xiaohong¹⁾ Wu Xiaolin²⁾ Yang Sheng²⁾

1) Department of Mechanic Engineering of Yancheng Institute of Technology, Jiangsu Yancheng 224003, PRC

2) Nanjing University of Aeronautics and Astronautics 506 Teaching and Studying Room, Jiangsu Nanjing 210016/

Abstract According to the mechanical analysis of two-dimentional vibration isolating system, the author achieved the conclusion about mass, stiffness and damping ration which is useful to design multi-dof vibration isolating system, and designed a vibration isolating system of nanometre-micro dynamic test-platform. This paper shows the system having a fine vibration isolating effect and the method of the vibration isolating design also having a certain reference value to the design with super-low transfer ratio of super-precision machine tool and super-micro positioning mechanism, etc.

Keywords nanometre; micro dynamic test-platform; vibration isolaisolation; transfer ratio