

# 纳米 $X-Y$ 工作台固有频率特性的研究

吴一辉 杨洪波

(中国科学院长春光学精密机械研究所, 长春130022)

**摘要** 从理论和实验两方面对纳米  $x-y$  工作台的固有频率特性进行了分析计算和讨论。

**关键词:** 纳米定位;  $x-y$  工作台; 固有频率特性

## 1 引言

大规模集成电路、纳米计量装置、微机电系统以及未来进行原子操作的系统中均离不开具有纳米定位分辨率的多自由度的微动工作台。然而,要使其具有较高的抵抗外界干扰的能力,具有纳米定位分辨率的快速响应,从机械设计的角度来说,必须提高其固有频率。对固有频率的分析计算,将有助于进行机械结构的优化设计,从而保证机构能在有限的驱动力驱动下,实现所要求的运动范围,同时具有最好的动态特性。

本文用有限元方法对该工作台关键部位的参数进行了分析计算;从理论和实验两方面对工作台的固有频率特性进行了研究、对比讨论,从而对设计具有高定位分辨率微动工作台提供了一些理论和实验依据。

## 2 微动台的结构

图1是作者设计的由压电陶瓷(PZT)驱动的柔性铰链式  $x-y$  微动台的结构简图。由于自由度间的耦合,双自由度工作台的设计比单自由度工作台的设计要复杂得多,该工作台采用平面一体式结构,整个运动传递机构是在一块金属板上由线切割机切割制成的。它具有结构紧凑、无间隙、低摩擦,结构各部分热膨胀系数相同等优点。

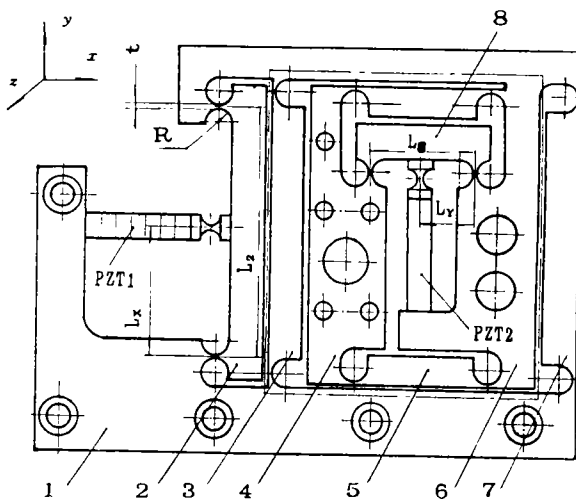


图1 微动台传动机构简图

如图1所示,PZT2通过构件1、2、3、7、6所组成的铰链四杆机构,驱动构件4沿  $x$  向运动,PZT2通过构件4、5、6、7、9所构成的铰链四杆机构,驱动构件4沿  $y$  向运动。如不考虑杆件的变形和铰链的伸长,两个方向的位移增益分别为  $G_x = \frac{\rho_x}{\rho_2}, G_y = \frac{\rho_y}{\rho_1}$ 。

为使机构具有足够的刚度,从而使微动台的固有频率在500Hz左右<sup>[1]</sup>,铰链参数的计算是至关重要的,这从下面的计算分析可看出来。

### 3 微动台的固有频率特性

#### 3.1 固有频率的计算

如图1所示,本系统为具有两个自由度理想完整约束的系统。其  $x, y$  方向运动的等效机构简图分别如图2、图3所示。

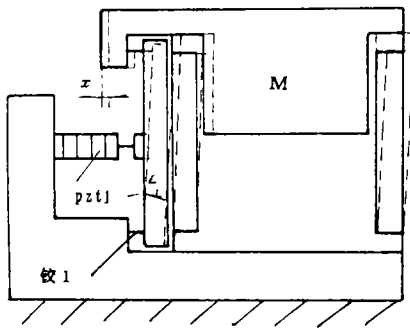


图2  $x$  向运动机构简图

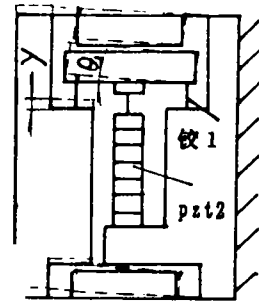


图3  $y$  向运动机构简图

##### 1) $x$ 向固有频率的计算

假定所有的连杆都是绝对刚性的。 $\theta_1$ 为杆2在PZT1驱动下的转角,取工作台(构件4) $x$ 向移动量  $x$  为广义坐标,忽略铰链伸长,此时,当PZT1伸缩时,系统的动能为

$$T = \frac{1}{2}mx^2 + \frac{1}{2}m_0\left(\frac{x}{2}\right)^2 + \frac{1}{2}I_2\dot{\theta}_1^2 + 2x \frac{1}{2}I_3\dot{\theta}_1^2 \quad (1)$$

系统的势能为

$$U = 6 \times \frac{1}{2}k\theta_1^2 + \frac{1}{2}k_0\theta_1^2 \quad (2)$$

其中,

$$\theta_1 = \frac{x}{\rho_2}$$

$M$ ——图1中虚线部分的等效质量;

$M_0$ ——PZT1的质量;

$I_2$ ——杆2的转动惯量;

$I_3$ ——杆3的转动惯量;

$K$ ——铰的弹性系数;

$K_0$ ——压电陶瓷堆PZT1、PZT2的弹性系数。

把(1)、(2)两式代入保守系统的拉格朗日方程

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_k} = - \frac{\partial U}{\partial q_k} \quad (3)$$

求得

$$\omega_{nx} = \sqrt{\frac{6K + K_0}{\rho_2^2(M + M_0) + I_2 + 2I_3}} \quad (4)$$

2) y 向固有频率的计算

在图3中,假定构件6及其它连杆都是绝对刚性的,不计铰链的伸长。铰1由于PZT2的伸缩而产生转动,其转角为 $\theta_2$ , $\theta_2 = \frac{y}{\rho_8}$ , $\rho_8$ 如图1所示。 $y$ 是工作台의 y 向位移。取  $y$  为广义坐标,利用与前面计算  $\omega_{nx}$  相同的方法可求得该微动台 y 向的固有频率。

$$\omega_{ny} = \sqrt{\frac{6K' + K_0}{\rho_8^2(M_1 + M_0) + I_8 + 2I_5}} \quad (5)$$

其中,

$M_1$ ——构件4的质量;

$I_8, I_5$ ——构件8,5的转动质量;

$K'$ ——图3中各铰的弹性系数。

### 3.2 有限元分析

从公式(4)、(5)可看出,铰刚度系数  $K, K'$  是影响微动台机械结构刚度的主要因素之一,其计算准确与否将直接影响固有频率计算的准确性。被广泛采用的计算方法是 J、M、Paros 的

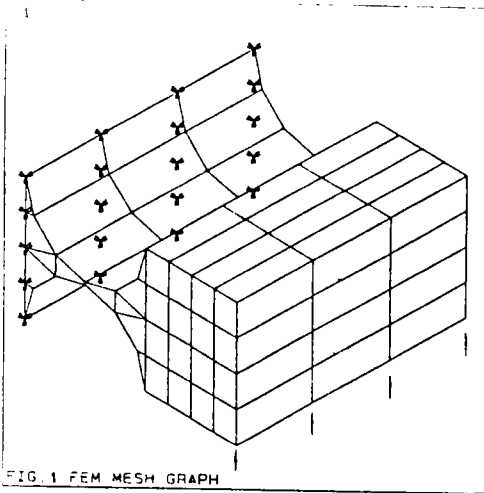


图1 铰的 FEM 分析模型

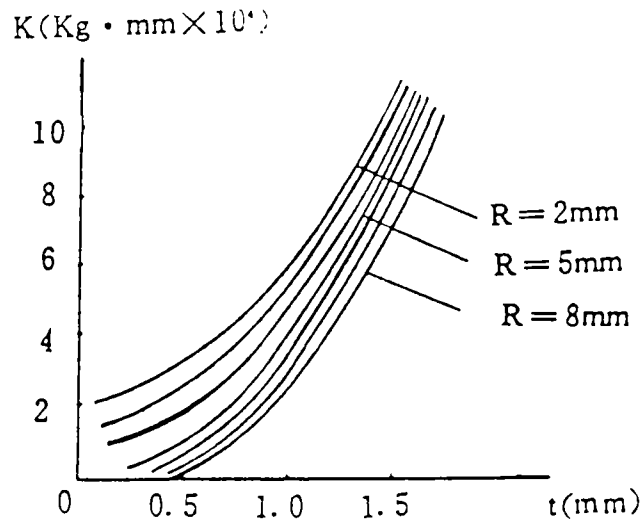


图5 相对于不同  $t$  和  $R$  的  $K$  值

近似公式<sup>[2]</sup>,以及数值积分方法,这两种方法都是在做完铰的薄壁处厚度远小于其圆弧半径和厚度方向尺寸的条件下,近似导出的。然而,符合该假设条件的铰不是刚度太低,就是尺寸太大,很难满足设计要求,否则计标误差会很大。近年来,也有用有限元方法对一些特殊形状铰进行分析的,但大多是分析其应力状况,很少用来分析其刚性系数与  $t$  和  $R$  之间的关系( $t$  和  $R$  的含义见图1)。

本文在 Apollo 计算机上用 ANSYS 有限元分析软件,对一系列铰的  $K$  与  $t$  和  $R$  间的关系

及其应力状况进行了分析计算。图4为铰的有限元分析模型,分析结果如图5所示。该结果与 *Paros* 的经验公式得出的相差大约20%~60%,只有当  $t < 0.4$  时,两者得出的结果才相近。

在分析过程中发现,网格的划分方法是影响分析结果的主要因素,自动生成的网格中总存在一些畸形单元,问题越复杂畸形网格越多。另外,网格也不是越密越好,在保证精度的情况下应使生成的网格在曲线边界处尽可能平滑,单元的形状要合理,三角形单元不能出现大的钝角或长边。

如令图1中所有铰的参数均相等,这里选择  $t=0.8, k=3$ ,利用图5及式(4)、(5),可分别求得  $\omega_{nx}=3527.5s^{-1}, \omega_{ny}=3936s^{-1}$ ,转化成频率值分别为:  $f_x=596.9Hz, f_y=629.41Hz$ 。

### 4 实验结果与讨论

为了对公式(4)、(5)的合理性进行评估,也为了验证用 FZM 法获得的图5中曲线是否准确,作者对该工作台  $x, y$  方向的固有频率进行了测试( $t=0.8, R=3$ 以及  $t=0.4, R=3$ )。

对固有频率的测试系统主要包括激振系统,感受系统和分析系统。因本实验只测机械结构的固有频率,激振系统采用冲锤。用这种比较简便的瞬态激振方法,为把全部输入能量引入感兴趣的频率范围,冲击锤头要尽量软。感受系统采用 CP-602 微型压电加速度传感器和 PS-021 电荷放大器。分析系统采用 CF-920 快速傅立叶变换仪(FFT)。当冲击锤瞬时冲击(非永久性)一下试件,产生一个半正弦波的时间历程,再经傅立叶变换后得其谱。

锤击激振的一个严重问题是力脉冲时间短,导致信噪比极差;此外,锤击激振的响应是一个衰减信号,对小阻尼结构(如图1的结构)信号在采样周期内不能充分衰减,从而引起泄漏问题,加指数窗可以解决以上两个问题。<sup>[3]</sup>

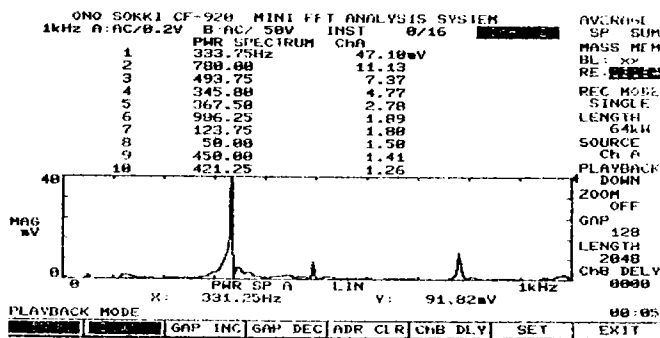


图6  $t=0.8, R=3$ 时机构  $x$  方向频谱图

图6、图7是所测得的当  $t=0.8, R=3$  时的频率响应曲线,其最大峰值所对应的频率即为系统的固有频率。可以看出  $x$  向固有频率的计算值与实测值基本相符,而  $y$  向则相差甚多,经分析认为,产生这种差异的主要原因是当工作台由 PZT2 驱动沿  $y$  向运动时,由于驱动力在构件6上产生的作用力并不是沿着铰薄壁处圆弧的切线方向,此时,就不能认为构件6是绝对刚性的<sup>[4]</sup>;另一方面,由于  $\rho_1$  较  $\rho_2$  短许多,使工作台在  $y$  向移动与  $x$  向相同的位移所需的驱动力  $F$ 。

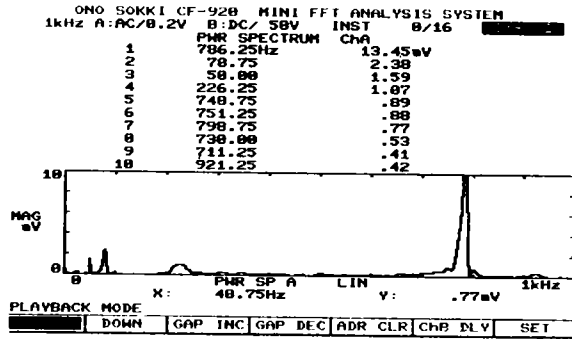


图7  $t=0.8, R=3$ 时,机构  $y$  向频谱图

$>F_x$ ,这就有可能由于驱动力太大而使相关铰伸长,结构刚度下降。这可在图3中通过选择不同的铰参数加以改善,具体结果将在以后的论文中给出。

## 5 结束语

用适当的方法及比较成熟的 FEM 分析软件对铰的弹性系数进行分析计算,可以比较简便、准确地对该机构的主要结构参数进行优化设计,并通过对工作台机械结构固有频率特性的理论和实验分析,找出了可望获得纳米定位分辨率微动工作台的机械结构设计方法。

### 参 考 文 献

- [1] Anwar Chitayat, J. Vac. Sci. Technol. 1989, B7(6):1412—1417
- [2] Fredric E. Scire and E. Dayton Teague, Rev. Sci. Instrum, 1978, 49(12):1735—1740
- [3] 周传荣,赵淳生编,机械振动参数识别及其应用.北京:科学出版社出版,1989
- [4] Wu Yihui, Tong Xiaodong, Wang Liding, 1994 5TH International Symposium on Micro Machine and Human Science Proceedings. IEEE Catalog, Number:94TH0707—0.

## Natural Frequency Characteristics of the Nanopositioning x—y Stage

Wu Yihui, Yang Hongbo

(Changchun Institute of Optics and Fine Mechanics,  
Chinese Academy of Sciences, Changchun 130022)

### Abstract

The natural frequency characteristics of the nanopositioning stage was analyzed and discussed using theoretical and experimental methods.

**Key words:** Nanopositioning, X—Y stage, Natural frequency characteristics