

文章编号 1004-924X(2002)02-0143-05

新型二维纳米级微动工作台的动力学分析

刘品宽, 孙立宁, 曲东升, 荣伟彬
(哈尔滨工业大学 机器人研究所, 黑龙江 哈尔滨 150001)

摘要:提出一种新型、集成式压电驱动两自由度 nm 级微定位工作台系统, 工作台采用直角柔性平行板铰链, 实现 X、Y 方向的运动, 采用杠杆放大柔性铰链机构实现对压电陶瓷位移的放大。并对这种新型结构形式理论分析与实验测试。根据拉格朗日方程建立微动工作台的运动微分方程, 推导出系统前两阶固有频率的解析式。采用有限元分析方法对微动工作台进行模态分析, 得到微定位工作台有效工作的谐振频率和振型, 并对微动工作台的模态频率进行了实验测试。经理论分析、有限元计算和实验测试结果进行对比与分析的一致性说明理论分析的正确性和数值分析的可靠性。

关键词:纳米定位; 柔性铰链; 有限元分析
中图分类号: TP24 **文献标识码:** A

1 引言

随着纳米技术的兴起和迅猛发展, 基于压电驱动的纳米级微定位技术已成为微机电系统、扫描探测显微镜、超精密加工、细胞操作等诸多前沿技术的基础支持技术。尤其是多自由度 nm 级微定位工作台的应用越来越受到重视。

nm 级微定位系统的传动副中的柔性铰链是一种结构紧凑、体积小、无机械摩擦、无间隙的传动导向机构, 具有高精度和高稳定性的特点。以柔性铰链为导向机构的高精度微动工作台已被广泛用于要求具有 nm 级定位分辨率的技术领域内^[4]。

在基于压电陶瓷驱动的 nm 级微定位系统中, 压电陶瓷驱动器的固有频率较高, 一般在 7~8kHz, 电路处理的频率也较高, 可以到 1000kHz 左右, 则整个微定位系统的动态特性主要取决于由柔性铰链组成的放大机构和由平行板柔性铰链组成的弹性导向机构的固有频率, 对这一系统进行动力学分析, 对于满足系统频响要求, 以及对闭环系统的硬件配置、控制方法的选择、系统调试等

都有一定的指导作用。

针对笔者开发的一种新型集成式两自由度微定位工作台, 对其进行动力学分析。首先, 根据拉格朗日方程建立微动工作台的运动微分方程, 推导出系统前两阶固有频率的解析式。然后, 采用有限元分析方法, 对微动工作台进行模态分析, 得到微定位工作台有效工作的谐振频率和振型, 并对微动工作台的模态频率进行实验测试。

2 微定位工作台的动力学模型

微定位平台机构设计采用直圆柔性铰链作为转动副, 采用直角弹性平行板作为移动副, 应用弹性变形原理, 实现无摩擦、无间隙的微运动传递。常用的驱动形式有直接驱动式和杠杆放大式。放大机构将压电陶瓷的输出位移放大。在 xy 两方向布置柔性传动机构, 实现 xy 两方向的运动, 结构紧凑, 输出位移较大。结构原理如图 1 所示, 压电陶瓷驱动由柔性铰链构成的杠杆机构, 同时在杠杆末端增加平行板弹性机构作为运动导向, 将杠杆产生的旋转运动转变成直线运动。

收稿日期: 2001-05-10; 修订日期: 2002-02-07

基金项目: 国家自然科学基金重大项目 (No. 29833070), 国家自然科学基金项目 (No. 50175019), 黑龙江省杰出青年基金

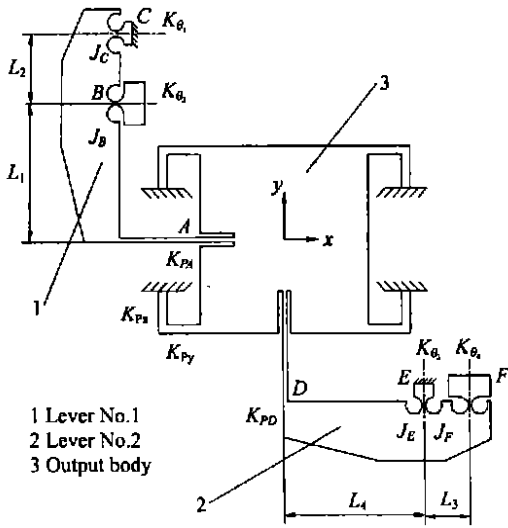


图 1 xy 微定位工作台结构原理图.

Fig. 1 Schematic diagram of xy stage mechanism.

首先,将直角柔性平行板简化成 x, y 方向的平移弹簧,其平移刚度分别为: K_{px}, K_{py} ,将 A, D 点的柔性平行板简化成平移弹簧,刚度为 K_{pA}, K_{pD} ,同时将杠杆放大机构的支点处分别简化成柔性铰链具有刚度为 K_1, K_2, K_3, K_4 的转动弹簧,假设杠杆放大机构 1, 2 和输出平台 3 是刚体,同时,杠杆 1 在 B 点对 Z 轴的转动惯量为 J_B ,在 C 点为 J_C ,杠杆 2, 在 E 点对 Z 轴的转动惯量为 J_E ,在 F 点为 J_F .输出平台 3 的质量为 m_1 .整个系统可以简化成具有 2 个输出位移,具有 5 个质点的弹簧 - 质点系统.

根据 Lagrange 方程:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_k} = 0 \quad (k = 1, 2), \quad (1)$$

$$L = T - U, \quad (2)$$

式中: T 为系统动能, U 为系统势能.对整个系统,广义模态坐标: q_1 代表 y 方向的模态位移, q_2 代表 x 向的模态位移.

对于系统 5 个质点,每一个质点的位置可以写成:

$$r_k = r_k(q_1, q_2) \quad (k = 1, 2, 3, 4, 5), \quad (3)$$

对于质点 $m_1: r_1 = r_1(q_1, q_2)$

质点 $J_B: r_2 = q_2 / L_1$

质点 $J_C: r_3 = q_2 / (L_1 + L_2)$

质点 $J_E: r_4 = q_1 / L_4$

质点 $J_F: r_5 = q_1 / (L_3 + L_4)$

系统动能可写成:

$$T = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^2 m_1 \dot{q}_k^2 + \frac{1}{2} \sum_{k=3}^5 J_k \dot{r}_k^2, \quad (4)$$

联立式(3), (4), 系统动能可写成:

$$T = \frac{1}{2} m_1 \dot{q}_1^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{q}_2^2 + \frac{1}{2} J_B \left(\frac{\dot{q}_2}{L_1} \right)^2 + \frac{1}{2} J_C \left(\frac{\dot{q}_2}{L_1 + L_2} \right)^2 + \frac{1}{2} J_E \left(\frac{\dot{q}_1}{L_4} \right)^2 + \frac{1}{2} J_F \left(\frac{\dot{q}_1}{L_3 + L_4} \right)^2, \quad (5)$$

系统势能可写成:

$$U = \frac{1}{2} K_{px} q_2^2 + \frac{1}{2} K_1 \left(\frac{q_2}{L_1 + L_2} \right)^2 + \frac{1}{2} K_2 \left(\frac{q_2}{L_1} \right)^2 + \frac{1}{2} K_{pD} q_2^2 + \frac{1}{2} K_{py} q_1^2 + \frac{1}{2} K_3 \left(\frac{q_2}{L_4} \right)^2 + \frac{1}{2} K_4 \left(\frac{q_1}{L_3 + L_4} \right)^2 + \frac{1}{2} K_{pA} q_1^2, \quad (6)$$

由式(1), (2), (5), (6), 系统的运动微分方程为:

$$\begin{bmatrix} M_1 & 0 \\ 0 & M_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q}_1 \\ \ddot{q}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_1 & 0 \\ 0 & K_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_1 \\ q_2 \end{bmatrix} = 0, \quad (7)$$

式中:

$$M_1 = \left\{ m_1 + \frac{J_E}{L_4^2} + \frac{J_F}{(L_3 + L_4)^2} \right\}$$

$$M_2 = \left\{ m_1 + \frac{J_B}{L_1^2} + \frac{J_C}{(L_1 + L_2)^2} \right\}$$

$$K_1 = \left\{ K_{py} + \frac{K_3}{L_4^2} + \frac{K_4}{(L_3 + L_4)^2} + K_{pA} \right\}$$

$$K_2 = \left\{ K_{px} + \frac{K_1}{(L_1 + L_2)^2} + \frac{K_2}{L_1^2} + K_{pD} \right\}$$

求方程(7)的特征值,可得系统的 2 阶固有频率:

$$f_1 = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{K_1}{M_1}}, \quad (8)$$

$$f_2 = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{K_2}{M_2}}, \quad (9)$$

nm 级微定位工作台的材料为超硬铝,其材料特性参数如表 1 所示.对于 x, y 方向的输出位移为 $50\mu\text{m}$ 的微定位工作台的计算实例如表 2 所示.

表 1 工作台的材料属性

Table 1 Material properties of the stage		
Young's modulus (GPa)	Density (kg/m ³)	Poisson's ratio
68	2.7	0.35

表 2 工作台的计算实例

Table 2 Calculated examples of the stage

m_1	J_B	J_C	J_E	J_F
kg	kgmm ²	kgmm ²	kgmm ²	kgmm ²
0.094	9.768	26.7	10.16	19.92
k_{px}, k_{py}	k_1, k_2, k_3, k_4		k_{pA}	k_{pD}
N μ m ⁻¹	Nm arcsec ⁻¹		N μ m ⁻¹	N μ m ⁻¹
1.24	0.0074		1.1	4.1
f_1 Hz			f_2 Hz	
776.4			927.2	

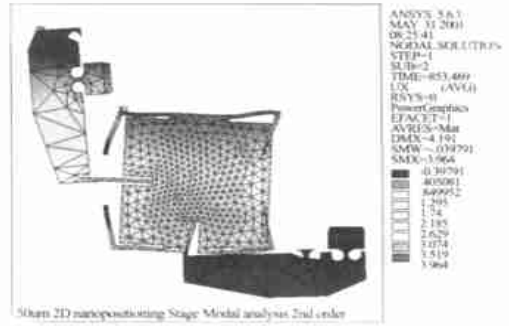


图 4 工作台的第二阶模态图

Fig. 4 The second mode shape.

3 nm 级微动工作台有限元分析

采用有限元分析软件 Ansys5.6,建立微定位工作台的有限元模型,采用三维四面体单元 SOLID 92 对实体模型进行单元划分,其有限元网格模型如图 2 所示,共有 90215 个节点,59250 个单元,其中柔性铰链与基座相连部分简化成固支。对工作台进行模态分析,得到了工作台的前二阶固有频率及相应模态振型,图 3,4 分别为工作台的第一、第二阶模态图,第一阶模态对应的频率值为 752.26Hz,第二阶为 853.46Hz。

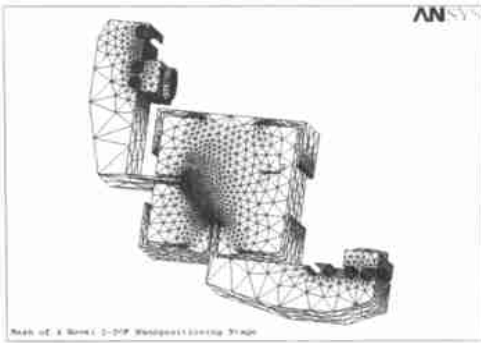


图 2 纳米级微定位工作台的有限元网格图

Fig. 2 FE Mesh of the nano-positioning stage.

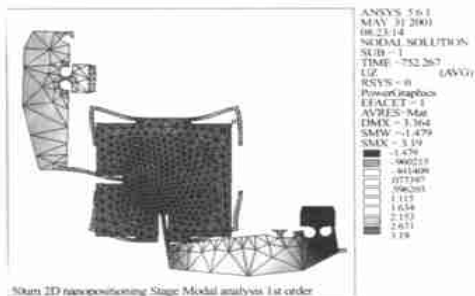


图 3 工作台的第一阶模态图

Fig. 3 The first mode shape.

4 实验测试与结果分析

对二维 nm 级微定位工作台的固有频率进行了测试,实验测试系统如图 5 所示。

第一阶模态固有频率测试的激励力脉冲曲线如图 6 所示,其时域响应和频率响应曲线如图 7、图 8 所示。第二阶固有频率的测试方法同第一阶,其频率响应曲线如图 9,在此不予详细说明。将理论建模、有限元仿真和实验测试结果归纳如表 3 所示。由表 3 可看出,理论建模分析与实测结果误差为 14%,理论分析是将系统简化成弹簧-质点系,是建立在一定假设条件基础上的,如放大杠杆当成一个绝对的刚体来处理,将输出平台也当成一个绝对的刚体,所以误差较大,但与有限元分析的结果基本趋势是一致的。有限元分析与实测结果误差为 7.3%,有限元采用能量守恒的原理进行力学分析,在总体上保证其数字模拟精度较高,但由于网格划分的精度以及数值解法的近似性,有限元分析结果与实测结果之间存在 10%的误差是可以接受的。通过实验测试,说明理论建模、有限元分析是正确的,结果是可靠的,完全可以用来指导 nm 级微定位工作台的设计、制造与测试等。

表 3 三种结果的对比

Table 3 Comparison of three analyzed results

	First Mode (Hz)		Second Mode (HZ)	
	Value	Error %	Value	Error %
Theory	776.4	11	927.2	14
FEA	752.3	7.3	853.5	5.1
Experiment	701.25		812.5	



1. Charge amplifier 2. HP3562A dynamic signal analyzer
3. Modal hammer 4. 2 DOF stage and accelerometer

图 5 工作台动态测试实验装置

Fig. 5 The experimental apparatus of dynamic measuring.

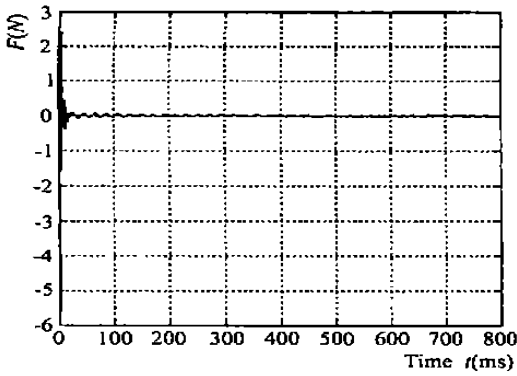


图 6 力脉冲曲线图

Fig. 6 Graph of force impulse.

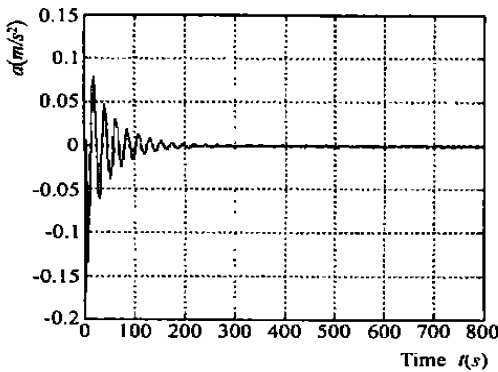


图 7 时间响应曲线图

Fig. 7 Graph of time response.

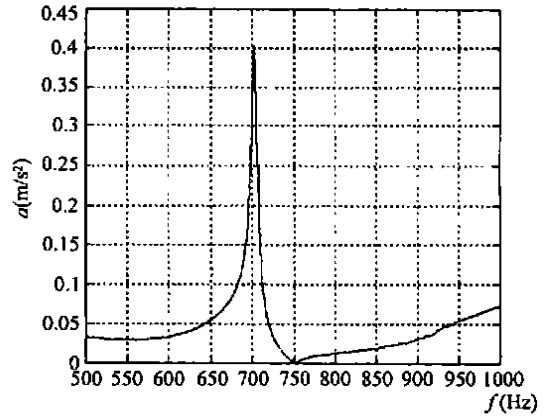


图 8 一阶频率响应曲线图

Fig. 8 Graph of the first-mode frequency response.

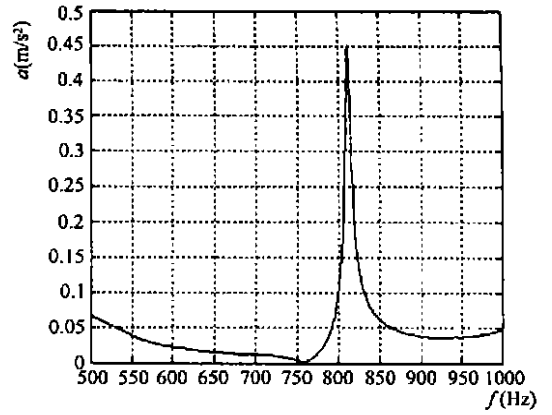


图 9 二阶频率响应曲线图

Fig. 9 Graph of the second-mode frequency response.

5 结 论

(1) 基于模态分析的理论,根据拉格郎日方程建立微动工作台的运动微分方程,推导出系统前两阶固有频率的解析式。

(2) 采用有限元分析方法,对微动工作台进行模态分析,得到微定位工作台有效工作的谐振频率和振型。

(3) 对两自由度 nm 级微动工作台的固有频率进行测试。理论分析、有限元计算与实验测试的结果吻合比较好,说明理论分析与有限元分析的结果完全可以用于实际的工作台的设计指导。

参考文献:

- [1] Paros J M, Weisbord L. How to design flexure hinges[J]. *Machine Design*. 1965:151 - 156.
- [2] Xu W, King T. Flexure hinges for piezoactuator displacement amplifiers: flexibility, accuracy and stress considerations[J]. *Precision Engineering*. 1996. 19(1):4 - 10.
- [3] Ku S S, Pinsopon U, Cetinkunt S, *et al.* Design, fabrication, and real-time neural network control of a three-degrees-of-freedom nano-positioner[J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2000, 5(3):14 - 17.
- [4] 孙立宁, 荣伟彬, 曲东升, 等. 基于微操作的大行程高分辨率旋转微驱动器的研究[J]. *光学精密工程*, 2001, 9(6):514 - 518.

Dynamic analysis on a novel nanopositioning stage driven by PZT

LIU Pin-kuan, SUN Li-ning, QU Dong-sheng, RONG Wei-bin

(*Robot Research Institute, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China*)

Abstract: A novel nanometric precision two-degrees-of-freedom positioner driven by PZT was designed and fabricated. The theoretical and experimental analyses of the stage performance were also done. The nanopositioning stage consists of a right-angle flexure parallel hinge to realize the motion along X and Y directions and the flexure pivoted lever arm to achieve piezoactuator displacement amplification. The differential equation of motion was established by Lagrange equation, and the expression of the two mode nature frequencies were derived. The model analysis of the stage was carried out by means of ANSYS, a Finite Element Method (FEM) code. Experiments were conducted to measure the modal frequencies of the stage. The results obtained from formulation, Finite Element Method (FEM) and experiments were analyzed. The numerical and experimental results prove the accuracy of the theoretical model and the validity of the FEM analysis.

Key words: nano-positioning; flexure hinges; finite element analysis

作者简介:刘品宽(1969-),男,湖北天门人,讲师,1991年7月毕业于哈尔滨工业大学精密机械与仪器制造专业,获工学学士学位,1998年7月毕业于哈尔滨工业大学机电控制及自动化专业,获硕士学位,现工作于哈尔滨工业大学机器人研究所,并攻读博士学位,主要研究方向:nm级微驱动机器人技术,微小型机器人技术,以及机器人多柔体动力学方面的研究。