

文章编号 1004-924X(2006)06-1017-08

# 三维纳米级微动工作台的设计与分析

马立, 荣伟彬, 孙立宁

(哈尔滨工业大学 机器人研究所, 黑龙江 哈尔滨 150001)

**摘要:** 研究开发了一种新型精密三维微动工作台。采用呈等边三角形分布的三个压电陶瓷和环形平板铰链机构, 保证了运动传递的连续性、无回滞、无摩擦、高精度。建立了工作台的简化模型, 并利用结构力学理论推导出工作台沿  $z$  方向平动刚度、绕  $x, y$  方向转动刚度以及前三阶固有频率解析式。进行了微动工作台沿  $z$  方向平动刚度、绕  $x, y$  方向转动刚度以及固有频率试验测试, 验证了解析方法和有限元方法进行三维工作台刚度及动力特性分析的正确性。有限元分析表明: 当工作台的环形平板铰链半径较小而铰链厚度较大时, 其刚度、频率及驱动力较高, 其铰链根部应力集中也较严重。通过改变环形平板铰链的特征参数, 可达到控制和优化工作台固有频率、输出位移、应力分布及驱动力响应的目的, 并提出了一种优选微动工作台环形平板铰链参数的简易方法。

**关键词:** 环形平板铰链; 纳米定位; 有限元分析; 刚度; 固有频率

**中图分类号:** TP242 **文献标识码:** A

## Design and analysis of a novel 3-DOF nanopositioning stage

MA Li, RONG Wei-bin, SUN Li-ning

*(Robotics Institute, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)*

**Abstract:** A novel three-degree-of-freedom (3-DOF) nanopositioning stage was developed. The stage utilizes three piezoelectric actuators (PZTs) arranged in an equilateral triangle shape and ring plate hinges to realize nanopositioning for assuring smoothness of movement, negligible friction, negligible backlash and high precision. The simplified modeling of the nanopositioning stage was discussed. The translational stiffness along  $z$  direction and rotational stiffness along  $x$  and  $y$  direction, and three natural frequencies of the nanopositioning stage are deduced in terms of the theory of structural mechanics. Theoretical analysis and finite element analysis on static and dynamic behavior of the nanopositioning stage are performed. The comparative results of the theoretical analysis, finite element analysis (FEA) and experiments show the accuracy of theory model and the validity of FEA. FEA also indicates that the stiffness, the natural frequency and the driving force will increase with decreasing hinge radius and increasing hinge thickness despite the maximum stress increasing of the stage. By modifying the dimensions of a ring plane hinge it can control and optimize natural frequency, displacement, stresses, and driving force to achieve the desired response of the nanopositioning system. Finally, this paper gives a simple procedure to select the proper dimensions of a nanopositioning stage.

**Key words:** ring plate hinge; nanopositioning; FEA; stiffness; natural frequency

收稿日期: 2005-11-23; 修订日期: 2006-08-18.

基金项目: 国家 863 计划项目 (No. 2002AA404550)

## 1 引言

基于压电驱动的微位移操作系统能够对微米级、亚微米级甚至纳米级空间进行操作,在微机电系统、光学调整、超精密加工、微外科手术、生物细胞操作、纳米技术等领域得到越来越广泛的应用,因此微位移技术已成为前沿科学、工程技术领域的关键技术之一<sup>[1-2]</sup>。多自由度纳米级微动工作台以柔性铰链为运动副,它具有结构紧凑、体积小、无机械摩擦、无间隙、定位分辨率高的优点<sup>[3-4]</sup>。微动工作台设计时应保证柔性铰链在运动方向上具有足够柔度以满足变形的需要,使得柔性铰链的应力分布尽可能合理,因此工作台柔性铰链的分析和设计显得尤为重要<sup>[5]</sup>。柔性铰链的基本性能主要包括刚度、精度及动力特性等几个方面,其中刚度性能直接反映了柔性铰链抵抗外载的能力,是运动副的主要性能参数<sup>[6]</sup>。

在一些光学精密调整中,经常需要将物体偏转一个角度,以达到各种调整需求。目前,一般是通过螺纹或顶丝调整支架机构来实现偏转角度的目的,其分辨率最高只能达到  $0.1^\circ$ 。但是当偏转角度较小,角度分辨率要求较高时,通过现有调整手段往往不能达到所需调整角度。

本文设计了一种新型的由三个压电陶瓷驱动的微动工作台,它采用环形平板铰链机构实现 3-DOF( $u_z, \theta_x, \theta_y$ )运动。基于结构力学理论对此三维微动工作台平行板铰链进行理论建模,得出其沿  $z$  方向平动刚度、绕  $x, y$  方向转动刚度及前三阶固有频率的计算表达式。设计了一套用于精密调整的三维微动工作台,通过静态、动态试验对 ANSYS 有限元程序及理论分析结果进行了验证,并采用有限元方法对平行板铰链特征参数的影响展开研究。

## 2 纳米级微动工作台设计与分析

传统的定位系统采用电机驱动,经机械传动实现精密定位,但由于摩擦和回程间隙的存在,机械传动系统难以实现光学精密调整要求。本文设计的三自由度微动工作台利用压电陶瓷驱动,通

过环形平板铰链实现微动操作<sup>[7-8]</sup>。图 1 所示,微动工作台结构由运动输出平台、环形平板铰链、螺纹圆锥销、底座、支撑台体、钢珠、压电陶瓷、预紧装置等几部分组成。运动输出平台通过钢珠与压电陶瓷连接,预紧压电陶瓷,使压电陶瓷、钢珠和运动输出平台实现无间隙连接。底座通过螺纹圆锥销与支撑台体连接。运动输出平台与底座通过环形平板铰链连接在一起,三者由一体加工而成。

微动台采用呈等边三角形分布的三个压电陶瓷(图 1)和环形平板铰链机构(图 2),保证了运动传递的连续性、无洄滞、无摩擦、高精度。调整三个压电陶瓷的驱动电压,可实现环形平板铰链沿  $z$  向平动位移( $u_z$ )以及绕  $x, y$  轴的转动角位移( $\theta_x$  和  $\theta_y$ )。通过压电陶瓷内部集成应变片式传感器,控制者可利用控制系统实现微动台三向位移输出。工作台系统采用的压电陶瓷驱动电源位移分辨率为 5 nm,位移传感器闭环检测电路精度为 2 nm,可实现微定位位移分辨率为 5 nm,角度分辨率为  $0.1''$ 。

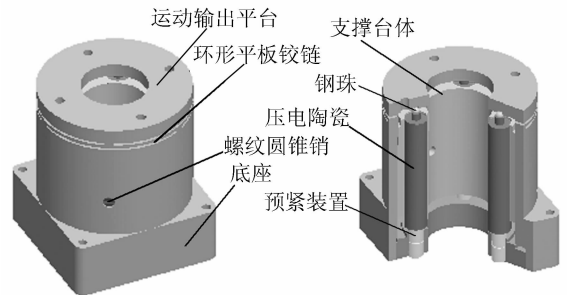


图 1 三维微动工作台结构

Fig. 1 Structure of 3-DOF micropositioning stage

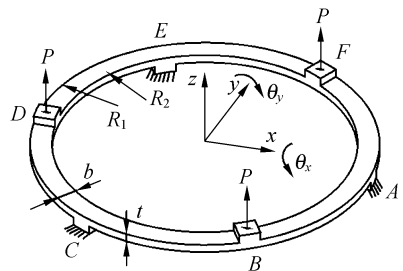
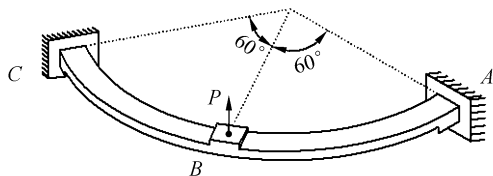


图 2 环形平板铰链模型

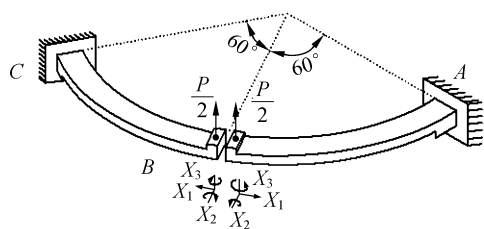
Fig. 2 Model of ring plate hinges

### 2.1 微动工作台的静力分析

微动工作台环形平板铰链机构模型如图 2 所示,工作台运动输出部分厚度较大,可将运动输出平台视为刚体。运动输出平台的刚体运动可分解为沿  $z$  向平动位移( $u_z$ )以及绕  $x$ 、 $y$  轴的转动角位移( $\theta_x$  和  $\theta_y$ )。由于微动台采用呈等边三角形分布的压电陶瓷和环形平板铰链机构,其环形平板铰链静力分析可简化为如图 3 所示。



(a) 受力分析  
(a) Force analysis



(b) 静定结构  
(b) Determinate structure

图 3 环形平板铰链简化模型

Fig. 3 Simplified model of ring plate hinges

微动台沿着  $z$  轴平动时,取环形平板铰链 ABC 进行受力分析,如图 3(a)所示,环形平板 ABC 为具有 12 个支反力的 6 次超静定问题。利用对称原理,可简化为 3 次超静定问题,断开 B 端约束,得到基本静定体系如图 3(b)所示,在基本静定体系上分别作用驱动力  $P/2$ 、广义未知力  $X_1$ 、 $X_2$  和  $X_3$ ,方向如图 3(b)所示,列出力法方程为

$$\begin{cases} \delta_{11} X_1 + \delta_{12} X_2 + \delta_{13} X_3 + \Delta_{1P} = 0 \\ \delta_{21} X_1 + \delta_{22} X_2 + \delta_{23} X_3 + \Delta_{2P} = 0 \\ \delta_{31} X_1 + \delta_{32} X_2 + \delta_{33} X_3 + \Delta_{3P} = 0 \end{cases}, \quad (1)$$

式中  $\delta_{ij}$ —广义柔性系数(表示基本静定体系在  $X_i$  方向上的广义单位力单独作用时,B 点沿  $X_j$  方向上的广义位移);

$\Delta_{iP}$ —基本静定体系在荷载  $P$  单独作用时,B 点沿  $X_i$  方向上的广义位移。

其中  $\delta_{12} = \delta_{21} = \delta_{23} = \delta_{32} = 0, \Delta_{1P} = \Delta_{3P} = 0$ 。采用图形互乘法得到广义位移和柔性系数分别为

$$\delta_{22} = \int \frac{\bar{M}_2 \bar{M}_2}{EI} ds = \frac{\pi R}{3EI}, \Delta_{2P} = \int \frac{\bar{M}_2 \bar{M}_P}{EI} ds = \frac{PR^2}{4EI}$$

式中  $E$ —工作台材料弹性模量;

$I$ —铰链截面惯性矩;

$R = \frac{R_1 + R_2}{2}$ —铰链半径。

$$\text{则 } X_2 = -\frac{\Delta_{2P}}{\delta_{22}} = \frac{PR^2}{4EI} \times \frac{3EI}{\pi R} = \frac{3RP}{4\pi}.$$

利用莫尔积分式,可导出 B 点沿  $P$  方向上的位移为

$$\begin{aligned} u_z &= \int \frac{\bar{M}_P \bar{M}_1}{EI} ds + \int \frac{\bar{M}_{X_2} \bar{M}_1}{EI} ds \\ &= \frac{PR^3}{2EI} \left( \frac{\pi}{6} - \frac{\sqrt{3}}{8} - \frac{3}{4\pi} \right), \end{aligned} \quad (2)$$

令  $\eta = \frac{\pi}{6} - \frac{\sqrt{3}}{8} - \frac{3}{4\pi}$ , 则

$$u_z = \eta \frac{PR^3}{2EI}, \quad (3)$$

则环形平板铰链 ABC 沿着  $z$  方向刚度

$$K = \frac{P}{u_z} = P \frac{2EI}{\eta PR^3} = \frac{2EI}{\eta R^3}, \quad (4)$$

将惯性矩  $I = bt^3/12$  ( $b = R_1 - R_2$ —铰链宽度,  $t$ —铰链厚度)代入式(4)中可得

$$K = \frac{Ebt^3}{6\eta R^3}, \quad (5)$$

则微动台  $z$  方向总刚度为

$$K_z = 3K = \frac{Ebt^3}{2\eta R^3}, \quad (6)$$

工作台运动输出部分绕  $x$ 、 $y$  轴的刚体转动如图 4 所示,刚体上的 B、D、F 在转动中始终处于同一平面。如图 4(a)所示,当微动台沿着  $x$  轴转动  $\theta_x$  时,在 B、D、F 点上沿  $z$  方向的变形分别为  $u_{zB} = -\theta_x \times \frac{\sqrt{3}R}{2}, u_{zF} = +\theta_x \times \frac{\sqrt{3}R}{2}, u_{zD} = 0$ 。

此时,在 B、D、F 点产生的支反力分别为

$$F_{zB} = -\theta_x \times \frac{\sqrt{3}R}{2} \times K, F_{zF} = +\theta_x \times \frac{\sqrt{3}R}{2} \times K, F_{zD} = 0$$

微动台对  $x$  轴的合力矩为

$$\begin{aligned} M_x &= -F_{zB} \times \frac{\sqrt{3}}{2} R + F_{zF} \times \frac{\sqrt{3}}{2} R + F_{zD} \times 0 \\ &= \frac{3}{2} \theta_x R^2 K, \end{aligned} \quad (7)$$

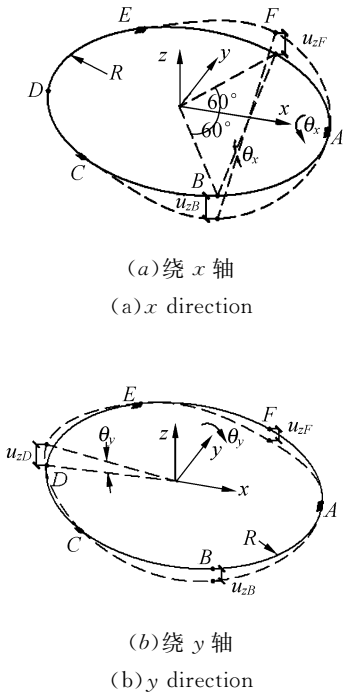


图 4 绕  $x$  和  $y$  轴的刚体转动  
Fig. 4 Rigid rotation along  $x$  and  $y$  direction

则,微动台绕  $x$  轴转动刚度为

$$K_{\theta_x} = \frac{M_x}{\theta_x} = \frac{3}{2} R^2 K = \frac{Ebt^3}{4\eta R}, \quad (8)$$

同理,当微动台沿着  $y$  轴转动  $\theta_y$  时,在  $B$ 、 $D$  及  $F$  点上沿  $z$  方向的变形分别为  $u_{zB} = u_{zF} = -\frac{1}{2} R\theta_y$ ,  $u_{zD} = +R\theta_y$ 。此时,在  $B$ 、 $D$ 、 $F$  点产生的支反力分别为  $F_{zB} = F_{zF} = -\frac{1}{2} R\theta_y K$ ,  $F_{zD} = +R\theta_y K$ 。

微动台对  $y$  轴的合力矩为

$$M_y = -F_{zB} \times \frac{1}{2} R - F_{zF} \times \frac{1}{2} R + F_{zD} R = \frac{3}{2} \theta_y R^2 K, \quad (9)$$

则,微动台绕  $y$  轴转动刚度为

$$K_{\theta_y} = \frac{M_y}{\theta_y} = \frac{3}{2} R^2 K = \frac{Ebt^3}{4\eta R}, \quad (10)$$

## 2.2 微动工作台的动态分析

微动工作台采用弹性环形平板作为运动副,应用弹性变形原理,实现无摩擦、无间隙的微运动传递。整个微定位系统的动力学方程可表示为

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & J_x & 0 \\ 0 & 0 & J_y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{u}_z \\ \ddot{\theta}_x \\ \ddot{\theta}_y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_z & 0 & 0 \\ 0 & K_{\theta_x} & 0 \\ 0 & 0 & K_{\theta_y} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_z \\ \theta_x \\ \theta_y \end{bmatrix} = 0, \quad (11)$$

式中  $m$ —工作台运动部分的质量;

$J_x$  ( $J_y$ )—工作台运动部分绕  $x$  ( $y$ ) 方向的转动惯量;

$K_z$ —工作台沿  $z$  方向平动刚度;

$K_{\theta_x}$  ( $K_{\theta_y}$ )—工作台绕  $x$  ( $y$ ) 方向的转动刚度;

$u_z$ —工作台沿  $z$  方向的位移;

$\ddot{u}_z$ —工作台沿  $z$  方向的加速度;

$\theta_x$  ( $\theta_y$ )—工作台绕  $x$  ( $y$ ) 方向的角位移;

$\ddot{\theta}_x$  ( $\ddot{\theta}_y$ )—工作台绕  $x$  ( $y$ ) 方向的角加速度。

由动力学方程(11)的特征值,可导出系统的前三阶固有频率  $f_1$ ,  $f_2$  和  $f_3$  分别为

$$f_1 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_z}{m}} = \frac{1}{4\pi} \sqrt{\frac{2Ebt^3}{\eta m R^3}}, \quad (12)$$

$$f_2 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{\theta_x}}{J_x}} = \frac{1}{4\pi} \sqrt{\frac{Ebt^3}{\eta m r_x^2 R}}, \quad (13)$$

$$f_3 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{\theta_y}}{J_y}} = \frac{1}{4\pi} \sqrt{\frac{Ebt^3}{\eta m r_y^2 R}}. \quad (14)$$

式中  $r_x$  ( $r_y$ )—工作台运动部分沿  $x$  ( $y$ ) 方向的回转半径。

## 3 工作台试验测试及有限元分析

压电陶瓷驱动器的固有频率较高,一般在  $7 \sim 8$  kHz,电路处理频率也较高,可达 1 MHz 以上,因此微动系统的动态特性主要取决于由环形平板铰链组成的弹性导向机构<sup>[9]</sup>。从式(6)、(8)、(10)、(12)~(14)的分析也可看出平行板铰链特征参数(平板半径  $R$ 、宽度  $b$  和厚度  $t$ )是微动工作台变形能力、应力分布及动力特性的主要影响因素,因此有必要通过有限元方法进一步研究平板铰链特征参数对微动工作台性能的影响。

### 3.1 试验测试及分析方法比较

所设计的三维微动工作台如图 5 所示,其参数特性分别为:平板铰链半径  $R = 37.5$  mm,宽度  $b = 5$  mm,厚度  $t = 2$  mm,运动部分质量  $m = 8.67 \times 10^{-2}$  kg,回转半径  $r_x = r_y = 22.59$  mm,理论推导计算结果如表 1。并对此微动台的固有频率和刚度进行了试验测试。频率试验采用锤击测试方法,用力锤激振,通过电荷放大器放大力锤和加速度传感器的信号,用 HP3562 动态信号分析仪进行信号测量,得到微动工作台前三阶固有频率如表 1 所示。为了测得工作台沿  $z$  方向平动刚度及绕  $x$ 、 $y$  方向转动刚度,本文利用砝码分别对

微动台运动部分进行加载,同时采用 DWS-6 型电容测微仪分别测量微动台运动部分的位移值,从而导出微动台的刚度,如表 1 所示。

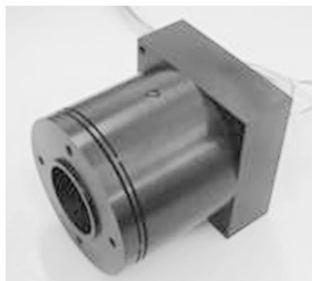


图 5 微动工作台实物照片

Fig. 5 Photograph of 3-DOF stage

表 1 微动工作台分析结果

Tab.1 Comparison of the result from different methods

	一阶模态频率		二阶模态频率		三阶模态频率	
	$f_1/ \text{Hz}$	$e/ \%$	$f_2/ \text{Hz}$	$e/ \%$	$f_3/ \text{Hz}$	$e/ \%$
理论分析	332.0	—	389.7	—	389.7	—
有限元分析	337.6	1.7	392.2	0.64	392.5	0.72
试验测试	358.8	8.1	425.4	9.2	431.5	10.7

	$z$ 向刚度		$x$ 向转动刚度		$y$ 向转动刚度	
	$K_z/ (\text{N} \cdot \mu\text{m}^{-1})$	$e/ \%$	$K_{ax}/ (\text{N} \cdot \mu\text{m})$	$e/ \%$	$K_{ay}/ (\text{N} \cdot \mu\text{m})$	$e/ \%$
理论分析	0.377	—	2.65e8	—	2.65e8	—
有限元分析	0.369	2.1	2.61e8	1.5	2.62e8	1.1
试验测试	0.402	6.6	2.83e8	6.8	2.91e8	9.8

采用三维建模软件 Pro/E 建立微动工作台几何模型,并导入有限元分析软件 ANSYS,利用三维十节点实体单元 SOLID92 对模型进行单元划分,建立工作台有限元模型。将平行板铰链中 A、C、E 三处与底座的约束关系视为刚性连接,考虑到环形平板铰链区域存在应力集中现象,对该区域作网格加密处理<sup>[10-11]</sup>。工作台材料选用超硬铝,其材料参数分别为:弹性模量  $E=68 \text{ GPa}$ 、密度  $\rho=2700 \text{ kg/m}^3$ 、屈服强度  $\sigma_y=0.47 \text{ GPa}$  和泊松比  $\mu=0.35$ 。对微动工作台进行静力和模态分析,给出有限元分析所得的沿  $z$  方向平动刚度和绕  $x$ 、 $y$  方向转动刚度及前三阶固有频率如表 1 所示。

由表 1 可看出,固有频率及刚度的理论分析结果与有限元分析结果误差很小(最大 2.1%),说明理论推导是正确的,它可以准确地预测微动台的固有频率和刚度性能。而理论分析及有限元

分析结果与试验测试结果误差较大(最大 10.7%),原因主要包括两个方面:①理论分析和有限元分析忽略了压电陶瓷预紧力作用的影响;②工作台加工误差的存在也是造成上述误差的原因之一。通过上述分析说明理论分析和有限元分析结果是可信的,可用于纳米级微动工作台的设计和分析。

### 3.2 平行板铰链特征参数对微动工作台固有频率及刚度的影响

采用有限元方法分析铰链特征参数对工作台固有频率的影响,如图 6 所示。从图中可发现,对宽度  $b=5 \text{ mm}$  的微动工作台而言,其前三阶固有频率  $f_1, f_2$  和  $f_3$  随铰链半径  $R$  减小而增大,随铰链厚度  $t$  增大而增大,并且微动工作台第二、三阶固有频率几乎相等。这些现象与公式(12)~(14)描述的规律较为吻合。

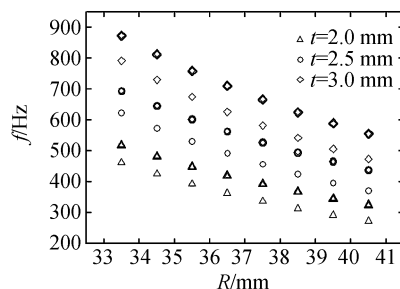


图 6 固有频率与铰链半径关系

Fig. 6 Natural frequency versus hinge radius

以微动工作台沿  $z$  方向位移为  $u_z=60 \mu\text{m}$  时的驱动力  $3P$  为对象(图 7),观察铰链半径  $R$  和厚度  $t$  对工作台刚度的影响。比较图 7 可发现,工作台的铰链半径  $R$  越大,其驱动力  $3P$  越小,其沿  $z$  方向刚度  $K_z$  也越小;随着铰链厚度  $t$  增大,微动工作台驱动力  $3P$  及刚度  $K_z$  有所增加,该趋势与理论公式(6)结果相一致。

以微动工作台三个压电陶瓷沿  $z$  方向位移分别为  $u_{z1}=30 \mu\text{m}$  (图 1 所指的压电陶瓷),  $u_{z2}=50 \mu\text{m}$ ,  $u_{z3}=10 \mu\text{m}$  时的转动刚度  $K_{ax}$  为对象(图 8),观察铰链半径  $R$  和厚度  $t$  对工作台转动刚度的影响。比较图 8 可发现,工作台的铰链半径  $R$  越大,其绕  $x$  方向转动刚度  $K_{ax}$  越小;随着铰链宽度  $b$  增大,微动工作台转动刚度  $K_{ax}$  有所增加,该趋势与理论公式(8)、(10)结果相一致。图 9 给出了微动台( $R=37.5 \text{ mm}, b=5 \text{ mm}, t=2 \text{ mm}$ ) 三个

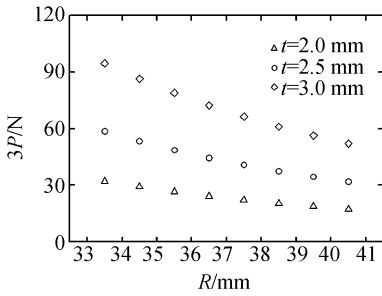


图 7  $z$  向驱动力与铰链半径关系

Fig. 7 Driving force versus hinge radius

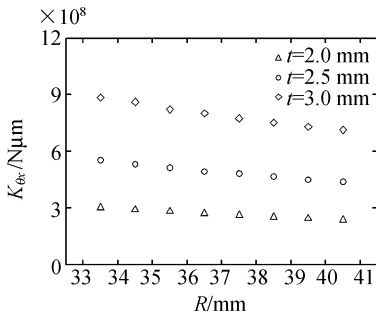


图 8 绕  $x$  轴转动刚度与铰链半径关系

Fig. 8 Rotational stiffness along  $x$  axis versus hinge radius

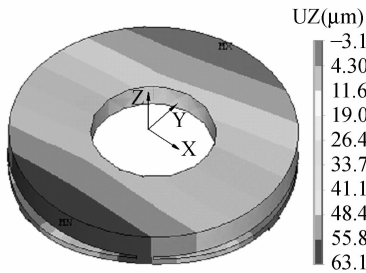


图 9 微动台变形图

Fig. 9 Deformation distribution of the stage

压电陶瓷位移为  $u_{z1} = 30 \mu\text{m}$ ,  $u_{z2} = 50 \mu\text{m}$ ,  $u_{z3} = 10 \mu\text{m}$  时的变形图。

### 3.3 应力分布及其影响因素分析

图 10 给出了微动工作台(其特征参数为  $R = 37.5 \text{ mm}$ 、宽度  $b = 5 \text{ mm}$ 、厚度  $t = 2 \text{ mm}$ )沿  $z$  方向位移为  $u_z = 60 \mu\text{m}$  时的 Von Mises 应力分布, 为便于观察, 图中变形放大 100 倍。从图 10 中可见, 在平板铰链根部应力集中较为严重, 为了避免在铰链处产生塑性变形, 应控制柔性铰链的最大 Von Mises 应力  $\sigma_{\text{max}}$  在许用应力  $[\sigma]$  范围内。

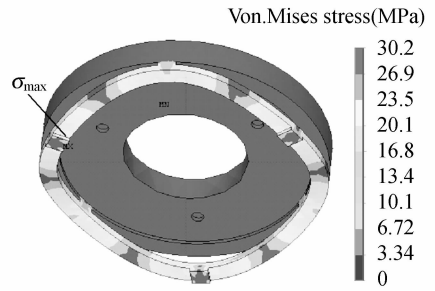


图 10  $u_z = 60 \mu\text{m}$  时的 Von. Mises 应力分布

Fig. 10 Von. Mises stress distribution with  $u_z = 60 \mu\text{m}$

从铰链半径  $R$  与  $\sigma_{\text{max}}$  关系(图 11)可看出, 当微动工作台沿  $z$  方向位移为  $u_z = 60 \mu\text{m}$  时, 其最大 Von Mises 应力  $\sigma_{\text{max}}$  随铰链半径  $R$  增大而减小, 随铰链厚度  $t$  增大而增大, 并且所有微动工作台的  $\sigma_{\text{max}}$  均远小于许用应力  $[\sigma]$ 。

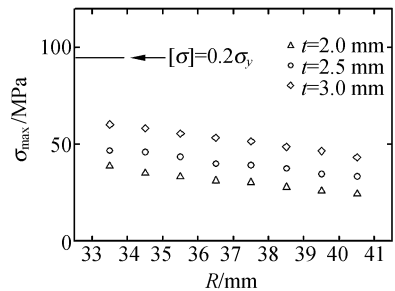


图 11 最大 Von. Mises 应力与铰链半径关系

Fig. 11  $\sigma_{\text{max}}$  versus hinge radius

分析微动工作台的  $\sigma_{\text{max}}$  与驱动力  $3P$  分布关系(图 12)可发现, 在相同输出位移  $u_z = 60 \mu\text{m}$  时, 微动工作台的铰链厚度  $t$  越大, 其驱动力  $3P$  及刚度  $K_z$  越大, 但在铰链根部应力集中现象趋于恶化。因此, 环形平板铰链厚度  $t$  的确定应综合考虑刚度及应力分布等多方面因素。

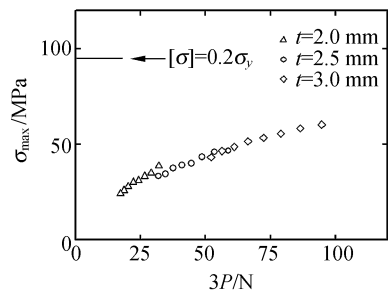


图 12 铰链最大 Von. Mises 应力与驱动力的关系

Fig. 12  $\sigma_{\text{max}}$  versus driving force

## 4 直角平板铰链参数优选方法

基于上述分析,给出了微动工作台环形平板铰链参数优选方法,如图13所示。当给定微动系统技术要求时,可参照图6~8、11、12,按流程(图13)初步选定微动工作台基本尺寸,并利用有

限元方法进行二次优化,便捷地找出微动系统的合理设计方案。

## 5 结论

(1) 设计了一种新型的呈等边三角形分布的三个压电陶瓷和环形平板铰链机构实现3-DOF( $u_z, \theta_x, \theta_y$ )精密运动。

(2) 建立了三维微动工作台的模型,基于结构力学理论,推导出微动工作台沿 $z$ 方向平动刚度和绕 $x$ 、 $y$ 方向转动刚度计算表达式,并得出其前三阶固有频率解析式。

(3) 进行了微动工作台的固有频率及沿 $z$ 方向平动刚度和绕着 $x$ 、 $y$ 方向转动刚度试验测试,其结果与理论分析及有限元计算结果吻合较好,说明理论计算和有限元模拟可用于微动工作台的设计及分析。

(4) 有限元分析结果表明:通过改变环形平板铰链尺寸,可控制和优化微动工作台的静、动力性能,拓宽了该类微动工作台的应用范围。

(5) 提出一种合理优选工作台环形平板铰链参数的简易方法。

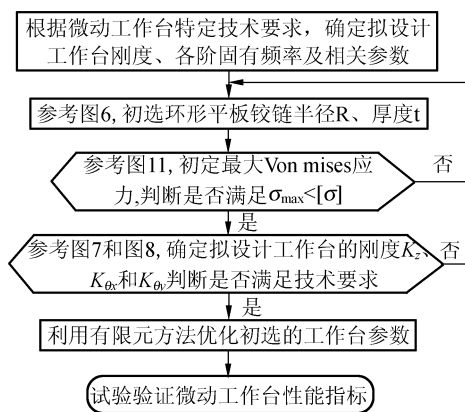


图13 环形平板铰链参数优选流程

Fig. 13 Procedure of optimizing ring plate hinges

## 参考文献:

- [1] ZHANG D, CHANG C, ONO T, *et al.* A piezodriven XY-microstage for multiprobe nanorecording[J]. *Sensors and Actuators*, 2003, 108(1-3): 230-233.
- [2] YANG R, JOUANEH M, SCHWEIZER R. Design and characterization of a low-profile micropositioning stage[J]. *Precision Engineering*, 1996, 18(1): 20-29.
- [3] 王姝歆, 陈国平, 周建华, 等. 复合型柔性铰链机构特性及其应用研究[J]. *光学精密工程*, 2005, 13(增): 91-97.  
WANG SH X, CHEN G P, ZHOU J H, *et al.* Compliant mechanisms consisted of compound flexible hinges and its applications[J]. *Optics and Precision Engineering*, 2005, 13(supp.): 91-97. (in Chinese)
- [4] XU W, KING T. Flexure hinges for piezoactuator displacement amplifiers flexibility, accuracy, and stress consideration[J]. *Precision Engineering*, 1996, 19(1): 4-10.
- [5] 刘品宽, 孙立宁, 荣伟彬, 等. 新型智能电化学微加工系统的研究[J]. *高技术通讯*, 2002, 6: 83-87.  
LIU P K, SUN L N, RONG W B, *et al.* Research on the system of electrochemical micro machining[J]. *High Technology Letters*, 2002, 6: 83-87. (in Chinese)
- [6] PAROS J M, WEISBORD L. How to design flexure hinges[J]. *Machine Design*, 1965: 151-157.
- [7] JOUANEH M, YANG R. Modeling of flexure-hinge type lever mechanisms[J]. *Precision Engineering*, 2003, 27(4): 407-418.
- [8] WU Y F, ZHOU ZH Y. An XYθ mechanism actuated by one actuator[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2004, 39(10): 1101-1110.
- [9] 刘品宽, 孙立宁. 新型二维纳米级微定位工作台的动力学分析[J]. *光学精密工程*, 2002, 10(2): 143-147.  
LIU P K, SUN L N. Dynamic analysis on a novel nanopositioning stage driven by PZT[J]. *Optics and Precision*

*Engineering*, 2002, 10(2):143-147. (in Chinese)

- [10] ELMUSTAFA A A, LAGALLY M G. Flexural-hinge guided motion nanopositioner stage for precision machining: finite element simulations[J]. *Precision Engineering*, 2001, 25(1): 77-81.
- [11] ZETTL B, SZYSZKOWSKI W, ZHANG W J. Accurate low DOF modeling of a planar compliant mechanism with flexure hinges: the equivalent beam methodology[J]. *Precision Engineering*, 2005, 29: 237-245.

**作者简介:**马立(1977—),女,黑龙江人,博士研究生,主要研究方向为微操作机器人技术;E-mail:malian@hit.edu.cn  
荣伟彬(1972—),男,黑龙江人,副教授,硕士生导师,主要研究方向为微操作机器人、微驱动技术;  
孙立宁(1964—),男,黑龙江人,教授,博士生导师,主要研究方向为微操作机器人、微驱动技术、机器人学。