

文章编号 1004-924X(2015)10-2860-10

双柔性平行六连杆微动平台结构的设计及测试

赵荣丽, 陈 新*, 李克天

(广东工业大学 广东省微纳加工技术与装备重点实验室, 广东 广州 510006)

摘要:采用直圆型柔性铰链设计了承载能力较大的双柔性平行六连杆微纳定位平台,并对其性能进行了测试。基于柔性铰链经典刚度公式计算了直圆型柔性铰链转动刚度,推导了双柔性平行六连杆微动平台在运动方向的整体刚度函数;建立了平台的动力学模型,得到了平台的固有频率解析式。基于静动态特性优化设计了双柔性平行六连杆微纳定位平台,得到了平台的优化参数。基于激光干涉仪和多普勒激光测振仪建立了平台的静动态特性测试系统。对微纳定位平台进行了试验和测试,结果显示:刚度的理论计算值为 $7.92 \text{ N}/\mu\text{m}$,试验值为 $7.44 \text{ N}/\mu\text{m}$,误差为 6.5% ;固有频率的理论模型值为 349.9 Hz ,实验值为 342.2 Hz ,误差为 2.3% 。空载和加载为 250 、 500 、 $2\ 000$ 、 $2\ 250$ 、 $2\ 500 \text{ g}$ 时的平台位移表明加载不均匀会对平台输出位移产生较大的影响,当加载为 $2\ 500 \text{ g}$ 时,不均匀加载对位移的影响量约为均匀加载的 5 倍。此外,平台最大位移为 $56.59 \mu\text{m}$ 。重复定位精度测试显示,在施加电压 50 、 100 、 150 V 时,定位平台在同一输入电压下的位移最大偏差为 $0.896 \mu\text{m}$ 。实验结果表明,建立的双柔性平行六连杆的刚度和固有频率计算模型是正确的,设计的微动平台的最大位移及精度可满足设计要求。

关键词:双柔性平行六连杆;微动平台;刚度;固有频率;激光干涉仪;多普勒激光测振仪

中图分类号:TH703;TP273 **文献标识码:**A **doi:**10.3788/OPE.20152310.2860

Design and experiments of micro motion platform based on a pair of flexible parallel six-bar linkages

ZHAO Rong-li, CHEN Xin*, LI Ke-tian

(Guangdong Provincial Key Laboratory of Micro-nano Manufacturing Technology and Equipment, Guangdong University of Technology, Guangzhou 510006, China)

* Corresponding author, E-mail: chen.x@gdut.edu.cn

Abstract: A micro motion platform with a pair of flexible parallel six-bar linkages and larger bearing capacity was designed based on a right circular flexure hinge and its performance was tested. The rotational stiffness of the right circular flexure hinge was calculated by classical stiffness equation, then the stiffness equation of the platform with a pair of flexible parallel six-bar linkages in a motion direction was deduced. The dynamic model of the platform was established with Lagrange equation, and the analytical formula of natural frequency of the platform was deduced. The micro motion platform was designed and optimized and the parameters of the flexure hinge were optimized based on the static and dynamic characteristics. A test system for static and dynamic characteristics of the micro motion

收稿日期:2015-03-20;修订日期:2015-04-23.

基金项目:广东省引进创新科研团队计划资助项目(201001G0104781202);广东省科技计划项目(2012B091000082, 2011A090200119);国家自然科学基金项目(No. 51275093)

platform was established based on a laser interferometer and a laser Doppler vibrometer. The test results show that the error of stiffness is 6.5% between the theoretical value 7.92 N/ μm and the experiment value 7.44 N/ μm , and the error of nature frequency is 2.3% between the theoretical value 349.9 Hz and the experiment value 342.2 Hz. The displacements under no-load and the loading of 250, 500, 2 000, 2 250, 2 500 g indicate that the uneven loading has larger influence on the displacement of the platform. When the loading is 2 500 g, the effect by uniform loading is about five times as much as that of nonuniform loading. The max displacement of the platform is 56.59 μm . Moreover, the repeated accuracy of positioning is tested and the results indicate that the max displacement deviation is 0.896 μm on the voltage of 50, 100, 150 V. It concludes that the calculation models of the stiffness and natural frequency are correct and the max displacement and accuracy match the design demand.

Key words: a pair of flexible parallel six-bar linkages; micro motion platform; stiffness; natural frequency; laser interferometer; laser Doppler vibrometer

1 引 言

目前,微电子制造、生物医疗工程、光学微装配及超精密加工等领域对微纳定位系统的要求越来越高^[1-2],多要求平台既具有较高的响应速度,又要具有较高的定位精度和稳定性。压电陶瓷驱动的柔性铰链定位系统可实现纳米级定位,因此,该结构已经成为超精密加工领域的一个重要研究方向。Polits 等^[3]研制的高精度柔性定位工作台,可实现沿 xy 向 15 μm 的移动行程,调节时间小于 0.18 ms,分辨率达 1 nm;Li 等^[4]设计了一种 xyz 向完全解耦的微定位工作台,试验行程为 131.5 $\mu\text{m} \times 131.5 \mu\text{m} \times 131.5 \mu\text{m}$,分辨率为 180 nm;cheng 等^[5]提出高速扫描工作台,开展了动力学分析及控制策略等研究,扫描行程为 80 μm ,闭环控制的定位精度为 0.02 μm 。张彦斐等^[6]以压电陶瓷为驱动元件,设计了一种 2 自由度大行程微定位平台,沿 xy 向的移动行程为 235 $\mu\text{m} \times 235 \mu\text{m}$, x 、 y 向的单向行程达 278.5 μm ,理论分辨率为 5.95 nm;朱玉龙,汝长海^[7]研究了双压电驱动的宏微结合二维纳米定位台,微动台 X 方向的定位精度为 80 nm、分辨率为 18 nm, Y 方向的定位精度为 88 nm、分辨率为 22 nm;马力^[8]等人在具有位移放大作用的桥式机构方面做了大量研究,分析了平台的刚度与固有频率特性;俞松松^[9,10]设计了大行程 5 自由度的微纳传动平台,对平台的静动态特性进行了实

验研究,承载能力实验表明其最大载物力约为 10 N(1 000 g)。裴旭等人^[11]针对大行程柔性铰链的特点提出了利用工具显微镜辅助测量大行程柔性铰链刚度和精度的通用实验方案;周京博,孙涛^[12]研究了双柔性支撑的伺服刀架系统,并运用质量块以及电容测微仪测量了刀架的刚度。上述平台均用于较轻载荷的场合。本文设计了可承受较重载荷的微纳定位平台,利用压电陶瓷作为驱动器,双柔性平行 6 连杆作为导向机构,基于吴鹰飞^[13,14]刚度计算公式推导计算了柔性机构的刚度,得到了固有频率解析式,并利用设计的直接施加力机构和激光干涉仪构建了刚度测试系统,测量了平台的刚度;基于多普勒激光测振仪构建了固有频率测试系统,研究了微纳定位平台的静动态特性。

2 双柔性平行六连杆微动平台结构

柔性机构靠构件具有的柔性来输出位移或力^[15],按切口截面轮廓的形状可以分为椭圆型柔性铰链、直圆型柔性铰链、直角型柔性铰链和复合型柔性铰链等^[16]。直圆型柔性铰链运动精度高,易于加工,应用最广,本文所设计的微动平台运动范围较小,故选用了直圆型柔性铰链,其结构及参数如图 1 所示。

图 1 中 b 为柔性铰链宽度, t 为柔性铰链厚度, R 为直圆型柔性铰链切口半径, H 为柔性铰链高度。

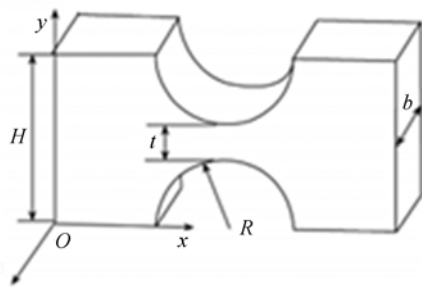


图 1 直圆型柔性铰链
Fig. 1 Right circular hinge

微动平台有具有位移放大作用的桥式机构以及无位移放大作用的导向机构,无位移放大作用的导向机构有单柔性 4 连杆机构以及双柔性 4 连杆机构。双柔性平行 4 连杆结构由于结构对称,消除了垂直位移方向产生的定位误差。微动平台承重台面积较大,为了减小由于受力不均匀而导致柔性铰链变形所引起的定位精度的下降,以及提高系统的动态响应,基于双柔性平行 4 连杆结构的原理设计了双柔性平行 6 连杆机构微动平台,该微动平台结构如图 2 所示,其工作原理如图 3 所示。

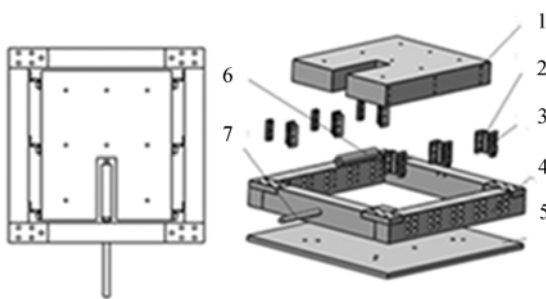


图 2 微动平台结构
Fig. 2 Structure of micro motion platforms

图 2 中的 1 为承载平台,可放置工件或者固定其它定位平台;2 为柔性铰链,采用直圆型柔性铰链,形成导向机构;3 为金属垫片,用来固定承载平台;4 为固定框架,可将承载平台固定在固定平台 5 上;6 为压电陶瓷,可控制平台的输入;7 为预紧螺栓,为压电陶瓷提供预紧力。图 3 中,由于受到 Y 方向作用力时,承载平台在两侧的柔性铰链的导向作用下,产生 ΔY 的位移,该结构在承载平台两侧有对称的柔性铰链连杆导向机构,使得承载平台在力 F 作用下,两侧的连杆产生等量转

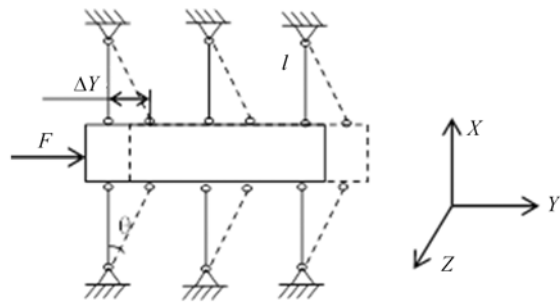


图 3 双柔性平行六连杆机构
Fig. 3 Structure of platform with a pair of flexible parallel six-bar linkage

角的转角变形,因此只产生 Y 向的直线运动,不会产生 X 向的位移耦合,是双柔性的连杆机构。该结构由 6 连杆支撑,承载能力较大,并且最大限度减少了由于承载力的增大以及受力不均匀而引起的 Z 向的位移耦合,增大了大面积承载平台的刚度,提高了响应能力。

3 微动平台特性分析

3.1 直圆型柔性铰链的刚度计算

早期柔性铰链的刚度计算主要利用 J. M. PAROS 和 L. WEISBORD 推导的公式^[17],后来我国的吴鹰飞^[13,14]改进了 J. M. PAROS 和 L. WEISBORD 的计算公式,本文基于吴鹰飞的刚度计算公式进行柔性铰链的刚度设计。直圆柔性铰链的切口是 2 个垂直于端面的对称半圆柱面,即 $\theta=90^\circ$ 。

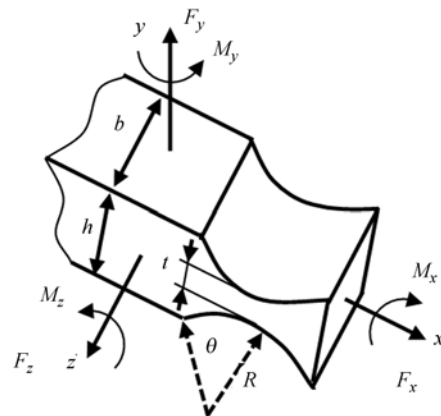


图 4 柔性铰链结构尺寸以及受力图
Fig. 4 Dimensions, forces, moments and deflections of flexure hinge

图 4 所示为柔性铰链的几何结构、受力和变形。柔性铰链的几何尺寸为宽度 b 、厚度 t 、切割半径 R 和圆心角 θ 。柔性铰链左端的受力和力矩为 F_x 、 F_y 、 F_z 、 M_y 和 M_z 。假设柔性铰链的右端为相对固定端,则柔性铰链左端的变形为 α_x 、 Δ_x 、 α_y 、 Δ_y 和 Δ_z 。

(1) 转角刚度:

$$K_{\alpha_z} = \frac{M_z}{\alpha_z} = \frac{EbR^2}{12f_2}, \quad (1)$$

式中:

$$f_2 = \frac{2s^3(6s^2+4s+1)}{(2s+1)(4s+1)^2} + \frac{12s^4(2s+1)}{(4s+1)^{\frac{5}{2}}} \arctan\sqrt{4s+1}$$

$$s = R/t.$$

(2) 转角刚度:

$$K_{\alpha_y} = \frac{M_y}{\alpha_y} = \frac{Eb^3}{12f_1}, \quad (2)$$

式中: $f_1 = \frac{2(2s+1)}{\sqrt{4s+1}} \arctan(\sqrt{4s+1}) - \frac{\pi}{2}$

(3) 拉伸刚度:

$$K_{\Delta_x} = \frac{F_x}{\Delta_x} = \frac{Eb}{f_1}. \quad (3)$$

3.2 双柔性平行 6 连杆机构静态刚度分析

如图 3 所示,设驱动力为 F ,机构在 Y 方向发生的位移为 ΔY ,铰链发生的角位移为 θ ,设每个柔性铰链的转角刚度都为 K_{α_z} ,忽略拉伸变形,则每个柔性铰链由于弯曲变形所存储的弹性势能为:

$$u = \frac{1}{2} K_{\alpha_z} \theta^2. \quad (4)$$

所设计的双柔性平行 6 连杆机构中有 12 个同样的柔性铰链,而驱动力 F 所做的功为 $W = F\Delta Y/2$,则根据功能原理可得:

$$\frac{F\Delta Y}{2} = 12 \times \frac{1}{2} K_{\alpha_z} \theta^2. \quad (5)$$

由于角位移 θ 足够小,可做如下近似:

$$\theta \approx \tan \theta = \frac{\Delta Y}{l},$$

可得到微动平台 Y 向整体刚度为:

$$K_Y = \frac{F}{\Delta Y} = \frac{12K_{\alpha_z}}{l^2}. \quad (6)$$

3.3 双柔性平行 6 连杆机构固有频率分析

计算平台的固有频率可避免平台工作在固有频率附近以产生共振,从而影响平台的定位精度。

双柔性平行 6 连杆微动平台动态模型如图 5 所示。

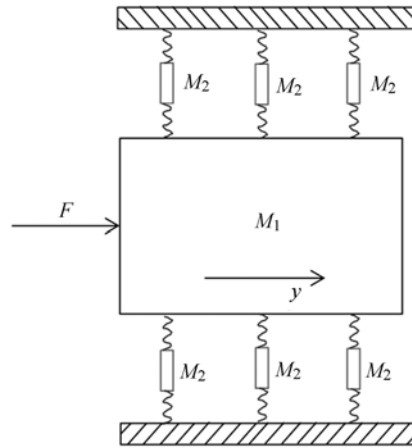


图 5 微动台动态模型图
Fig. 5 Dynamic model of platform

则可知微动台在其运动方向上的支撑系统动能为:

$$T = \frac{1}{2} M_1 \Delta \dot{Y}^2 + 6 \left[\frac{J \dot{\theta}^2}{2} \right], \quad (7)$$

式中: M_1 为 y 方向微动台的质量; ΔY 为微动台 y 方向上的位移; J 为 y 方向平行六杆机构中刚性连杆对端点的转动惯量, $J = \frac{M_2 l^2}{12}$, 其中, M_2 为柔性铰链连杆质量。

由前述可知,转角 θ 位移量非常小, $\theta \approx \tan \theta = \frac{\Delta Y}{l}$, 故可得:

$$T = \frac{1}{2} M_1 \Delta \dot{Y}^2 + 6 \left[\frac{J}{2} \frac{\Delta \dot{Y}^2}{l^2} \right] = \left[\frac{M_1}{2} + \frac{3J}{l^2} \right] \Delta \dot{Y}^2. \quad (8)$$

由前述 3.2 可知,所设计的平行 6 杆机构中有 12 个同样的柔性铰链,则可知系统势能为:

$$U = 12 \times \frac{1}{2} K_{\alpha_z} \theta^2 = 6 K_{\alpha_z} \left[\frac{\Delta Y}{l} \right]^2. \quad (9)$$

对于具有完整约束、自由度数为 n 的系统,在外力 F 作用下的运动方程满足式(10)的拉格朗日方程:

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right] - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial U}{\partial q_j} = F (j=1, 2, \dots, n), \quad (10)$$

式中: q_j 为系统所取广义坐标; T 为系统动能; U 为势能。取 ΔY 为其广义坐标,则将式(8)、式(9)代入式(10)可得:

$$\frac{\partial T}{\partial \Delta \dot{Y}} = \left(M_1 + \frac{6J}{l^2} \right) \Delta \dot{Y}$$

即:

$$\Delta \dot{Y} + \frac{12 K_{\alpha_z}}{M_1 l^2 + 6J} \Delta Y = \frac{F}{M_1 + \frac{6J}{l^2}} \quad (11)$$

因此,所设计的微动平台固有圆频率为:

$$\omega_{ny} = \sqrt{\frac{12 K_{\alpha_z}}{M_1 l^2 + 6J}} \quad (12)$$

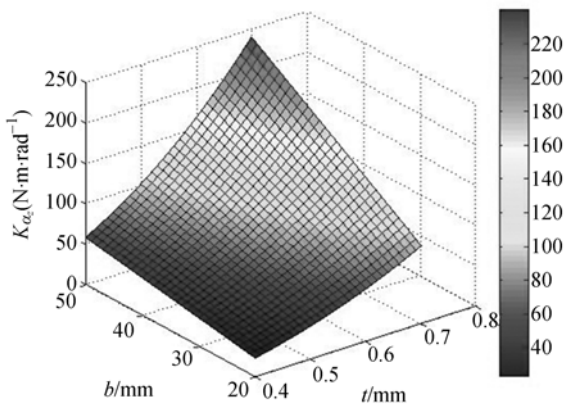
由 $J = \frac{M_2 l^2}{12}$ 得:

$$f_y = \frac{\omega_{ny}}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{12 K_{\alpha_z}}{M_1 l^2 + 6J}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{12 K_{\alpha_z}}{\left(M_1 + \frac{M_2}{2} \right) l^2}} \quad (13)$$

3.4 双柔性平行 6 连杆机构静动态特性影响因素

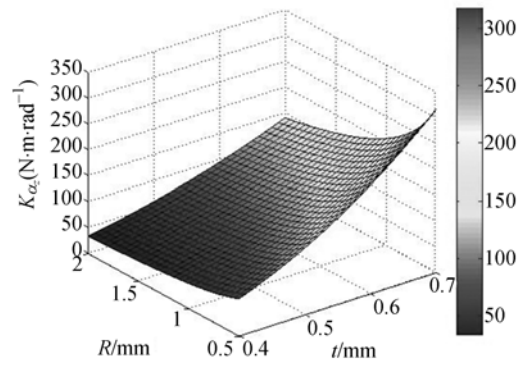
当 t, b, R 某一参数变化时,会引起机构刚度、固有频率的变化。为了得到平台的静动态最优参数,设置柔性铰链厚度 t 为 $0.4 \sim 0.75$ mm,柔性铰链宽度尺寸 b 为 $20 \sim 50$ mm,柔性铰链切口半径 R 为 $0.5 \sim 2.0$ mm,其刚度和固有频率变化规律如图 6 所示。

由图 6 可知,随着铰链厚度 t 和铰链宽度 b 的增大,刚度增大,输出位移减小,固有频率上升;随着切口半径 R 的增大,刚度减小,输出位移增大,固有频率下降,从曲线的趋势可知,铰链厚度 t 对性能影响最大。



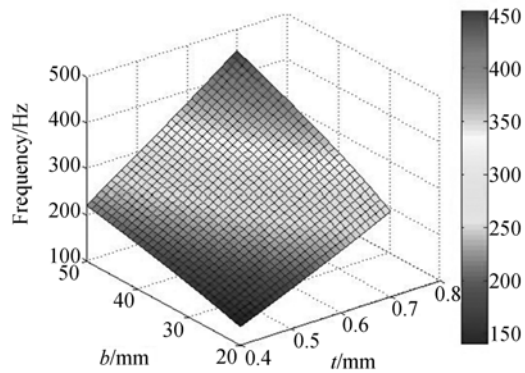
(a) t/b 对转动刚度的影响

(a) Influence of t/b on rotation stiffness



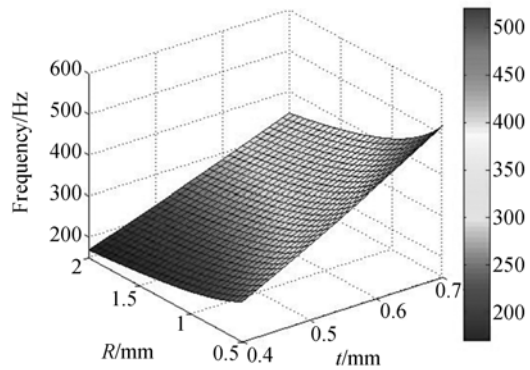
(b) t/R 对转动刚度的影响

(b) Influence of t/R on rotation stiffness



(c) t/b 对频率的影响

(c) Influence of t/b on frequency



(d) t/R 对频率的影响

(d) Influence of t/R on frequency

图 6 $t/b/R$ 对转动刚度及频率的影响

Fig. 6 Influences of $t/b/R$ on rotation stiffness and frequency

4 双柔性平行 6 连杆微动台参数优化

4.1 参数优化

由上述可知增大输出位移与提高固有频率在参数选取上是矛盾的,即微动台的静态性能与其

动态响应性能对参数要求相互矛盾,若要增大输出位移需要减小铰链厚度 t 和铰链宽度 b ,增大切口半径 R 。但平台需要具有较高的响应速度,需要提高系统的固有频率,即增大铰链厚度 t 和铰链宽度 b ,减小切口半径 R 。将 t, b, R, l 对输出位移与固有频率关系图进行纵坐标归一化处理,得到 t, b, R, l 对位移及固有频率的影响如图 7 所示,位移与频率曲线分别在 t, b, R, l 的某一参数下产生了交点,即考虑单一影响因素时的静动态性能平衡参数,权衡动态性能与静态性能以找到合适的柔性铰链参数。

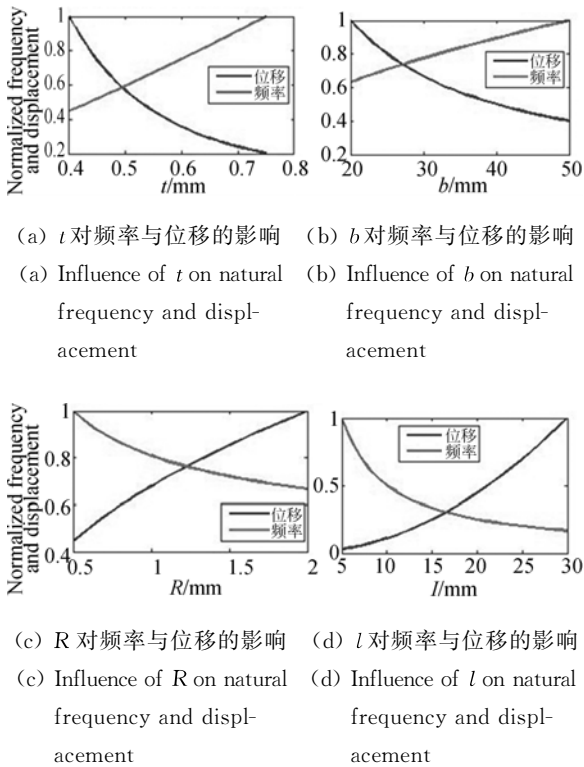


图 7 坐标归一化
 Fig. 7 Coordinates normalization

由图 7 可知,平台的位移和频率输出曲线在 $t = 0.5 \text{ mm}, b = 28 \text{ mm}, R = 1.2 \text{ mm}, l = 16 \text{ mm}$ 处分别产生了交点,说明在以上数值时动静态性能达到了平衡。柔性铰链参数 t 的变化对动静态性能的影响最大,其它参数影响较小,因为柔性机构位移输出量较小,但期望有较高的响应速度,同时考虑可加工性,将双柔性平行机构的参数设计为: $t = 0.6 \text{ mm}, b = 34 \text{ mm}, R = 1.5 \text{ mm}, l = 14 \text{ mm}$ 。由于加工过程的误差,最终加工的实物双平行六连杆微动平台的参数为: $t = 0.62 \text{ mm}, b = 34 \text{ mm}, R = 1.5 \text{ mm}, l = 14 \text{ mm}$ 。材料选用合金

钢,屈服强度为 $456 \text{ MPa}, E = 206 \text{ GPa}$,泊松比为 0.30 ,密度为 7.93 g/cm^3 ,其实物如图 8 所示:

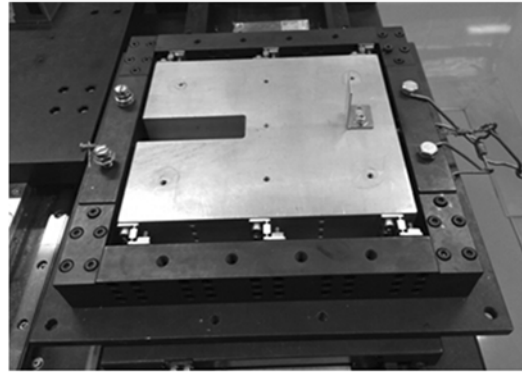


图 8 双柔性平行 6 连杆微动平台
 Fig. 8 Micro motion platform with a pair of flexible parallel six-bar linkages

4.2 刚度与固有频率计算

将参数 $t = 0.62 \text{ mm}, b = 34 \text{ mm}, R = 1.5 \text{ mm}, l = 14 \text{ mm}, E = 206\,000 \text{ MPa}$ 带入式(1)计算可得:

$$K_{\alpha} = 128 \text{ N} \cdot \text{m/rad}$$

将 K_{α} 值代入式(6)可得双柔性平行 6 连杆机构的整体刚度 $k_y = 7.92 \text{ N}/\mu\text{m}$ 。

根据微动台尺寸参数可算得微动台承载台的质量 M_1 为 1.6324 kg ,中间块质量 M_2 为 0.0118 kg 。则:

$$f_y = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{12K_{\alpha}}{(M_1 + \frac{M_2}{2})l^2}} = 349.9 \text{ Hz.} \quad (14)$$

5 实验研究

5.1 位移输出特性

微动平台不需要在高频状态下工作,但是在低频工作状态下,微动台需要保证其最大行程仍能满足要求。微动平台主要是补偿宏动台直线度,因此微动台受到低频电压驱动时其响应仍能保持在 $30 \mu\text{m}$ 以上。位移测量实验所使用的实验仪器:压电陶瓷驱动器采用芯明天科技有限公司的 XMT 型产品,最大驱动力为 900 N ,可输入电压 $0 \sim 150 \text{ V}$;激光干涉仪采用 RENISHAW 生产的 XL-80 型产品,它的测量精度是 $\pm 0.5 \times 10^{-6}$,分辨率可达 1 nm 。

在测试过程中,给压电陶瓷施加幅值为

150 V、频率为 10 Hz 的正弦变化电压激励,用激光干涉仪的动态测量模块来捕捉微动台的位移情况。得到微动台的位移曲线如图 9 所示。从所测数据可知,微动台在幅值为 150 V、频率为 10 Hz 的正弦变化电压激励下,能做正弦变化的位移响应,且响应幅值为 $56.59 \mu\text{m}$,能够达到设计要求。

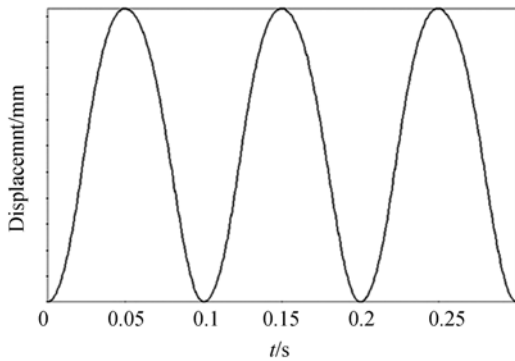


图 9 微纳平台动态响应曲线

Fig. 9 Dynamic curves of sine excitation for micro/nano positioning platform

5.2 刚度实验

压电陶瓷的迟滞效应对刚度测量有影响,此外为了减小力传感器安装等问题可能会带来的误差,使得测试数据准确,基于定滑轮原理设计了图 10 所示的机构,采用直接施加力的方式来获取驱动力。框架固定在隔振平台上,微动平台通过柔性铰链固定在框架上,柔索通过框架上的通孔与微动平台直接相连,柔索通过滑轮连接重物,将重物施加的力直接作用于微动平台,该原理力的加载直接且简单,易于增加或减少,消除了压电陶瓷、力传感器等带来的误差,测试过程中加载分别为:12.02、22.63、33.29、43.97、54.00、64.01、78.15、88.78、99.44、110.12、120.15、136.16 和 157.74 N,并依次读取激光干涉仪的位移读数。现场如图 11 所示,将实验数据利用 Matlab 最小二乘法拟合直线得到如图 12 所示的力-位移关系图。

通过拟合可知上升力刚度为 $7.45 \text{ N}/\mu\text{m}$,下降力刚度为 $7.44 \text{ N}/\mu\text{m}$,而上升力刚度和下降力刚度曲线基本重合,表明所设计的柔性机构线性度较好。由 4.2 中理论计算得到的刚度为 $7.92 \text{ N}/\mu\text{m}$ 。理论与实际计算的误差为 6.5%,可知所建立的双柔性平行 6 连杆的刚度计算模型是正确的。

微动平台刚度测试方式采用直接加力的方

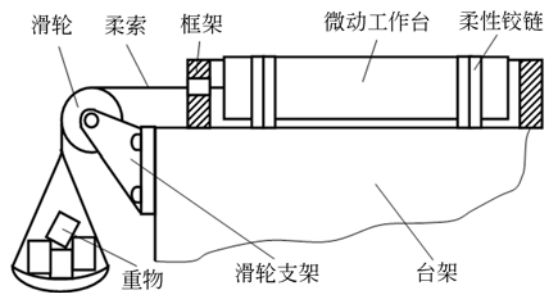


图 10 刚度测试原理

Fig. 10 Stiffness experimental theory

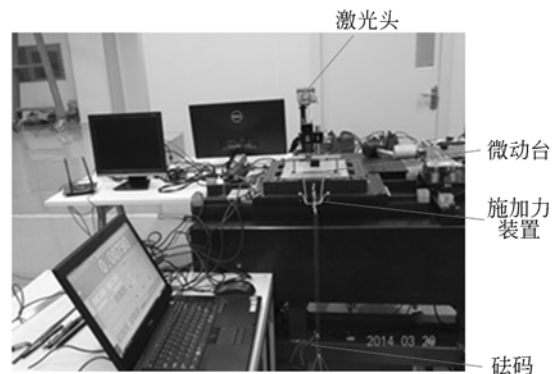


图 11 刚度测试系统图

Fig. 11 Stiffness experimental system

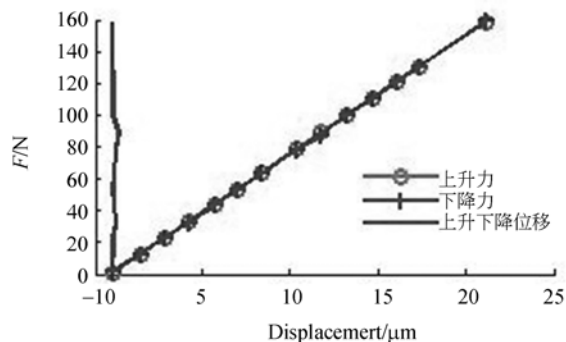


图 12 力-位移关系曲线

Fig. 12 Curves of force and displacement fitting by LS

式,无压电陶瓷迟滞非线性的影响,因此力值计算准确且直接,误差最小,误差主要来源是位移采集系统中环境噪声对位移采集的影响以及理论计算忽略了柔性铰链的拉伸变形。因为理论与实验误差为 6.5%,因此可认为理论以及实验方案是正确的。

5.3 承载能力实验

为了评价平台工作时的承载能力,搭建实验平台,用激光干涉仪分别检测空载,加载为 250、500、2 000、2 250 和 2 500 g 时的平台位移,压电

陶瓷输入 0~60 V 时的电压值,加载位置分别为图 13 所示的位置 1 和位置 2,实验数据拟合如图 14 所示。

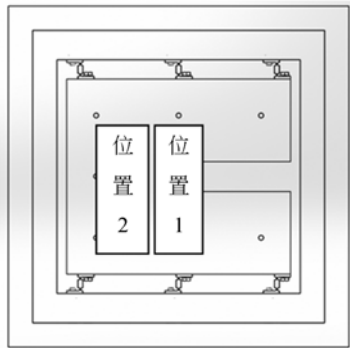


图 13 加载位置示意图

Fig. 13 Sketch map of loading position

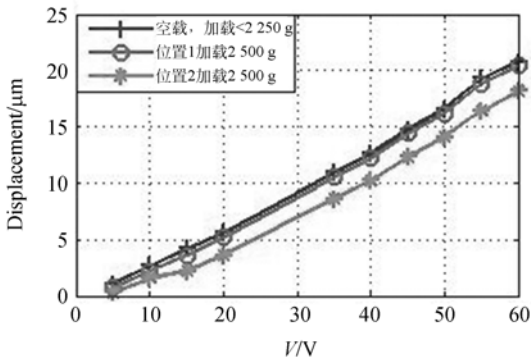


图 14 不同加载下平台静态响应

Fig. 14 Static response in different loadings

由图 14 可知平台的承载能力较大,加载小于 2 250 g 时与空载输出位移相同,当均匀加载(加载位置 1 时)达到 2 500 g 时,平台的输出位移稍有下降,但是只下降了约 0. 4 μm 的位移,说明平台的承载大于 2 500 g 时位移输出影响较小;加载不均匀时(加载位置 2 时),位移影响较大,在位置 2 加载时,当加载 2 500 g 时,位移下降约为 2 μm,为位置 1 处的 5 倍位移量。图 14 表明,加载不均匀会对平台输出位移产生较大的影响,因此平台工作时要尽量均匀加载。

5.4 固有频率测试

激光多普勒测振仪是非接触式振动测量仪,原理是基于测量从物体表面微小区域反射回的相干激光光波的多普勒频率,进而确定该测点的振动速度 $v^{[18]}$ 。POLYTECH 激光测振仪的接线如图 15 所示。图中主要部件是扫描头(Scanning

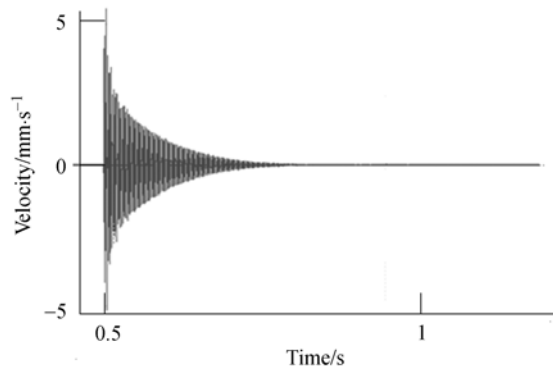
head)、接线箱(Junction box)、PC(激光测振设备电脑硬件和处理软件)。在测量中必须校准扫描头垂直于微动台表面。



图 15 固有频率测试系统

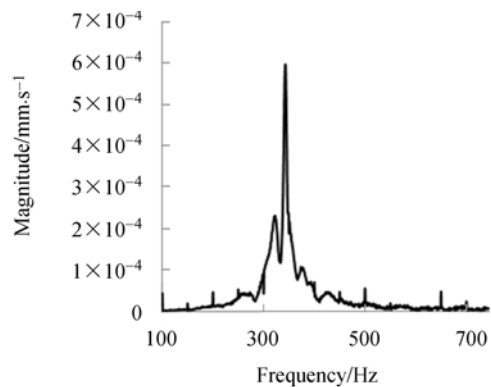
Fig. 15 Natural frequency experimental system

激光多普勒测振仪测得的微动平台振动信号如图 16 所示。为了保证测量数据的准确性,进行 5 次测量,其实验数据如表 1 所示。



(a)时域信号

(a)Time domain signals



(b)频谱图

(b)Spectrogram

图 16 微动平台振动信号

Fig. 16 Vibration signals of platform

表 1 固有频率测试数据

Tab. 1 Data of natural frequency

序号	频率/Hz
1	344.5
2	343.8
3	343.0
4	342.2
5	337.5

从图 16 和表 1 可知,平台的固有频率为 342.2 Hz,由 4.2 节可知理论计算的平台固有频率为 349.9 Hz,误差为 2.3%,由此得知所建立的平台的固有频率解析式是正确的。

5.5 重复定位精度实验

为了评价平台的重复定位精度,搭建了实验平台,因为压电陶瓷控制系统中输入的是电压,因此,实验中平台输入递增电压,在施加电压为 50、100 和 150 V 时分别做 3 次实验,采集其位移值,微动台的位移值如表 2 所示。可知在同一输入电压下位移最大偏差为 0.896 μm 。

表 2 重复定位精度

Tab. 2 Repeated accuracy of positioning

电压/V	位移/ μm	误差/ μm
50	19.292	0.584
	19.408	
	19.876	
100	39.895	0.788
	40.465	
	40.683	
150	55.829	0.896
	55.645	
	56.725	

参考文献:

- [1] KYUNG S M, WOO C C, SHIN H S. Static and dynamic analysis of a nano-positioning flexure-hinge stage with a flexible lever mechanism [J]. *Engineering Manufacture*, 2005, B08504: 447-454.
- [2] 马力,荣伟斌,孙立宁. 三维纳米级微动台的设计与分析[J]. *光学 精密工程*, 2006, 14(6): 1017-1024. MA L, RONG W B, SUN L N. Design and analysis of a novel 3-DOF nano-positioning stage [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2006, 14(6): 1017-1024. (in Chinese)
- [3] POLIT S, DONG J Y. Development of a high-band-

6 结 论

本文基于直圆型柔性铰链刚度模型建立了双柔性平行 6 连杆微动平台的刚度计算模型,基于拉格朗日方程,建立了微/纳定位平台的动力学模型,推导了平台的固有频率的解析式,获得了铰链几何参数与微动台刚度、固有频率的关系,基于静、动态性能平衡的原理,得到了平台的优化参数。运用所建立的刚度模型计算得到所设计的双柔性平行 6 连杆机构的刚度达到 7.92 $\text{N}/\mu\text{m}$;运用固有频率解析式计算得到平台的理论固有频率为 349.9 Hz。平台最大位移可达 56.59 μm ,能够达到设计要求。基于激光干涉仪和激光测振仪搭建了系统实验模型,实验显示系统具有良好的动态跟踪性能。运用激光干涉仪、刚度测试装置进行了微动台刚度试验,输入力为 12.02~157.74 N 时,运用最小二乘拟合曲线得到平台的测试刚度为 7.44 $\text{N}/\mu\text{m}$,理论与实际计算的误差为 6.5%,可知所建立的双柔性平行 6 连杆的刚度计算模型是正确的。压电陶瓷输入 0~60 V 的电压值,在空载,加载为 250、500、2 000、2 250 和 2 500 g 时的平台位移表明,加载不均匀会对平台输出位移产生较大的影响。固有频率试验测得平台的固有频率为 342.2 Hz,与理论计算值的误差为 2.3%,表明所建立的平台固有频率解析式是正确的,理论模型和实验数据为平台的进一步优化设计提供了依据。平台在输入不同电压时重复定位位移偏差最大为 0.896 μm 。

- width XY nano-positioning stage for high-rate micro-nano manufacturing [J]. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 2011, 16(4): 724-733.
- [4] LI Y M, XU Q S. A totally decoupled piezo-driven XYZ flexure parallel micro-positioning stage for micro/nano manipulation [J]. *IEEE/ASME Transactions on Science and Engineering*, 2011, 8(2): 265-279.
- [5] CHENG L, ZHANG C J, ZHANG G J. High-speed and large-range scanning control of a piezoelectric stack actuated platform [C]. *Proceedings of the 8th World Congress on Intelligent Control and Automation*. Jinan: Shandong University Press, 2010: 5523-5527. (in Chinese)

- [6] 张彦斐,宫金良. 2自由度大行程微定位平台结构与参数设计[J]. 机械工程学报, 2010, 46(23): 30-35.
ZHANG Y, GONG J L. Structure and parameter design for two degrees of freedom micro-positioning mechanism with lager travel [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 46 (23): 30-35. (in Chinese)
- [7] 朱玉龙. 基于双压电驱动宏微结合的纳米定位台研究[D]. 苏州:苏州大学, 2013.
ZHU Y L. *Researching on Coarse-fine Nano-positioning Stage based on Dual Piezoelectric Drive* [D]. Suzhou: Suzhou University, 2013. (in Chinese)
- [8] 马力,谢炜,刘波,等. 柔性铰链微定位平台的设计[J]. 光学精密工程, 2014, 22(2): 338-345.
Ma L, XIE W, LIU B, et al.. Design of micro-positioning stage with flexure hinge [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2014, 22(2): 338-345. (in Chinese)
- [9] 林超,俞松松,等. 微/纳米定位平台的动态特性分析与试验[J]. 浙江工业大学学报(工学版), 2012, 46(8): 1375-1381.
LIN CH, YU S S, et al.. Dynamic analysis and testing of micro/nano-positioning platform [J]. *Journal of Zhejiang University (Engineering Science)*, 2012, 46(8): 1375-1381. (in Chinese)
- [10] 俞松松. 多尺度微/纳米定位系统的设计/分析及试验研究[D]. 重庆:重庆大学, 2011.
YU S S. *Design, Analysis and Testing of a Multi-scale Micro/nano-positioning System* [D]. Chongqing: Chongqing University, 2011. (in Chinese)
- [11] 裴旭,李远玥,侯振兴. 大行程转动柔性铰链性能测试及实验[J]. 光学精密工程, 2013, 21(4): 928-933.
PEI X, LI Y Y, HOU ZH X. Performance measurement and experiment for rotational flexural joint with large-stroke [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2013, 21(4): 928-933. (in Chinese)
- [12] 周京博,孙涛,侯国安. 双柔性支撑板快速伺服刀架优化设计与测试[J]. 光学精密工程, 2013, 21(2): 349-355.
ZHOU J B, SUN T, HOU G A. Optimal design and test of double elastic plate based fast tool servo [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2013, 21(2): 349-355. (in Chinese)
- [13] 吴鹰飞,周兆英. 柔性铰链的设计计算[J]. 工程力学, 2002, 19(6): 136-140.
WU Y F, ZHOU ZH Y. Design of flexure hinges [J]. *Engineering Mechanics*, 2002, 19(6): 136-140. (in Chinese)
- [14] 吴鹰飞,周兆英. 柔性铰链转动刚度计算公式的推导[J]. 仪器仪表学报, 2004, 25(1): 125-128, 137.
WU Y F, ZHOU ZH Y. Deduction of design equation of flexure hinge [J]. *Chinese Journal of Scientific Instrument*, 2004, 25(1): 125-128, 137. (in Chinese)
- [15] HER I. *Methodology for compliant mechanism Design* [D]. Purdue University, 1986.
- [16] GUI M CH, JIAN Y J, ZHI W L. Right-circular Corner-filletted Flexure Hinges [C]. *Proceedings of the 2005 IEEE International conference on Automation Science and Engineering Edmonton, Canada, August 1 & 2, 2005*: 249-253.
- [17] PAROS J M, WEISBORO L. How to design flexure hinges [J]. *Machine Design*, 1965, 37(27): 151-157.
- [18] 朱梦非,梁平. 基于LabVIEW的激光多普勒测速系统研究[J]. 国外电子测量技术, 2011, 30(5): 48-54.
ZHU M F, LIANG P. Research on laser doppler vibrometer based on LabVIEW [J]. *Foreign Electronic Measurement Technology*, 2011, 30(5): 48-54. (in Chinese)

作者简介:



赵荣丽(1979—),女,河北灵寿人,博士研究生,讲师,2005年于西安理工大学获得硕士学位,主要研究方向为超精密加工工艺及设备。E-mail: zhaorl@gdut.edu.cn



陈新(1960—),男,湖南澧县人,教授,博士研究生导师,1988年于哈尔滨工业大学获得硕士学位,1995年于华中理工大学获得博士学位。主要研究方向为制造业信息化、机械动力学理论与方法、微电子封装、超精密加工。E-mail: chenx@gdut.edu.cn

(版权所有 未经许可 不得转载)