

文章编号 1004-924X(2014)02-0338-08

柔性铰链微定位平台的设计

马立^{1,2,*}, 谢炜¹, 刘波¹, 孙立宁^{2,3}

(1. 上海大学 机电工程与自动化学院, 上海 200072; 2. 苏州大学 机器人与微系统研究中心, 江苏 苏州 215021; 3. 哈尔滨工业大学 机器人技术与系统国家重点实验室, 黑龙江 哈尔滨 150080)

摘要:设计了一种以平行板铰链机构进行导向,以桥式机构进行位移放大的新型压电陶瓷驱动微定位平台。应用弹性力学和材料力学理论建立该平台的桥式放大机构和平行板铰链机构的理论模型,分析了平台的驱动力、输出位移、刚度和固有频率,并运用 Matlab 软件优化了桥式机构铰链长度、厚度,平行板铰链长度及厚度等几何参数,获得了微定位平台的最优值。对优化后的结果进行了有限元仿真,并搭建了测试系统对平台性能进行了测试。测试结果显示,理论分析与实验结果的最大误差为 9.8%,有限元分析与实验结果的最大误差为 4.2%,得到的结果验证了理论分析和有限元分析的正确性,实现了平台体积小,放大倍数高,位移输出大的设计目标。

关键词:微定位平台;桥式机构;平行板机构;柔性铰链;有限元分析;优化设计

中图分类号:TP242 **文献标识码:**A **doi:**10.3788/OPE.20142202.0338

Design of micro-positioning stage with flexure hinge

MA Li^{1,2,*}, XIE Wei¹, LIU Bo¹, SUN Li-ning^{2,3}

(1. School of Mechatronics Engineering and Automation, Shanghai University, Shanghai 200072, China;
2. Robotics and Microsystems Center, Soochow University, Suzhou 215021, China;
3. State Key Laboratory of Robotics and System, Harbin Institute of Technology, Harbin 150080, China)

* Corresponding author, E-mail: malian@shu.edu.cn

Abstract: A micro-positioning stage driven by a piezoelectric ceramic is developed, which adopts a bridge-type flexure hinge mechanism to realize displacement amplification and uses a parallel board hinge mechanism to guide. Based on elastic mechanics and material mechanics, the theoretical models of bridge-type flexure hinge and parallel board hinge mechanisms are established and the driving force, output displacement, stiffness and natural frequency of the stage are analyzed. The Matlab software is used to optimize the geometric parameters, including the length and thickness of the bridge-type flexure hinge, and those of the parallel board hinge, By which the optimized parameters are obtained. The micro-positioning stage after optimization is simulated by Finite Element Analysis(FEA) and a test system is constructed to measure the micro-positioning stage. The experimental results show that the largest error between theoretical analysis and experimental result is 9.8%, and the largest error between FEA and experimental result is 4.2%, which verifies the accuracy of theoretical analysis and

收稿日期:2013-10-11;修订日期:2013-11-20.

基金项目:国家自然科学基金资助项目(No. 50905105);上海市自然科学基金资助项目(No. 13ZR1415800);上海市教育委员会科研创新资金资助项目(No. 14YZ008)

FEA, and achieves the stage design objective in smaller volumes, higher amplification and large displacement outputs.

Key words: micro-positioning stage; bridge-type mechanism; parallel board mechanism; flexure hinge; Finite Element Analysis(FEA); optimal design

1 引言

随着现代科学技术的飞速发展,微/纳米定位平台在微机电系统、航空航天、超精密加工、微外科手术、光学精密工程、电子及生物医疗等领域得到了广泛的应用^[1-5]。而采用压电陶瓷驱动的柔性铰链机构,兼具压电陶瓷的位移分辨率高、体积小、响应速度快、输出力大及静态不发热等特点和柔性铰链的无机械摩擦、不需要润滑、体积小、运动灵敏度高等优点,应用更为广泛。不过由于压电陶瓷的输出位移微小,要想获得较大的运动行程,需在确保高分辨率的情况下,放大压电陶瓷的输出位移。

微位移放大主要有杠杆放大、压曲放大及桥式放大^[6]等方式。杠杆放大机构简单,但机构尺寸大,杠杆机构刚度差,运动输入输出非线性,且机构中存在着位移损失,使得实际的位移放大比理论位移放大要小;压曲放大是用薄板或薄片的变形来进行放大,其放大倍数跟薄板的初始曲率有关,故放大倍数比较小;桥式放大整体结构紧凑、对称,位移放大倍数较大,位移的输入输出有良好的线性关系,稳定性强,且桥式放大机构的刚性较强,应用更广更普遍。

Qingsong Xu 和 Yangmin Li^[7]建立了桥式放大机构的模型,结构紧凑、横向刚度大,分析的理论结果与有限元结果近似。Hongwen Ma 和 Shaoming Yao 等人^[8]设计了新型的桥式放大机构,建立其数学模型,着重进行了铰链的分析与有限元的对比。Jun Hyung Kim 和 Soo Hyun Kim 等人^[9]设计了6自由度的三角桥式放大机构,分析了机构的静动态性能,其放大比达到25倍。而平行板铰链导向机构因其具有结构紧凑、无运动副间隙、无机械摩擦等优点是一种新型的导向机构。Chiying Lin 和 Poying Chen^[10]设计了平行板铰链结构作为导向机构来传递位移,利用双重前馈补偿来控制XY二维方向的位移,定位误差小,精度高。

本文设计了一种以平行板铰链机构进行导向,以桥式机构进行位移放大的新型微定位平台,以实现体积小,放大倍数高,位移输出大的目标。应用弹性力学和材料力学理论,建立了桥式和平行板铰链机构的静、动力学模型。在理论分析基础上,获得了几何特征参数对微定位平台静、动态特性的影响。建立了微定位平台的优化目标函数,对几何特征参数进行优化设计。运用有限元方法,对整个平台进行仿真研究,并进行了实验验证。

2 静态分析

2.1 桥式机构分析

微定位平台中的桥式机构结构如图1,原理如图2所示。其中,桥式机构的柔性铰链结构如图2(a)所示,由长度为 l 的刚性臂与厚度为 t 、长

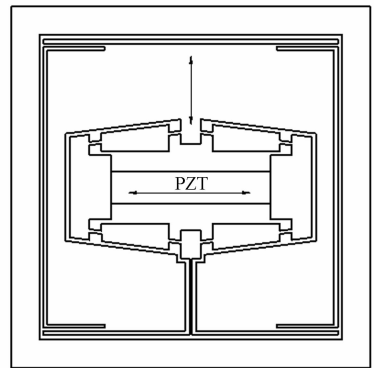


图1 微定位平台结构

Fig. 1 Structure of micro-positioning stage

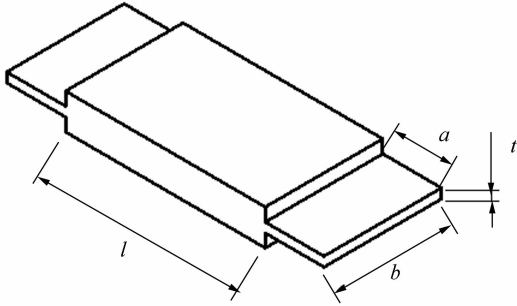
度为 a 、宽度为 b 的柔性铰链组成,各刚性臂之间通过柔性铰链无间隙地连接。应用弹性力学知识及相关文献^[11],柔性铰链可简化为一端简支另一端自由的悬臂梁,可得柔性铰链的弯曲刚度 K_a 和拉伸刚度 K_l :

$$K_a = \frac{Ebt^3}{12a}, \quad (1)$$

$$K_l = \frac{Ebt}{a}, \quad (2)$$

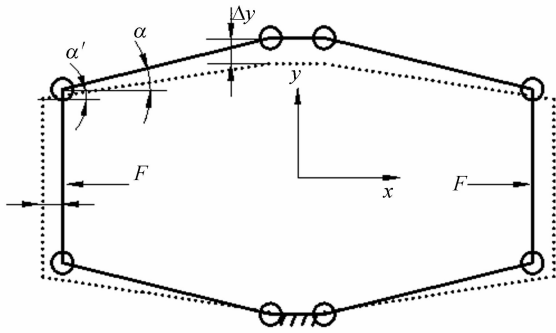
式中: E 为平台材料的弹性模量。

图 2(b)为桥式机构原理图,由图可知,当给图 1 中的压电陶瓷施加电压使其伸长时,在 x 轴方向上,桥式机构左右两端会受到力 F 的作用,产生输入位移 Δx ,这时柔性铰链发生弹性变形,在 y 轴方向上,桥式机构可获得一放大的输出位移 Δy 。



(a) 柔性铰链结构

(a) Structure of flexure hinge



(b) 原理图

(b) Schematic diagram

图 2 桥式机构原理图

Fig. 2 Schematic diagram of bridge-type mechanism

桥式机构为对称结构,故取其中一支桥臂进行分析,受力模型如图 3 所示。柔性机构桥臂两边受水平力 F_A 、 F_B 作用,在 A 、 B 两个铰链处各产生力矩 M_a 。根据力平衡原则, $F_A = F_B = F$ 。以铰链 B 做约束端, AB 桥臂上所受的力矩为:

$$F l_a \sin \alpha = 2M_a = 2k_a \Delta \alpha, \quad (3)$$

式中: l_a 为 AB 桥臂的长度(即, $l_a = l + a$), α 为桥臂与水平 x 轴的其角; $\Delta \alpha$ 为柔性铰链的转角。

将 A 点所受的 水平拉力 F 分解为沿 AB 桥臂方向的力 F_1 :

$$F \cos \alpha = F_1 = k_1 \Delta l, \quad (4)$$

式中: Δl 为柔性铰链的伸长长度。

对 AB 桥臂的 A 点施加水平拉力 F , A 点在

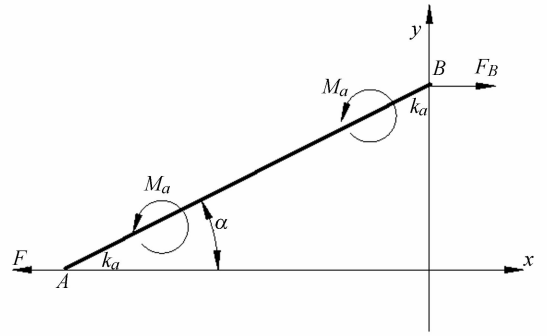


图 3 桥臂受力模型

Fig. 3 Model of bridge arm

水平方向上产生的位移为 Δx ,水平拉力所做的功为:

$$F \Delta x = F_1 \Delta l + 2M_a \Delta \alpha, \quad (5)$$

将式(3)和(4)代入式(5)得:

$$\Delta x = \frac{2k_a \cos^2 \alpha}{k_1 l_a \sin \alpha} \Delta \alpha + l_a \Delta \alpha \sin \alpha, \quad (6)$$

由此可得桥式放大机构的放大比为:

$$\frac{\Delta y}{\Delta x} = \frac{6l_a^2 \sin \alpha \cos \alpha}{t^2 \cos^2 \alpha + 6l_a^2 \sin^2 \alpha}, \quad (7)$$

结合式(3),可得输入力 F 与输出位移 Δy 的关系,即静刚度为:

$$K_1 = \frac{F}{\Delta y} = \frac{Ebt^3}{6al_a^2 \sin \alpha \cos \alpha}. \quad (8)$$

上述分析的是只受输入力 F 作用时桥式机构的刚度。如图 1 所示,桥式机构的末端连接着一个移动平台,所以,平行板铰链机构的弹性变形会产生一个反力 F' 作用在输出上,反力 F' 会减少位移的输出,根据弹性力学和材料力学,柔性铰链可以等效成理想的旋转关节,其反力 F' 的伪刚体模型如图 4 所示,运动位移由 $\Delta x'$ 、 $\Delta y'$ 表示,则柔性机构在力 F 的作用的变形 $\Delta y'$ 与柔性铰链的转

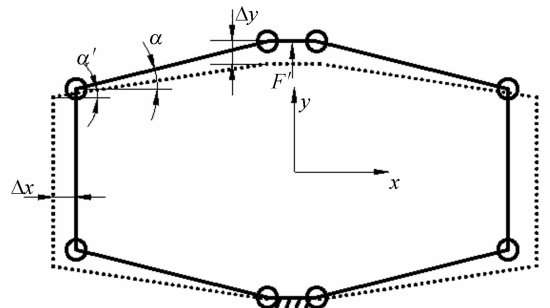


图 4 受反力 F' 时的变形模型

Fig. 4 Deformation model under reaction F'

角 $\Delta\alpha'$ 的关系表达式:

$$\Delta y' = 2l_a \cos \alpha \cdot \Delta\alpha' \quad (9)$$

力 F' 做的功等于 8 个柔性铰链的变形能总和,故可得:

$$W = \frac{1}{2} F' \Delta y' = \frac{Ebt^3 \Delta\alpha'^2}{3a} \quad (10)$$

联立式(9)、(10)可以得到受反力 F' 时的静刚度:

$$K_2 = \frac{F'}{\Delta y'} = \frac{Ebt^3}{6al_a^2 \cos^2 \alpha} \quad (11)$$

2.2 平行板铰链机构分析

平行板铰链机构作为弹性连接件,传递与导向位移,它与平台中间的质量块连接,如图 1 所示。4 条平行板无间隙地与质量块连接,桥式机构产生的位移与平行板弹性变形产生的位移共同作用从而获得质量块的输出位移。

4 条平行板机构对称分布,分析其中一条平行板机构(尺寸如图 5),最终 4 条平行板总刚度 K_s 为一条平行板刚度 k_s 的 4 倍,即:

$$K_s = 4k_s = \frac{4EW_s H_s^3}{L_s^3} \quad (12)$$

式中: W_s 为平行板的宽度($W_s = b$); H_s 为平行板的厚度; L_s 为平行板的长度。

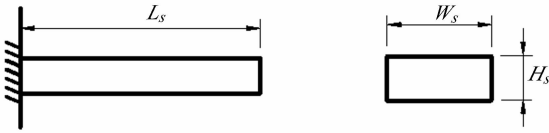


图 5 平行板机构结构

Fig. 5 Structure of parallel board mechanism

3 动态分析

微定位平台结构如图 1 所示,根据式(8)、(11)、(12),可以得到它们之间的关系:

$$\begin{cases} F = K_1 \Delta y \\ F' = K_2 \Delta y' \\ \Delta Y = \Delta y - \Delta y' \\ F' = K_s \Delta Y \\ K_y = 2K_2 + K_s \end{cases} \quad (13)$$

根据上式可以得出总刚度 K 和 y 方向上的刚度 K_y :

$$K = K_1 \left(1 + \frac{K_s}{K_2} \right) = \frac{E[24aW_s H_s^3 l_a^2 \cos^2 \alpha + L_s^3 bt^3]}{6al_a^2 \sin \alpha \cos \alpha L_s^3} \quad (14)$$

$$K_y = \frac{2Ebt^3 L_s^3 + 24aEW_s H_s^3 l_a^2 \cos^2 \alpha}{6aL_s^3 l_a^2 \cos^2 \alpha} \quad (15)$$

微定位平台采用平行板铰链作为移动副,应用弹性变形原理,实现无摩擦、无间隙的微运动传递。整个微定位系统可简化成具有一个输出位移,一个质点的弹簧-质点系统,则系统的动力学方程为

$$m\ddot{q} + K_y q = 0 \quad (16)$$

式中: m 为平台运动部分质量,由三维建模所得; K_y 为 y 向刚度; \ddot{q} 为平台运动加速度; q 为平台位移。

根据式(15)、(16)可以得到平台的固有频率为:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_y}{m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2Ebt^3 L_s^3 + 24aEW_s H_s^3 l_a^2 \cos^2 \alpha}{6maL_s^3 l_a^2 \cos^2 \alpha}} \quad (17)$$

4 参数优化设计

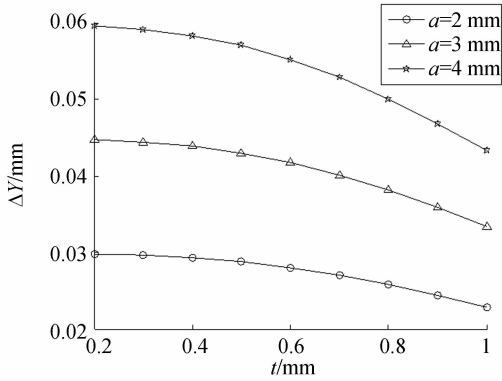
4.1 静态分析

由桥式机构的分析得出:柔性铰链厚度 t 增大时,平台的输出位移随之减小,两者呈非线性关系;当柔性铰链长度 a 增大时,输出位移也随之呈非线性增大。由平行板机构分析得出,当平行板铰链厚度 H_s 增大时,平台的输出位移随之减小;当平行板铰链长度 L_s 增加时,平台的输出位移随之增大。平台的输出位移与柔性铰链长度 a 、厚度 t 的关系如图 6(a),与平行板长度 L_s 、厚度 H_s 的关系如图 6(b)。由图 6(a)可知,当柔性铰链长度 a 一定时,输出位移随柔性铰链厚度 t 的变化规律一致,且当厚度 t 越小时,输出位移变化较小;而当厚度较大时,输出位移减小较快。当参数 t 一定时,从图上可以明显看出输出位移随着铰链长度 a 的增大而增大,对其影响也较明显。

由图 6(b)可知,对于不同 L_s 的值,位移输出与厚度 H_s 成反比,即随着厚度 H_s 的增大而减小,变化趋势也一致,非线性程度较小,即接近于线性变化。当厚度 H_s 一定时, L_s 值越大,其位移输出也明显增大。

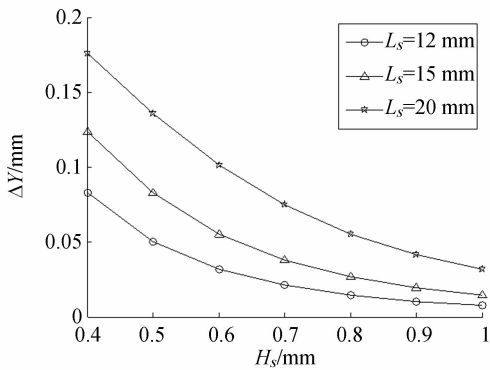
由图 6 可知,要增大输出位移,则要减小柔性铰链的厚度或增大铰链的长度,或者减小平行板的厚度 H_s 或增大平行板的长度 L_s 。因此,设计

两种结构时要考虑彼此厚度和长度对位移输出的影响。



(a) t, a 对输出位移 ΔY 的影响

(a) Influence of t, a on out displacement ΔY



(b) L_s, H_s 对输出位移 ΔY 的影响

(b) Influence of L_s, H_s on out displacement ΔY

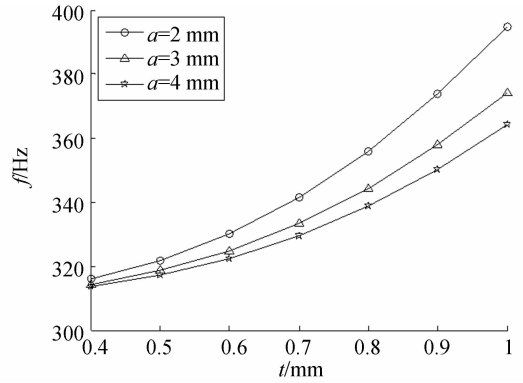
图 6 输出位移与几何参数的关系

Fig. 6 Relationship between geometric parameters and output displacements

4.2 动态分析

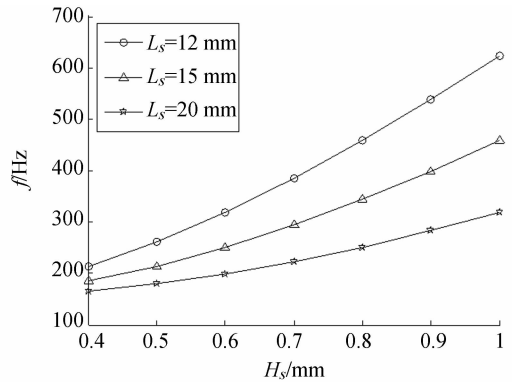
通过动态分析可得,柔性铰链的厚度 t 、铰链的长度 a 、平行板的厚度 H_s 、平行板的长度 L_s 对固有频率 f 均有影响,计算结果如图 7 所示。其中,图 7(a)为当平行板的厚度 H_s 、长度 L_s 一定时,固有频率 f 与柔性铰链的厚度 t 、铰链的长度 a 的关系;图 7(b)为当柔性铰链的厚度 t 、铰链的长度 a 一定时,固有频率 f 与平行板的厚度 H_s 、长度 L_s 的关系。

由图 7(a)可知,对于不同的 a ,固有频率 f 随着厚度 t 的增大而非线性增大,当 t 一定时,固有频率 f 随着 a 的增大而减小;由图 7(b)可知,对于不同的 L_s ,固有频率 f 随着厚度 H_s 的增大而非线性增大,当 H_s 一定时,固有频率 f 随着 L_s



(a) t, a 对固有频率的影响

(a) Influence of t, a on natural frequency



(b) L_s, H_s 对固有频率的影响

(b) Influence of L_s, H_s on natural frequency

图 7 固有频率与几何参数的关系

Fig. 7 Relationship between geometric parameters and natural frequencies

的增大而减小,与图 7(a)所表现的变化趋势相同。因此,为了提高平台的固有频率,应该尽可能减小铰链的长度 a 及平行板的长度 L_s ,或者增大铰链的厚度 t 及平行板的厚度 H_s 。

4.3 优化设计

目前,常用的优化算法包括遗传算法、粒子群算法、蚁群算法及二次规划算法等^[11-12]。遗传算法比较复杂;粒子群算法比遗传算法规则简单,没有遗传算法的交叉和变异操作,但它的局部寻优能力较差,容易造成在搜索空间中的多样性丢失,而且它是通过迭代搜寻最优值,计算量大。蚁群算法中的参数通常由试验方法决定,导致其优化性能与人的经验密切相关,所以很难使算法性能最优,同时求解时间较长。二次规划算法简化了约束优化问题的计算,容易处理不等式约束优化问题,使得算法的实现比较方便,计算量小,收敛

快,求解快速。本文即采用二次规划算法对微定位平台参数进行优化。

由上述微定位平台的静、动态分析可知,要提高平台的输出位移,需增大柔性铰链的长度 a 、平行板长度 L_s ,或者减小铰链的厚度 t 、平行板厚度 H_s 。而要提高平台的固有频率,就应减小铰链的长度 a 、平行板的长度 L_s ,或者增大铰链的厚度 t 、

平行板的厚度 H_s 。由此可知,微定位平台的静、动态性能是相互制约的。因此有必要对柔性铰链的厚度 t 及长度 a 、平行板长度 L_s 及厚度 H_s 进行优化,合理匹配这几个参数,使微定位平台的静、动态性能达到最优。所以以静、动态性能的乘积来反应微定位平台的总性能,建立其目标函数 $f(x)$ 为:

$$f(x) = \frac{1}{\Delta Y \cdot f} = \frac{1.36 \times 10^6 \times x_2^3 x_3^2 + 2.93 \times 10^6 \times x_4^3 x_1 (23.17 - x_1)^2}{134.39 \sqrt{1.6320 \times 10^7 x_1 (23.17 - x_1)^2 x_2^3 x_3^5 + 32155198 x_4^3 x_1 (23.17 - x_1)^2}}, \quad (18)$$

其优化目标为:

$$\min f(x) = \min \left(\frac{1}{\Delta Y \cdot f} \right). \quad (19)$$

线性约束条件如下:当柔性铰链的长度 a 增大时,桥式机构的输出位移也增大,但静刚度随之减小,则限制 $1.5 \leq a \leq 6$;当柔性铰链的厚度 t 增大时,桥式机构的输出位移减小,但有助于提高动态性能,则限制 $0.4 \leq t \leq 1.2$;根据平台的几何结构,限制 $12 \leq L_s \leq 20, 0.4 \leq H_s \leq 1.2$ 。即:

$$g_1(x) = 1.5 - x_1 \leq 0, g_2(x) = x_1 - 6 \leq 0$$

$$g_3(x) = 0.4 - x_2 \leq 0, g_4(x) = x_2 - 1.2 \leq 0$$

$$g_5(x) = 12 - x_3 \leq 0, g_6(x) = x_3 - 20 \leq 0$$

$$g_7(x) = 0.4 - x_4 \leq 0, g_8(x) = x_4 - 1.2 \leq 0.$$

非线性约束条件如下:根据平台的几何结构,平台的输出位移被平台运动部分外围的间隙所限制;由于材料的强度约束,平台的最大应力强度应小于材料的屈服强度;据所用的压电陶瓷的驱动频率,为了避免共振,平台的固有频率应大于其驱动频率。即:

$$g_9(x) = \frac{806.31936x_1(23.17-x_1)^2x_3^3}{(1.36 \times 10^6 \times x_2^3x_3^2 + 32155198 \times x_4^3x_1(23.17-x_1)^2)} \leq 0.8$$

$$g_{10}(x) = \frac{68 \times 10^3 \times (23.17 - x_1)x_2 \times (1.36 \times 10^6 x_2^3 x_3^2 + 32037694 x_4^3 x_1 (23.17 - x_1)^2)}{(4x_1(23.17 - 2x_1 + 0.5x_1)^2) \times 806.32x_1(23.17 - x_1)^2 \times x_3^3} \leq 470$$

$$g_{11}(x) = 100 - 10.81 \sqrt{\frac{2.72 \times 10^6 x_2^3 x_3^3 + 32037694 x_4^3 x_1 (23.17 - x_1)^2}{6x_1(23.17 - x_1)^2 \times 0.985147x_3^3}} \leq 0$$

利用 Matlab 对其进行二次规划,得到的优化结果为: $a=1.5 \text{ mm}, t=1 \text{ mm}, L_s=16 \text{ mm}, H_s=0.8 \text{ mm}$,根据这些参数得到位移输出 $\Delta Y=148.3 \mu\text{m}$,总刚度 $K=8.173 \text{ N}/\mu\text{m}$,固有频率为 394 Hz (式(17),其中 $m=0.254 \text{ kg}$)。

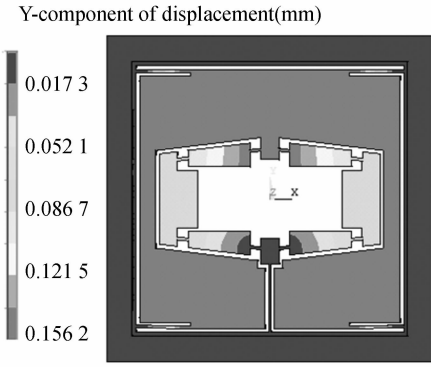
5 有限元仿真与实验测试

5.1 有限元仿真

为了验证微定位平台静、动力学模型的正确性,应用 ANSYS 软件对优化后的模型进行有限元分析。其结构模型如图 1 所示,平台的长、宽、高分别为 $90, 90$ 和 20 mm 。用 Solidworks 建立平台的三维模型,并将其导入 ANSYS 中,采用十

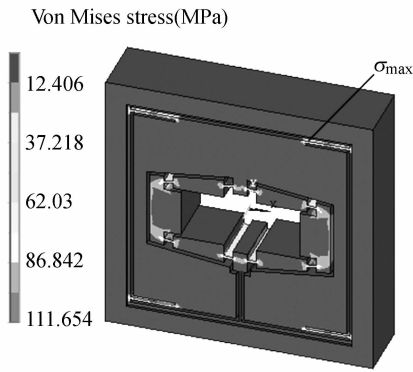
节点单元 SOLID92 对模型进行单元划分。平台材料选用超硬铝,它的弹性模量为 68 GPa ,密度为 $2700 \text{ kg}/\text{m}^3$,泊松比为 0.35 ,应力屈服极限为 470 MPa 。当图 1 中的压电陶瓷沿着水平方向向两端同时伸长 $20 \mu\text{m}$ (即输入位移 $\Delta x=20 \mu\text{m}$)的情况下,其分析结果如图 8 所示。

由图 8(a)可以得出其输出位移为 $156.2 \mu\text{m}$,由图 8(b)得到平台的最大应力为 112 MPa ,其最大值发生在平行板与平台运动部分的连接处,远远小于材料的许用应力,满足平台的使用要求。同时可以获得 PZT 作用在平台上的反力为 1212 N ,从而得到平台总刚度 K 为 $7.759 \text{ N}/\mu\text{m}$ 。对微定位平台进行了模态分析,其沿着 y 方向运动的固有频率为 357 Hz 。



(a) 变形分布

(a) Deformation distribution



(b) 应力分布

(b) Stress distribution

图 8 $\Delta x = 20 \mu\text{m}$ 时的仿真结果

Fig. 8 Simulation results when Δx is $20 \mu\text{m}$

5.2 实验测试

以优化后的结果进行平台加工,并对研制的微定位平台在输入位移 $\Delta x = 20 \mu\text{m}$ 时的输出位移采用 MCV-5005S 激光干涉仪进行了测试,结果如表 1 所示。固有频率采用锤击法同样利用激光干涉仪进行实验测试,测试装置如图 9 所示。得到微定位平台的位移-时间曲线如图 10(a)所示,通过傅里叶变换获得的频谱曲线如图 10(b)所示,其 y 方向的固有频率如表 1 所示。为了测得平台的刚度,利用砝码对平台运动部分进行加载,同时采用激光干涉仪测量平台运动部分的位移值,从而得出微定位平台的总刚度。

表 1 结果对比

	位移输出 ΔY / μm	位移误差 / %	频率 f / Hz	频率误差 / %	刚度 K / $\text{N} \cdot \mu\text{m}^{-1}$	刚度误差 / %
理论	148.3	8.7	394	7.7	8.173	9.8
有限元	156.2	3.9	357	2.5	7.759	4.2
实验	162.5	—	366	—	7.446	—

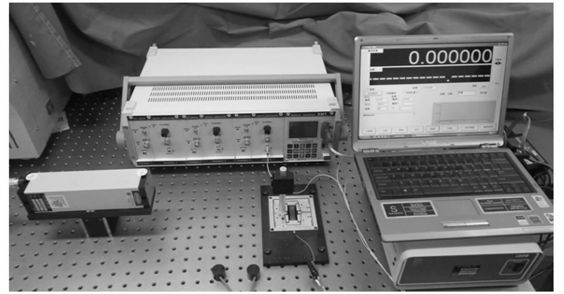
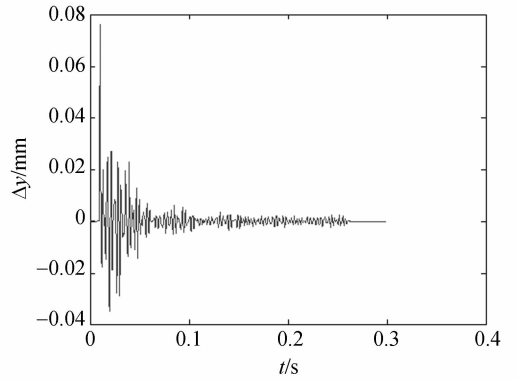


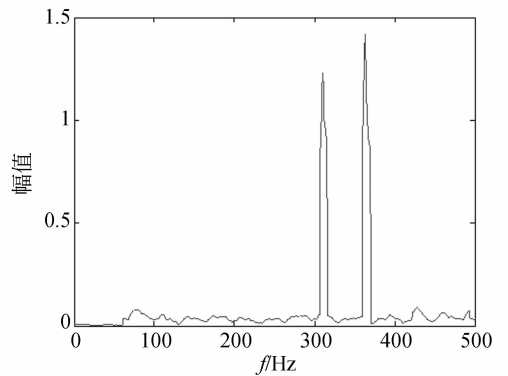
图 9 微定位平台固有频率测试装置

Fig. 9 Natural frequency test equipment of micro positioning stage



(a) 位移-时间曲线

(a) Curve of displacement-time



(b) 频谱曲线

(b) Curve of spectrum

图 10 固有频率测试结果

Fig. 10 Test result of frequency

从表1可以看出,理论分析与实验结果的最大误差为9.8%,有限元分析与实验结果的最大误差为4.2%,这是因为理论分析建立在一定假设基础上,有限元网格划分以及数值解具有近似性,而加工和测量过程也存在误差,故三者之间存在一定偏差。

6 结 论

设计了一种压电陶瓷驱动的新型微定位平

台,它以平行板铰链机构进行导向,以桥式机构进行位移放大。基于弹性力学和材料力学理论建立了桥式机构和平行板铰链机构的静、动力学模型,获得了铰链几何参数与平台输出位移、刚度及固有频率的关系。运用 Matlab 软件对其几何参数进行了优化,获得了微定位平台的最优值。通过有限元方法对平台结构进行仿真,搭建了测试系统对平台性能进行测试,实验结果与理论分析和有限元仿真结果的最大误差为9.8%,表明理论分析和有限元分析可用于微定位平台的设计。

参考文献:

- [1] MIKIO M, SHIN S. Displacement amplifier for piezoelectric actuator based on honeycomb link mechanism [J]. *Sensors and Actuators, A: Physical*, 2010, 157(1): 84-90.
- [2] NI Z Y, ZHANG D W, WU Y J, et al.. Analysis of parasitic motion in parallelogram compliant mechanism [J]. *Precision Engineering*, 2010, 34(1): 133-138.
- [3] 张昔峰, 黄强先, 袁钰, 等. 具有角度修正功能的大行程二维纳米工作台[J]. *光学精密工程*, 2013, 21(7): 1811-1817.
- [4] ZHANG X F, HUANG Q X, YUAN Y, et al.. Large stroke 2-DOF nano-positioning stage with angle error correction [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2013, 21(7): 1811-1817.
- [5] KIM J J, CHOI Y M, AHN D, et al.. A millimeter-range flexure-based nano-positioning stage using a self-guided displacement amplification mechanism [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2012, 50(4): 109-120.
- [6] 赵磊, 巩岩, 赵阳. 光刻投影物镜中透镜 X-Y 柔性微动调整机构[J]. *光学精密工程*, 2013, 21(6): 1425-1433.
- [7] ZHAO L, GONH Y, ZHAO Y. Flexure-based X-Y micro-motion mechanism used in lithographic lens [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2013, 21(6): 1425-1433.
- [8] 林超, 俞松松, 程凯, 等. 微/纳米定位平台的动态特性分析与试验[J]. *浙江大学学报*, 2012, 46(8): 1375-1381.
- [9] LIN C, YU S S, CHENG K, et al.. Dynamic anal-

ysis and testing of micro/nano-positioning platform [J]. *Journal of Zhejiang University*, 2012, 46(8): 1375-1381.

- [7] XU Q S, LI Y M. Analytical modeling, optimization and testing of a compound bridge-type compliant displacement amplifier [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2011, 46(2): 183-200.
- [8] MA H W, YAO S M, WANG L Q, et al.. Analysis of the displacement amplification ratio of bridge type flexure hinge [J]. *Sensors and Actuators, A: Physical*, 2006, 132(2): 730-736.
- [9] KIM J H, KIM S H, KWAK Y K, et al.. Development and optimization of 3-D bridge-type hinge mechanisms [J]. *Sensors and Actuators, A: Physical*, 2004, 116(3): 530-538.
- [10] LIN C Y, CHEN P Y. Precision tracking control of a biaxial piezo stage using repetitive control and double-feedforward compensation [J]. *Mechatronics*, 2011, 21(1): 239-249.
- [11] 胡俊峰, 张宪民. 3 自由度精密定位平台的运动特性和优化设计 [J]. *光学精密工程*, 2012, 20(12): 2686-2695.
- [12] HU J F, ZHANG X M. Kinematical properties and optimal design of 3-DOF precision positioning stage [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2012, 20(12): 2686-2695.
- [13] 刘鑫, 张志勇. 基于气囊缓冲的载人空降乘员防护装置优化设计 [J]. *机械工程学报*, 2012, 48(17): 10-20.
- [14] LIU X, ZHANG Z Y. Optimal Design of Passenger's Protection Devices in Manned Airdrop Based on Airbag Cushion [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2012, 48(17): 10-20.

作者简介:



马立(1977—),女,黑龙江佳木斯人,博士,副教授,2007年于哈尔滨工业大学获得博士学位,主要从事微操作机器人技术方面的研究。E-mail: malian@shu.edu.cn



谢焯(1988—),男,浙江宁波人,硕士研究生,主要从事纳米微驱动机器人、光学精密装配研究。E-mail: lance-lot512@126.com