文章编号:1004-2474(2018)02-0251-06

分布柔度桥式位移放大机构静动力学性能研究

赖磊捷,梅峻华,朱姿娜

(上海工程技术大学 机械工程学院,上海 201620)

摘　要:该文对分布柔度桥式位移放大机构的放大比、刚度特性及固有频率等静动力学性能进行了研究。首先,根据柔性梁单元的刚度矩阵建立了该放大机构的位移放大比及其输入刚度解析模型。随后根据柔性梁的变形曲线方程,通过求解变形曲线对时间的导数,得到梁上任一点速度以获得柔性梁在机构振动过程中动能表达,在此基础上,利用拉格朗日法建立了具有3个广义坐标的桥式放大机构的振动方程,并得到其工作方向的固有频率。最后利用有限元与实验方法对其动力学性能进行了测试。实验结果表明,解析计算结果与有限元分析及实验结果较吻合,证明了所建立的解析模型的准确性。

关键词:分布柔度;桥式放大机构;刚度矩阵;振动方程;有限元分析

中图分类号:TN384;TH113.1　　**文献标识码**:A　　**DOI**:10.11977/j.issn.1004-2474.2018.02.025

Study on Static and Dynamic Performances of Distributed-compliance Bridge-type Displacement Amplification Mechanism

LAI Leijie, MEI Junhua, ZHU Zina

(College of Mechanical Engineering, Shanghai University of Engineering Science, Shanghai 201620, China)

Abstract: In this paper, the amplification ratio, the stiffness and the natural frequency of the distributed-compliance bridge-type displacement amplification mechanism are studied. First, the analytical model of the displacement amplification ratio and stiffness properties is established based on the stiffness matrix of flexible beam element. Then, by solving the derivatives of deformation curves of beams versus time, the velocity of any point on the beam can be calculated to obtain the expression of kinetic energy in the vibrating beams. On this basis, the vibration equation of the bridge-type amplification mechanism with 3 generalized coordinates is established by using the Lagrange method, and the natural frequency in the working direction is obtained. Finally, the finite element analysis and the experimental verification are conducted to test the static and dynamic performances of the bridge-type mechanism. The experimental results indicate that the analytical results with respect to the finite element analysis and experimental results are in good agreement, which demonstrate the high accuracy of the analytical model.

Key words: distributed-compliance; bridge-type amplification mechanism; stiffness matrix; vibration equation; finite element analysis

0　引言

柔性机构具有无摩擦、无反向间隙、无需润滑、体积小和加工简单等优点,以柔性机构作为微位移导向部件的精密定位平台在微机电系统、扫描探针显微镜、超精密加工及生物细胞操作等领域有广泛应用[1-2]。然而,由于其驱动部件(如压电驱动器等)输出位移较小,其输出位移与尺寸比仅为10 μm/cm[3-4]。因此,为满足大位移的应用场合,通常需借助放大机构来扩大其输出位移。

杠杆机构广泛应用于各种微定位平台中,但由于杠杆臂的存在,它同时存在尺寸大,放大比小及固有频率低等缺点[5-6]。近年来,基于三角放大原理的桥式位移放大机构因其结构紧凑,放大率高和输出耦合位移小等优点,逐渐取代杠杆机构,越来越广泛的用于各类微位移装置中,各国研究人员也陆续对

收稿日期:2017-07-13
基金项目:国家自然科学基金资助项目(51605275,51705305);上海高校青年教师培养资助计划专项基金资助项目(ZZGCD15085)
作者简介:赖磊捷(1984-),男,浙江宁波人,讲师,博士,主要从事微位移驱动控制的研究。

其结构、位移放大比、静刚度及固有频率等进行了相应研究[7-9]。Lobontiu 等[10]基于卡氏第二定律建立了桥式放大机构的静刚度和位移放大解析模型；Ma 等[7]分别使用几何关系和功能定理，推导出了桥式放大机构放大比的解析模型；Xu 等[11]提出了一种复合桥式位移放大机构以提高其侧向刚度，减少耦合位移。叶果等[12]利用刚度矩阵法建立了桥式放大机构放大比计算公式；凌明祥等[13]从能量守恒和弹性变形的角度建立了机构的位移放大比和固有频率等性能参数的解析模型。文献[7-13]中的桥式放大机构均为基于柔性铰链的集中式柔性机构，即其柔性集中在作为运动副的柔性铰链中。由于集中式桥式放大机构 4 条臂上存在质量块，降低了其固有频率，使其较难应用于高频激振器、高带宽扫描平台及快刀伺服系统等高速场合。与集中式柔性机构相比，分布式柔性机构使用柔性梁取代柔性铰链和刚性臂，使放大机构质量降低，有效提升了其动态性能[14]。此外，分布式柔性机构将变形分布于柔性梁中，克服了局部应力过大的问题，提高了使用寿命。针对该类放大机构，Ling 等[15]结合能量守恒理论和弹性梁理论获得了该类机构放大率的数学模型；Chen 等[16]利用几何放大关系建立了分布柔度桥式放大机构的输出位移与压电驱动电压的线性关系。

综上所述可知，目前的研究局限于放大比和静刚度等静力学方面，而对其动力学性能还未深入的探讨。因此，为使分布式桥式放大机构能更好的应用于高速动态场合，在研究其放大比和静刚度等性能的同时，也需对其动力学的解析模型进行分析。

本文首先利用梁单元的刚度矩阵建立分布柔度桥式放大机构的位移放大比及其输入输出刚度的解析模型，随后考察柔性梁单元在机构振动过程中动能的计算方法，并且利用拉格朗日法建立了具有三自由度的桥式放大机构的振动微分方程，并得到其工作方向的固有频率。最后通过有限元法对放大机构的放大比、输入、输出刚度及工作方向固有频率进行仿真计算，并与解析模型计算结果进行对比，同时对其工作方向的固有频率大小加以实验验证。

1 静力学建模

图 1 为分布柔度桥式位移放大机构，主要由 4 根柔性梁组成。放大机构底部固定，驱动器在其两输入端输入位移，从而使柔性梁发生形变，最终在输出端产生放大位移。

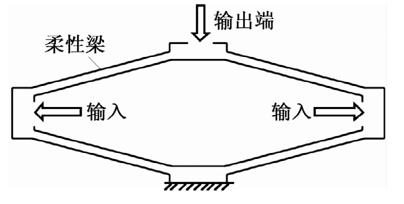

图 1 分布柔度桥式位移放大机构原理图

1.1 组合变形柔性梁的刚度方程

柔性放大机构由 4 组桥式分布的柔性梁组成，因此，为了获得放大机构的放大比和输入、输出刚度等力学性能参数，首先需要得到单个梁单元的刚度特性。由图 2 可知，梁单元两节点受到的节点力和节点位移分别为

$$\begin{cases} \boldsymbol{F} = [F_{xi} \quad F_{yi} \quad M_{zi} \quad F_{xj} \quad F_{yj} \quad M_{zj}] \\ \boldsymbol{\delta} = [u_i \quad w_i \quad \theta_i \quad u_j \quad w_j \quad \theta_j] \end{cases} \tag{1}$$

因此，梁单元的刚度矩阵为

$$\boldsymbol{k} = \begin{bmatrix} \frac{Ebt}{l} & 0 & 0 & -\frac{Ebt}{l} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12EI}{l^3} & \frac{6EI}{l^2} & 0 & -\frac{12EI}{l^3} & \frac{6EI}{l^2} \\ 0 & \frac{6EI}{l^2} & \frac{4EI}{l} & 0 & -\frac{6EI}{l^2} & \frac{2EI}{l} \\ -\frac{Ebt}{l} & 0 & 0 & \frac{Ebt}{l} & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{12EI}{l^3} & -\frac{6EI}{l^2} & 0 & \frac{12EI}{l^3} & -\frac{6EI}{l^2} \\ 0 & \frac{6EI}{l^2} & \frac{2EI}{l} & 0 & -\frac{6EI}{l^2} & \frac{4EI}{l} \end{bmatrix} \tag{2}$$

式中：E 为弹性模量；b 为梁厚度；t 为梁宽度；l 为梁长度；I 为截面惯性矩。上述梁单元的节点力和节点位移之间的关系为

$$\boldsymbol{F} = \boldsymbol{k\delta} \tag{3}$$

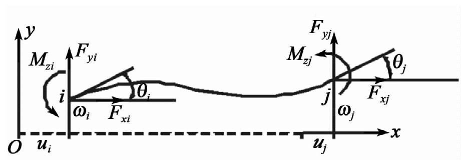

图 2 组合变形柔性梁单元

1.2 位移放大比和输入、输出刚度计算

由于桥式结构完全对称，因此，只需要对 1/4 部分进行分析，如图 3(a)所示。假设机构的输入力为 $2F_x$，由于结构对称性，1/4 结构在 A 点所受输入力为 $F_{Ax}=F_x$；同理，放大机构受到垂直方向外部负载

为 $2F_y$，则 1/4 结构在 B 点承受的负载力 $F_{By}=F_y$。另外，M_{Az} 和 F_{Ay} 为 A 点的支座反力，M_{Bz} 和 F_{Bx} 为 B 点的支座反力。

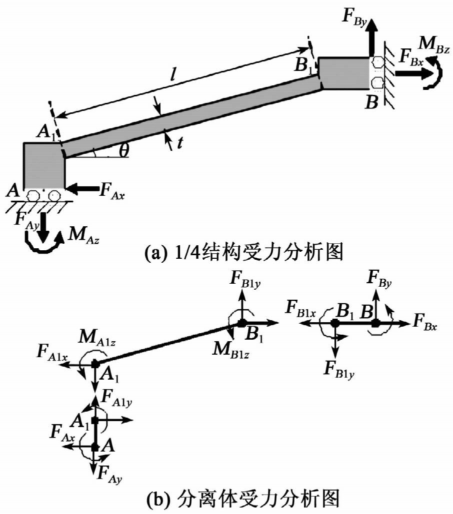

图 3　桥式放大机构的 1/4 结构

根据力平衡方程易得，$F_{Ax}=F_{Bx}$ 和 $F_{Ay}=F_{By}$，且由图 3(b)可知，施加在柔性梁两端点(A_1 和 B_1)处的内力关系为

$$\begin{cases} F_{A_1x}=F_{B_1x}=F_x \\ F_{A_1y}=F_{B_1y}=F_y \\ M_{A_1z}+M_{B_1z}=F_x\cdot l\sin\theta-F_y\cdot l\cos\theta \end{cases} \tag{4}$$

图 4 为柔性梁在上述力作用下的变形。假如压电驱动器的单边伸长位移为 Δx，则总的位移伸长量为 $2\Delta x$。放大机构的单边输出位移为 Δy，则其输出总位移为 $2\Delta y$。因此，放大机构的位移放大比为

$$R_{\mathrm{amp}}=\frac{2\Delta y}{2\Delta x}=\frac{\Delta y}{\Delta x} \tag{5}$$

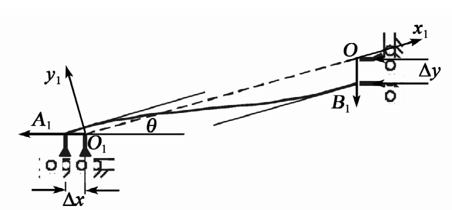
图 4　1/4 结构弹性变形

由于桥式机构的整体对称性，因此，在机构的变形过程中，刚体 AA_1 和 BB_1 的姿态始终不变。由欧拉伯努利梁理论可知，梁的横截面在变形前、后都垂直于其中心轴线。因此，梁在 A_1 和 B_1 处的转角为 0。由图 4 可知，A_1 和 B_1 在局部坐标系 $O_1x_1y_1$ 下的位移为

$$\begin{cases} u_{A_1}=-\Delta x\cos\theta \\ w_{A_1}=\Delta x\sin\theta \\ \theta_{A_1}=0 \\ u_{B_1}=-\Delta y\sin\theta \\ w_{B_1}=-\Delta y\cos\theta \\ \theta_{B_1}=0 \end{cases} \tag{6}$$

根据式(4)得到作用于 A_1 和 B_1 的力在局部坐标系 $O_1x_1y_1$ 下可表示为

$$\begin{cases} F_{A_1x_1}=-F_x\cos\theta-F_y\sin\theta \\ F_{A_1y_1}=F_x\sin\theta-F_y\cos\theta \end{cases} \tag{7}$$

将式(6)、(7)代入式(3)，解上述方程组可得 Δx 和 Δy 的表达式为

$$\begin{cases} \Delta x=a_{11}F_x+a_{12}F_y \\ \Delta y=a_{12}F_x+a_{22}F_y \end{cases} \tag{8}$$

其中

$$\begin{cases} a_{11}=\dfrac{l(t^2\cos^2\theta+l^2\sin^2\theta)}{Ebt^3} \\ a_{12}=-\dfrac{l\sin\theta\cos\theta(l^2-t^2)}{Ebt^3}, \\ a_{21}=-a_{12} \\ a_{22}=-\dfrac{l(t^2\sin\theta+l^2\cos^2\theta)}{Ebt^3} \end{cases} \tag{9}$$

当 $F_y=0$ 时，位移放大比和输入刚度分别为

$$\begin{cases} R_{\mathrm{amp}}=\left|\dfrac{a_{21}}{a_{11}}\right|=\dfrac{\sin\theta\cos\theta(l^2-t^2)}{(t^2\cos^2\theta+l^2\sin^2\theta)} \\ K_{\mathrm{in}}=\dfrac{2F_x}{2\Delta x}=\dfrac{1}{a_{11}}=\dfrac{Ebt^3}{l(t^2\cos^2\theta+l^2\sin^2\theta)} \end{cases} \tag{10}$$

2　动力学建模

动态特性是柔性机构设计的重要参数，提高其固有频率可有效抑制外部干扰。为准确描述桥式机构各构件位形，建模中将放大机构的输入位移 q、质量块 1、2 在工作方向位移 x_1 和 x_2 作为系统的 3 个广义坐标，如图 5 所示。

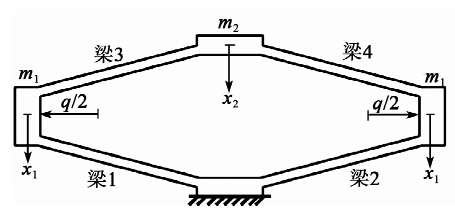

图 5　桥式放大机构广义坐标

为利用拉格朗日方程建立振动微分方程，须先计算系统动能和势能。

2.1 系统动能

质量块 m_1 和 m_2 的动能和(T_1+T_2)为

$$T_1+T_2=2\times\frac{1}{2}m_1\left[\left(\frac{\dot{q}}{2}\right)^2+\dot{x}_1^2\right]+\frac{1}{2}m_2\dot{x}_2^2 \tag{11}$$

图 6 为梁的变形。以梁 2 为例，假设梁 1、2 的挠度曲线方程为其局部坐标系 $O\bar{x}\bar{y}$ 中横坐标的三次方程为

$$w_1(x)=A_1x^3+B_1x^2+C_1x+D_1 \tag{12}$$

初始条件：

$$\begin{cases}w_1(0)=0\\ w_1'(0)=0\\ w_1(l)=x_1\cos\theta+(q\sin\theta)/2\\ w_1'(l)=0\end{cases} \tag{13}$$

根据式(13)求得扰度曲线的系数为

$$\begin{cases}A_1=-\dfrac{2x_1\cos\theta+q\cos\theta}{l^3}\\ B_1=\dfrac{3}{2}\cdot\dfrac{2x_1\cos\theta+q\cos\theta}{l^2}\\ C_1=D_1=0\end{cases} \tag{14}$$

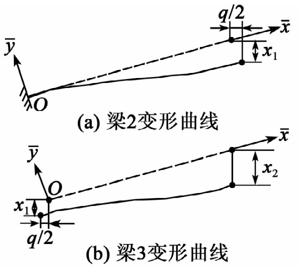

图 6 柔性梁变形图

根据所得挠度方程对时间求导可得梁 1、2 上各点的速度为 $\dot{w}_1(x)$，且忽略梁轴向运动所产生的动能，因此，对梁上各点动能进行积分后可得整根梁的动能为

$$T_{B1}=2\times\int_0^l\frac{1}{2}\rho bt\,[\dot{w}_1(x)]^2\mathrm{d}x \tag{15}$$

同理，由图 6(b)所示，求得梁 3、4 的挠度曲线方程为

$$w_2(x)=A_2x^3+B_2x^2+C_2x+D_2 \tag{16}$$

梁 3、4 各点除扰度方向运动外，梁上各点同时也沿着其轴线方向运动。已知 A_1 点和 B_1 点沿其局部坐标系 $O\bar{x}\bar{y}$ 的 $\bar{x}$ 方向的位移分别为 $v_2(0)=-[x_1\sin\theta+(q\cos\theta/2)]$ 和 $v_2(l)=(-x_2\sin\theta)/2$，假设梁变形后各点轴向位移呈线性分布可得

$$v_2(x)=v_2(0)-\frac{v_2(0)-v_2(l)}{l}x \quad (0\leqslant x\leqslant l) \tag{17}$$

综合上述两种运动可得梁 3、4 的动能为

$$T_{B2}=2\times\int_0^l\frac{1}{2}\rho bt[\dot{w}_2^2(x)+\dot{v}_2^2(x)]\mathrm{d}x \tag{18}$$

因此，系统总动能为

$$E_{\mathrm{K}}=T_1+T_2+T_{B1}+T_{B2} \tag{19}$$

2.2 系统势能

由图 6(a)可知，梁 1、2 的轴向拉伸变化长度为

$$\Delta l_1=\frac{q\cos\theta}{2}-x\sin\theta \tag{20}$$

其截面力矩为

$$M_1(x)=EIw''_1=EI(6A_1x+2B_1) \tag{21}$$

同理，由图 6(b)可得到梁 3、4 的轴向拉伸变化长度为 Δl_2 和截面力矩 $M_2(x)$，则系统的总势能为

$$E_{\mathrm{P}}=\frac{Ebt}{l}(\Delta l_1^2+\Delta l_2^2)+\int_0^l\frac{M_1^2(x)+M_2^2(x)}{EI}\mathrm{d}x \tag{22}$$

将式(19)、(22)代入拉格朗日方程可得

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\partial E_{\mathrm{K}}}{\partial\dot{\boldsymbol{u}}}\right)-\frac{\partial E_{\mathrm{K}}}{\partial\boldsymbol{u}}+\frac{\partial E_{\mathrm{P}}}{\partial\boldsymbol{u}}=\boldsymbol{f} \tag{23}$$

即可得到系统的振动微分方程为

$$M\ddot{u}+K\boldsymbol{u}=\boldsymbol{f} \tag{24}$$

式中：M 和 K 分别为系统的等效质量和等效刚度；$\boldsymbol{u}=[q\quad x_1\quad x_2]^{\mathrm{T}}$ 为系统的广义坐标阵列；$\boldsymbol{f}$ 为广义力阵列，系统在自由振动时 $\boldsymbol{f}=[0\quad 0\quad 0]^{\mathrm{T}}$。

根据振动理论，求解系统特征方程 $|\lambda I-M^{-1}K|=0$，得到特征值，其开平方即为系统固有频率为

$$f_i=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\lambda_i}\qquad(i=1,2,3) \tag{25}$$

式中 f_i 的最小值即为系统工作方向上的固有频率。

3 有限元分析与验证

采用 Ansys Workbench 软件对桥式放大机构分别进行静力学和模态仿真分析，以获得机构的放大比、静刚度及固有频率等参数，并与解析计算结果进行对比。静力学仿真如图 7 所示。为验证解析模型的普适性，采用 3 组具有不同尺寸和材料的放大机构模型(见表 1)进行了仿真，解析模型与有限元仿真的计算结果对比如表 2 所示。由表可见两者相对偏差小于 7%，表明了解析模型具有较高的计算精度。

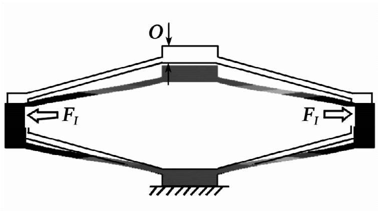

图 7　桥式放大机构有限元分析静力学模型

表 1　3 组不同尺寸和材料的放大机构

组数	E/GPa	泊松比	l/mm	b/mm	t/mm	θ/(°)
1	71	0.33	50	10	2	15
2	71	0.33	55	12	2.5	12
3	200	0.30	45	8	1.8	10

表 2　有限元分析与解析模型计算结果对比

组		解析模型	有限元模型	偏差/%
1	R_{amp}	3.64	3.62	0.56
	$K_{in}/(\mathrm{N}\cdot\mu\mathrm{m}^{-1})$	0.66	0.62	6.45
	f/Hz	309	296.3	4.29
2	R_{amp}	4.49	4.42	1.58
	$K_{in}/(\mathrm{N}\cdot\mu\mathrm{m}^{-1})$	1.77	1.66	6.63
	f/Hz	344.9	323.9	6.48
3	R_{amp}	5.38	5.31	1.32
	$K_{in}/(\mathrm{N}\cdot\mu\mathrm{m}^{-1})$	3.23	3.17	1.89
	f/Hz	318.9	301.8	5.67

4　实验验证

采用线切割制作出了 2 组具有不同材料和结构参数的桥式放大机构样品,参数如表 3 所示。使用电涡流位移传感器(分辨率 0.1 μm)测量其输出端的位移,如图 8 所示。以样品 1 为例,在其输出端施加一冲击载荷,使其进行自由振动,同时电涡流传感器测量其输出端位移,得到时域信号如图 9 所示,对该信号进行频谱分析,得到其固有频率为 302.8 Hz(见图 10)。

表 3　2 组样品的尺寸和材料参数

组数	E/GPa	泊松比	l/mm	b/mm	t/mm	θ/(°)
1	71	0.33	50	12	2.1	8
2	200	0.30	40	8	1.9	10

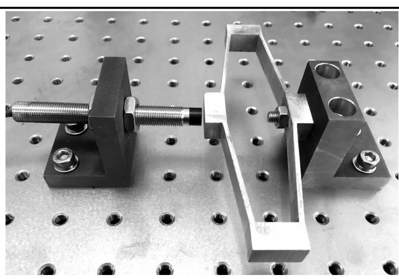

图 8　桥式放大机构性能测试系统

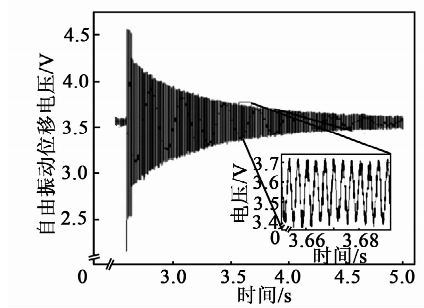

图 9　桥式放大机构自由振动位移信号

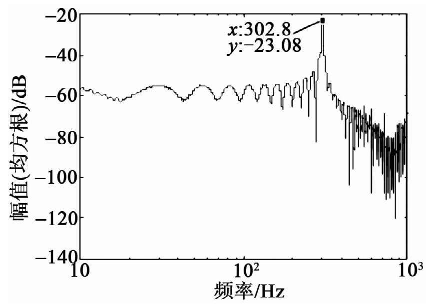

图 10　振动信号频谱分析结果

对 2 组样品的固有频率分别进行解析计算、有限元仿真及实验测试,结果对比如表 4 所示。由表可知,解析模型计算结果与实验测试结果相对误差小于 8%,说明所建立的动力学解析模型的准确性。

表 4　解析模型、有限元分析与实验测试计算结果对比

样品	固有频率/Hz			误差/%
	解析	有限元	实验	
1	324.9	306.4	302.8	7.29
2	461.9	440.1	428.2	7.87

5　结束语

本文建立了基于梁单元的分布柔度桥式位移放大机构放大比、静刚度及其固有频率的解析模型。首先,根据柔性梁单元在拉压和弯曲等组合变形的刚度方程,推导出了该放大机构的放大比及其输入输出刚度的解析表达式。然后,确定了能完整描述桥式放大机构工作时位形的 3 个广义坐标,并使用该 3 个广义坐标来表示各梁的变形曲线方程,通过梁上各点变形对时间求导,得到梁上各点速度,从而获得梁在机构振动过程中的动能表达,并在此基础上利用拉格朗日方程建立了三自由度振动微分方程,以得到工作方向上的固有频率。随后利用有限元仿真分析对放大机构的静力学和动力学性能进行计算,并与解析模型计算结果进行比较,其最大误差小于 8%。最后对放大机构的动力学性能进行实验

验证，实验结果表明，解析模型、有限元模型及实验系统所得固有频率值基本一致，计算相对误差小于7%，说明了所建立的静动力解析模型具有较高的计算精度，为进一步优化其结构参数奠定了良好的基础。

参考文献：

[1] KIM D, KANG D, SHIM J, et al. Optimal design of a flexure hinge-based *XYZ* atomic force microscopy scanner for minimizing Abbe errors[J]. Review of Scientific Instruments, 2005, 76(7): 073706.

[2] YAO Q, DONG J, FERREIRA P M. Design, analysis, fabrication and testing of a parallel-kinematic micropositioning *XY* stage[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2007, 47(6): 946-961.

[3] CHOI K B, LEE J J, HATA S. A piezo-driven compliant stage with double mechanical amplification mechanisms arranged in parallel[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2010, 161(1): 173-181.

[4] JUUTI J, KORDÁS K, LONNAKKO R, et al. Mechanically amplified large displacement piezoelectric actuators[J]. Sensors and Actuators A: Physical, 2005, 120(1): 225-231.

[5] CHOI S B, HAN S S, LEE Y S. Fine motion control of a moving stage using a piezoactuator associated with a displacement a mplifier[J]. Smart Materials and Structures, 2004, 14(1): 222.

[6] JOUANEH M, YANG R. Modeling of flexure-hinge type lever mechanisms[J]. Precision Engineering, 2003, 27(4): 407-418.

[7] 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.

[8] QI K, XIANG Y, FANG C, et al. Analysis of the displacement amplification ratio of bridge-type mechanism [J]. Mechanism and Machine Theory, 2015, 87: 45-56.

[9] LIU P, YANP. A new model analysis approach for bridge-type amplifiers supporting nano-stage design [J]. Mechanism and Machine Theory, 2016, 99: 176-188.

[10] LOBONTIU N, GARCIA E. Analytical model of displacement amplification and stiffness optimization for a class of flexure-based compliant mechanisms[J]. Computers & Structures, 2003, 81(32): 2797-2810.

[11] XU Q, LI Y. Analytical modeling, optimization and testing of a compound bridge-type compliant displacement amplifier[J]. Mechanism and Machine Theory, 2011, 46(2): 183-200.

[12] 叶果，李威，王禹桥，等. 柔性桥式微位移机构位移放大比特性研究[J]. 机器人，2011，33(2)：251-256.
YE G, LI W, WANG Y, et al. Analysis on displacement amplification ratio of a flexible bridge-type micro-displacement mechanism [J]. Robot, 2011, 33 (2): 251-256.

[13] 凌明祥，刘谦，曹军义，等. 压电位移放大机构的力学解析模型及有限元分析[J]. 光学精密工程，2016，24(4)：812-818.
LING M X, LIU Q, CAO J Y, et al. Analytical model and finite element analysis of piezoelectric displacement amplification mechanism[J]. Optics & Precision Engineering, 2016, 24(4): 812-818.

[14] POLIT S, DONG J. Development of a high-bandwidth *XY* nanopositioning stage for high-rate micro-/nano-manufacturing [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2011, 16(4): 724-733.

[15] LING M, CAO J, ZENG M, et al. Enhanced mathematical modeling of the displacement amplification ratio for piezoelectric compliant mechanisms[J]. Smart Materials and Structures, 2016, 25(7): 075022.

[16] CHEN J, ZHANG C, XU M, et al. Rhombic micro-displacement amplifier for piezoelectric actuator and its linear and hybrid model[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2015, 50: 580-593.