

# 大行程高分辨率微定位机构的设计分析\*

王勇, 刘志刚, 薄锋, 朱健强

(中国科学院 上海光学精密机械研究所, 上海 201800)

**摘要:** 压电驱动器的位移输出能力有限, 因此通常借助于柔性机构对其位移量进行放大。对常用的柔性放大机构的性能进行了分析。提出一种柔性八杆放大机构, 并对其进行有限元分析和理论计算。为了提高放大率, 提出两级串联式机构。机构整体具有结构紧凑、放大效率较高的优点。

**关键词:** 精密定位; 柔性放大机构; 压电/电致伸缩驱动

**中图分类号:** TH112 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-2354(2005)05-0022-03

近年来, 由于超精密加工、大规模集成电路制造、精密光学工程、生物工程等诸多前沿领域的技术发展, 对定位的精度提出了严格的要求, 通常要达到亚微米甚至纳米量级。传统的机械传动式装置无法满足技术要求。目前, 最常用的选择是使用能产生微小位移的压电材料, 其特性之一是在电场作用下材料本身产生极微小的形变。利用压电材料制成的压电驱动器, 位移分辨率可以达到亚纳米, 而且具有响应速度快、不发热、易于控制等优点, 在精密定位领域得到广泛的应用。但是, 一般的压电材料位移量仅几微米, 采用层叠式结构可以有效的增加其位移输出量, 但随着输出能力的提高, 其体积、电容值、操作电压也相应的增加。通常所用的压电驱动器, 输出量在几十微米, 因此, 微定位机构中通常需要加入一个最优化的、具有导向和放大位移量作用的机构, 以产生足够的运动行程<sup>[1~4]</sup>。

## 1 微定位位移放大机构的设计方案

目前, 微定位机构通常采用柔性铰链作为导向元件。通常, 为了对输入位移量进行放大, 可以采取 3 种方案: 杠杆式放大机构、Scott-Russel 机构及柔性八杆机构。

图 1 是 Scire 和 Teague 提出的两级杠杆式放大机构<sup>[5]</sup>简图及其工作原理:

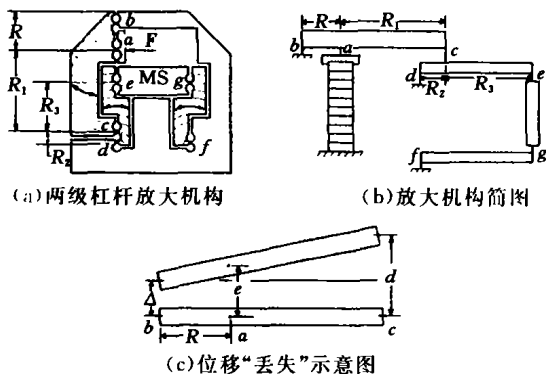


图 1 杠杆式柔性位移放大机构

从图 1 中可以看出, 位移量输出输入的几何放大比为:  $G = (1 + R_1/R)(1 + R_3/R_2)$ 。而实际上, 由于柔性铰链转动过程中伴随

着伸长或缩短, 致使实际输出输入比值与理论上的几何放大比有很大的差异。设每个双圆型柔性铰链的最小厚度为  $t$ , 切割半径为  $\rho$ , 宽度为  $b$ 。如图 1c 所示:  $d = m_1(e - \Delta) + \Delta$ , 其中  $m_1 = 1 + R_1/R$ 。如果驱动器输入位移量为  $d_p$ ,  $a$  处铰链受压变形量为  $\alpha$ , 则  $e = d_p - \alpha$ 。两级放大机构的输出位移  $d_{out}$  为:

$$d_{out} = m_1 m_2 (d_p - \alpha) - \Delta (m_1 m_2 - m_2) \quad (1)$$

式中:  $m_2 = 1 + R_3/R_2$ 。

根据 Paros 和 Weisbord 的计算公式<sup>[6]</sup>:  $\alpha = k_s \cdot F$

有:

$$\Delta = [k_s R_1 4k_B / (RR_2^2 m_2)] d;$$

$$k_s = (Eb)^{-1} [\pi(\rho/t)^{1/2} - 2.57];$$

$$k_B = 2Eb t^{5/2} / (9\pi\rho^{1/2});$$

$E$ ——材料的弹性模量。

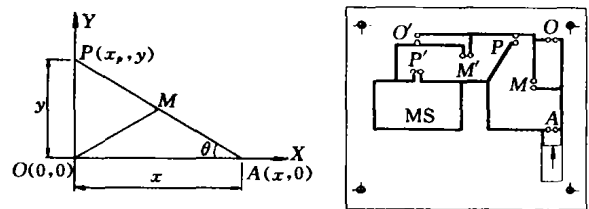
$$d_{out}/d_p = m_1 m_2 \{1 + (0.22t^2 - 0.182t^{5/2}/\rho^{1/2}) \times [k_1 m_1 m_2 + k_2 (g - m_2)]\}^{-1} \quad (2)$$

式中:  $k_1 = 4m_1 / (RR_2^2 m_2) + 3 / (R^2 m_1 m_2)$ ;

$$k_2 = 4R_1 / (RR_2^2 m_2)。$$

由式(2)可见, 几何放大比与理论计算放大比有差异, 且与传动副铰链的最小厚度与切割半径有关。通常, 出于加工因素、强度因素、结构尺寸、系统动态性能等方面的考虑, 双圆型柔性铰链的最小处厚度一般在 0.4 ~ 0.6 mm, 切割半径在 1 ~ 2 mm 左右, 此时采用一级放大机构, 实际输出量仅为理论值的 75% 左右。采用两级放大机构, 放大比仅为理论值的 50% 左右, 因此, 采用上述结构的柔性输出放大机构, 放大效率较低。

另一种柔性放大机构采用 Scott-Russel 机构的原理。如图 2 所示:



(a) 机构放大原理

(b) 两级放大机构

图 2 Scott-Russel 式柔性位移放大机构

\* 收稿日期: 2004-07-19; 修订日期: 2004-09-21

基金项目: 上海市科学技术委员会纳米科技专项资助项目(0359nm004)

作者简介: 王勇(1975-), 男, 辽宁大连人, 博士研究生, 主要研究方向为光学测量与精密驱动。

设:  $\overline{OM} = \overline{AM} = L, \overline{PM} = L_1 = L + \Delta L$ , 则:

$$x_p = x - (L + L_1) \cos \theta = x - (2L + \Delta L) \frac{x}{2L} = -\frac{\Delta L}{2L} x$$

$$y = (L + L_1) \sin \theta = (2L + \Delta L) \cdot \frac{\sqrt{4L^2 - x^2}}{2L}$$

当  $\Delta L = 0$ , 即  $\overline{OM} = \overline{AM} = \overline{PM} = L$  时, 可得:

$$x_p = 0, \quad y = \sqrt{4L^2 - x^2}$$

即此时  $P$  点在  $Y$  方向做直线运动, 同时, 假设  $A$  点有输入变化量  $\Delta x$ , 相应地在  $P$  点产生输出  $\Delta y$ , 则:

$$x^2 + y^2 = (x + \Delta x)^2 + (y + \Delta y)^2$$

$$\text{即: } \Delta y = -y + \sqrt{y^2 - 2x\Delta x - \Delta x^2}$$

在微小变化范围内,  $\Delta x \rightarrow 0$ .

$$\frac{\Delta y}{\Delta x} = \frac{dy}{dx} = \frac{-x}{\sqrt{4L^2 - x^2}} = \frac{-x}{y} = -\cot \theta \quad (3)$$

即采用 Scott-Russell 结构, 放大倍率为  $\cot \theta$ . 图 2b 是采用两级放大的结构. 同上述杠杆式位移放大机构类似, 该种机构同样存在放大效率较低的问题, 有限元分析结果表明, 在柔性铰链最小厚度  $t = 0.4 \text{ mm}$ , 切割半径  $\rho = 1.5 \text{ mm}$  时, 对于  $\theta = 11^\circ$  两级放大机构, 对于特定的位移输入量, 理论上放大倍率为  $p = 26$ , 而分析结果仅为  $p = 11$  左右.

以上分析了实际输出位移量与理论值差别的原因, 即柔性铰链复杂变形因素的影响. 此外, 在采用 PZT 驱动器作为位移量输入的柔性机构中, 多级大会使整体机构的刚度增加, 从而使 PZT 的输出能力降低, 即机构的输入量减小. 因此, 柔性放大机构必须综合考虑理论放大倍率、系统刚度及刚度对系统动态性能的影响、PZT 实际输出量等多方面的因素. 简单的采用多级放大, 其效果往往是得不偿失.

如上所述, 两种放大机构存在放大效率低、放大能力有限、结构尺寸较大等缺点. 为此, 提出一种对称八杆柔性放大机构, 相比于上述两种机构, 具有放大效率较高、结构尺寸紧凑、动态性能较好的特点. 其结构原理如图 3 所示. 图 3a 中, 连杆  $\overline{AL} = \overline{A'L'} = \overline{BM} = \overline{B'M'} = l$ , 按图示几何关系, 当连杆有微小转角  $\theta$ , 按  $\Delta = 2 \cdot [l \sin \alpha - l \sin (\alpha - \theta)]$ ,  $\delta = l \cos (\alpha - \theta) - l \cos \alpha$ ,  $\sin \theta = \theta$ ,  $\cos \theta = 1$ , 将上式展开, 则机构放大比为:

$$p = \Delta / (2\delta) = \cos \alpha / \sin \alpha = \cot \alpha \quad (4)$$

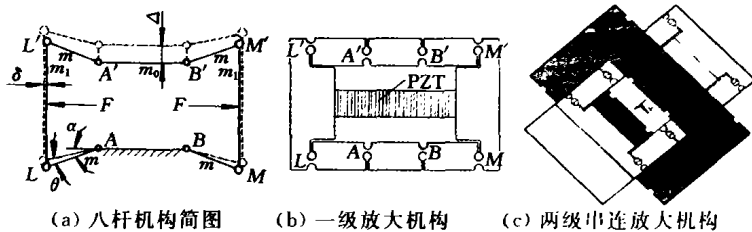


图 3 对称八杆柔性放大机构

可见, 适当选择连杆与底边夹角  $\alpha$ , 可以对输入位移量进行放大. 且  $\alpha$  越小, 放大倍率越大. 但从以下分析可以看出, 过小的  $\alpha$  角, 会使结构刚度过大. 考虑到结构尺寸及放大效率, 一般  $\alpha$  可取值为  $8^\circ \leq \alpha \leq 15^\circ$ . 为了获得更大的放大率, 可以采用图 3c 所示的两级串连放大结构形式, 即将第一级的输出作为第二级的输入, 则整体机构的理论放大倍率为  $\cot^2 \alpha$ . 显然, 将图 3c 所示的结构再进行并联, 可以得到更大的放大倍率, 例如, 采用  $n$  级并联, 理论放大倍率为  $n \cdot \cot^2 \alpha$ , 而且结构非常紧凑, 动态性能好, 也是前述两种放大机构所无法比拟的.

在对柔性放大机构的研究中发现, 对于特定的输入位移

量, 采用以上 Paros 和 Weisbord 模型进行理论分析得出的输出结果, 与实际测得的输出量有很大的误差, 其原因在于柔性铰链模型的不精确性. 采用 Furukawa 模型<sup>[7]</sup> 和 Koseki Yoshihiko 模型<sup>[8]</sup> 可以降低误差, 但是理论计算过程非常复杂. 而采用有限元模型的分析结果与实际测量结果非常接近. 因此, 柔性机构设计中, 采用有限元方法进行结构设计和优化是简单而有效的手段.

对于图 3b 所示的一级放大机构, 在设计参数为:  $\rho = 1.5 \text{ mm}$ ,  $t = 0.4 \text{ mm}$ ,  $l = 15 \text{ mm}$ ,  $\alpha = 10^\circ$  时, 采用 Ansys 软件分析 (如图 4 所示), 在输入端分别加上  $10 \mu\text{m}$ ,  $15 \mu\text{m}$ ,  $20 \mu\text{m}$ ,  $25 \mu\text{m}$ ,  $30 \mu\text{m}$  的边界位移限制, 其输出输入位移量放大比随输入量增加略有降低, 其平均值为 4.8. 因此, 柔性八杆机构具有较高的放大效率.

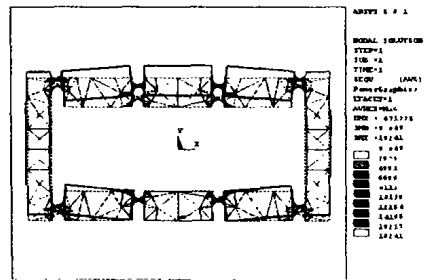


图 4 有限元分析结果

图 5 为该研究中研制的一维放大机构的样机图片, 用以实现串连式多自由度机构的  $z$  向平移. 研究中采用电容式传感器 PID-100 对平台的输出位移进行测量, 驱动器型号为 P830 系列低压压电陶瓷, 在  $100 \text{ V}$  时的名义输出为  $35 \mu\text{m}$ . 表 1 是在输入电压范围  $0 \sim 100 \text{ V}$ , 在间隔  $20 \text{ V}$  时开环状态下记录的示值.

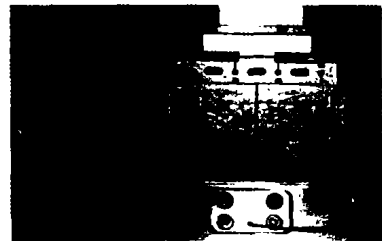


图 5 放大机构及其测量系统

表 1 平台输入电压与输出位移

输入电压(V)	0	20.00	40.00	60.00	80.00	100.0
单侧输出( $\mu\text{m}$ )	0	2.25	4.16	6.21	8.43	10.57
平台输出( $\mu\text{m}$ )	0	20.75	38.47	58.09	79.23	99.28

从表 1 中可以看出, 输入输出呈现非线性. 且机构位移量放大比为 4.6 左右, 与有限元分析的结果基本符合.

## 2 柔性八杆机构的设计分析

### 2.1 柔性八杆机构结构刚度分析

柔性机构设计中铰链刚度设计是实现机构功能运动精确性的前提, 因此设计中首先需要确定结构的刚度, 然后根据结构刚度确定各传动副铰链的刚度. 结构刚度的设计要保证达到所需最大位移时, 结构产生的弹性反力不能大于压电 / 电致伸缩驱动器的最大驱动能力, 对应的铰链内部弯曲应力小于材料的弹性极限, 同时为了提高系统的固有频率, 有较好的抗干扰能力, 减弱驱动电源纹波电压的影响, 刚度应尽可能大, 但是刚

度过大,一方面降低了系统的输出能力,另一方面,使临界阻尼增大,降低系统阻尼比,阶跃响应的稳定时间增大,导致系统动态性能降低。因此应根据工作台的具体使用要求确定合适的结构刚度。文中给出柔性八杆机构的结构刚度计算及其固有频率计算,用以指导八杆放大机构的设计。

为了便于加工,柔性机构的转动副一般采用图 6 所示的双圆型柔性铰链,近似认为其变形过程中只发生转动,其转动刚度在  $l/R < 0.5$  时,可以采用计算公式<sup>[6]</sup>:  $K_\theta = \frac{2EbI^3}{9\pi R^1}$ 。对于图 3a 所示的八杆机构,机构刚度与单个柔性铰链的转动刚度  $K_\theta$ 、连杆长  $l$  及其与底边夹角  $\alpha$  有关。根据图示几何关系和功能原理,在忽略运动构件质量影响下,  $W = 8E_\theta$ , 这里  $E_\theta$  为每个柔性铰链存储的变性能,  $E_\theta = \frac{1}{2} K_\theta \theta^2$ ,  $W$  为外力所做的功,  $W = 2 \times$

$\frac{1}{2} F\delta$ , 而  $\delta = \theta \times l \sin \alpha$ , 所以机构刚度为:

$$K = \frac{F}{\delta} = \frac{2K_\theta}{l^2 \sin^2 \alpha} \quad (5)$$

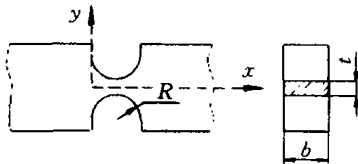


图 6 双圆型柔性铰链

特别要指出的是,该机构刚度计算公式是在忽略杆件质量前提下给出的。如果负载较大,并且采取了预紧措施,负载势能和预紧弹簧变性能也应该考虑,计算过程在此不作赘述。

## 2.2 柔性八杆机构结构动态性能分析

这里主要分析柔性八杆机构的固有频率。固有频率直接影响着机构的瞬态阶跃响应速度和抗外界振动干扰的能力。对于图 3a,所有杆件作平面运动,忽略 PZT 驱动器的质量,以  $\theta$  为广义坐标,在微小变形内,  $\delta = \theta \times l \sin \alpha$ ,  $\Delta = 2\theta \times l \cos \alpha$ , 系统动能为:

$$T = T_0 + T_1 + T_2 + T_3 \quad (6)$$

式中:  $T_0$ ——输出杆(平台)的动能(质量  $m_0$ , 平动);

$T_1$ ——两侧输入连杆的动能(质量  $m_1$ , 平动);

$T_2$ ——固定端两侧连杆的动能(质量  $m$ , 转动);

$T_3$ ——输出杆两侧连杆的动能(质量  $m$ , 平动和转动)。

$$T_0 = \frac{1}{2} m_0 (2l \cos \alpha \times \dot{\theta})^2 \quad (7)$$

$$T_1 = 2 \times \frac{1}{2} m_1 (l \cos \alpha \times \dot{\theta})^2 + 2 \times \frac{1}{2} m_1 (l \sin \alpha \times \dot{\theta})^2 \quad (8)$$

$$T_2 = 2 \times \frac{1}{2} J_c \dot{\theta}^2 \quad (9)$$

$$T_3 = 2 \times \frac{1}{2} J_c \dot{\theta}^2 + 2 \times \frac{1}{2} m \left[ \frac{1}{2} (2l \cos \alpha \times \dot{\theta} + l \cos \alpha \times \dot{\theta})^2 + 2 \times \frac{1}{2} m \left( \frac{1}{2} l \sin \alpha \times \dot{\theta} \right)^2 \right] \quad (10)$$

系统净势能为:

$$U = 8 \times \frac{1}{2} K_\theta \theta^2 + \frac{1}{2} K_p (2l \sin \alpha \times \theta)^2 \quad (11)$$

式中:  $J_0$ ——质量  $m$  的连杆对一端的转动惯量;

$J_c$ ——质量  $m$  的连杆对其质心的转动惯量;

$K_\theta$ ——柔性铰链的转动刚度;

$K_p$ ——PZT 驱动器的等效刚度(可以将预紧弹簧刚度一起考虑)。

按  $d(T+U)/dt = 0$ , 可得以  $\theta$  为广义座标系统的固有频率为:

$$\omega = \sqrt{\frac{4K_\theta + 2K_p l^2 \sin^2 \alpha}{2R^2 \cos^2 \alpha (m_0 + m) + l^2 (m_1 + m) + J_0 + J_c}} \quad (12)$$

## 3 结论

对通常采用的柔性放大机构的性能进行了分析。分析结果表明,柔性八杆放大机构具有结构紧凑、放大效率较高、运动直线度好的特点。给出采用双圆型柔性铰链的八杆机构结构刚度计算及其固有频率计算公式及设计原则,用以指导该类型机构的设计。同时,为了获得更大的位移输出,提出采用两级八杆机构串连、多级并联的结构形式。

## 参考文献

- [1] 吴博达,李军,杨志刚. 具有柔性铰链的差式微位移放大机构[J]. 压电与声光, 1999, 21(2): 96-99.
- [2] 刘品宽,孙立宁,等. 新型二维压电驱动微动工作台的设计分析[J]. 压电与声光, 2002, 24(1): 31-34.
- [3] 王建林. 纳米定位机构及其控制系统的研究[J]. 机械设计与研究, 2001, 17(2): 34-35.
- [4] Stuart T Smith. Flexures—elements of elastic mechanisms[M]. Gordon and Breach Science publishers, 2000: 373-388.
- [5] Fredric E. Scire E. Clayton Teague. Piezodriven 50- $\mu\text{m}$  range stage with subnanometer resolution[J]. Review of Scientific Instruments, 1978, 49(12): 1735-1740.
- [6] Paros J M. Weisbord. How to design flexure hinges[J]. Machine Design, 1965, 27: 151-156.
- [7] Furukawa E. Mizuno M. Displacement amplification and reduction by means of linkage[J]. Bull. Jpn. Soc. Precis. Eng., 1990, 24: 285-290.
- [8] Koseki Yoshihiko. Tanikawa Tamio. Kinematic analysis of a translational 3-d. o. f. micro-parallel mechanism using the matrix method[J]. Advanced Robotics, 2002, 16(3): 251-264.

## Design and analysis of micro-positioning mechanism with large traveling range and high resolution

WANG Yong, LIU Zhi-gang, BO Feng, ZHU Jian-qiang

(Shanghai Optical and Precision Machinery Institute, Chinese Academy of Science, Shanghai 201800, China)

**Abstract:** The displacement output ability of piezoelectric actuator is limited, for this reason, it was commonly to carry out amplification on its amount of displacement with the aid of flexible mechanism. At here an analysis was carried out on the performance of the commonly used flexible amplification mechanism. A kind of flexible eight-link amplification mechanism has been put forward, and the finite element analysis and theoretical calculation were conducted upon it. A two staged series mechanism has been put forward so as to raise the rate of amplification. Entirety of the mechanism possesses the advantages of compact in structure and rather high amplification efficiency.

**Key words:** precision positioning; flexible amplification mechanism; piezo-/electricity caused lengthen and shorten drive  
Fig 6 Tab 1 Ref 8  
“Jixie Sheji”4527