

微进给刀架中位移放大机构的优化设计

李东明,王 顺

(大连交通大学 机械工程学院,辽宁 大连 116028)

摘 要:基于压电陶瓷驱动的刀具微进给机构是满足精密加工的重要途径,为进一步增加微进给刀架驱动位移,在微进给刀架中增加一种柔性铰链微位移放大机构,增加压电陶瓷驱动器输出位移。该文设计了4种微位移放大机构,理论计算了静态刚度,利用ANSYS软件对4种微位移放大机构进行了建模和有限元数值仿真分析,对比了不同类型的微位移放大机构的放大倍数、负载能力和应力情况等静态特性,为优化设计刀具微进给机构打下良好基础。

关键词:微进给刀架;压电陶瓷驱动;微位移放大机构;柔性铰链;有限元仿真

中图分类号:TN384

文献标识码:A

Optimized Design of the Displacement Amplification Mechanism of the Micro-feeding Tool Holder

LI Dongming, WANG Shun

(School of Mechanical Engineering, Dalian Jiaotong University, Dalian 116028, China)

Abstract: The micro-feeding tool mechanism based on piezoelectric ceramics driving is an important approach to meet the precision machining requirements. In order to further increase the driving displacement of the micro-feeding tool holder, we add a flexible hinges micro displacement amplification mechanism in the micro-feeding tool holder, which can amplify the output displacement of piezoelectric ceramic actuator. Four kinds of micro displacement amplification mechanism have designed in this paper, and the theoretical calculation of the static stiffness has been carried out, the modeling and finite element numerical simulation analysis for the four kinds of micro displacement amplification mechanism have also been established and performed by using the ANSYS software. The static characteristics of different types of micro displacement amplification mechanisms, such as magnification, load capacity and stress, have been compared, which laid a good foundation for optimizing and designing the micro-feeding tool mechanism.

Key words: micro-feeding tool holder; piezoelectric ceramic actuator; micro displacement amplification mechanism; flexible hinge; finite element simulation

0 引言

压电陶瓷驱动器具有体积小,质量轻,输出力大,分辨率高和响应速度快等优点,且回零性好,不发热,控制方便,是一种理想的微位移驱动元件^[1-2]。但压电陶瓷驱动器的压电系数很小,单个压电陶瓷片的输出量只有 $0.3\ \mu\text{m}$,即使采用位移叠加其输出量也不过几十微米,很难满足一些需要大位移的微进给刀架的要求。微位移放大机构解决了压电陶瓷驱动器位移过小的局限性,使压电陶瓷驱动器可应用于对运动行程要求较大的场合^[3-4]。

柔性铰链是一种利用其结构薄弱部分的弹性变形与弹性恢复力设计而成的绕轴做有限角位移的结构,具有体积小,质量轻,结构简单,无间隙,无摩擦及灵敏度高等特点^[5],常被用于精密机械、精密测量和纳米技术等领域的微位移放大机构中。微位移放大机构要求结构简单紧凑,负载能力较强,在体积一定的条件下实现尽可能大的放大倍数。为了满足使用要求,论文设计了4种不同结构形式的对称式柔性铰链微位移放大机构,然后通过ANSYS14.0软件对4种结构进行仿真分析,并对其放大倍数、负载

收稿日期:2015-08-01

基金项目:辽宁省教育厅科学研究基金资助项目(L2014178);浙江省零件轧制成形技术研究重点实验室开放基金资助项目

作者简介:李东明(1971-),男,吉林松原人,教授,博士,主要从事传感器与执行器技术及精密加工技术的研究。E-mail:lidongming2001@163.com。

能力及应力大小进行比较。

1 微位移放大机构的设计

1.1 微位移放大机构的结构

图 1 为柔性铰链微位移放大机构原理示意图。铰链节点为带圆弧切口的柔性铰链。压电陶瓷驱动器在电场作用下产生位移,作用于输入位移处,经微位移放大机构放大后从输出位移处输出位移。该微位移放大机构采用对称式结构,输入位移可通过两边的运动链同时进行传递,这使该位移放大机构不仅具有较高的刚度,且在理论上可完全消除附加位移,保证了输出位移的精确性。

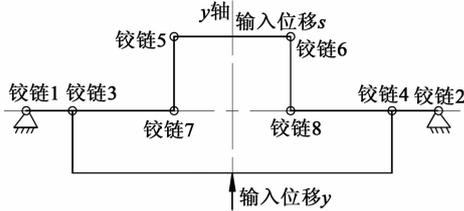


图 1 柔性铰链位移放大机构原理示意图

图 1 中,铰链 7 处的柔性铰链圆弧圆心和铰链 3 处柔性铰链圆弧圆心连线与水平方向的夹角为 β 。本文采用单轴单圆弧与单轴双圆弧两种柔性铰链和 $\beta=0, \beta \neq 0$ 两种情况相互组合设计了 4 种不同结构形式的微位移放大机构,如图 2 所示。根据杠杆原理,微位移放大机构理论放大倍数 $A=c/a$,其中 a 为输入位移力臂, c 为输出位移力臂。代入实际尺寸可得 $A=19.5/6.5=3$ 。

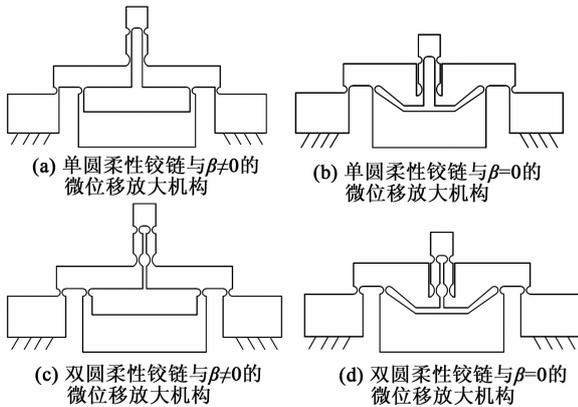


图 2 柔性铰链位移放大机构结构图

1.2 柔性铰链的转角刚度计算

柔性铰链的转角刚度是柔性铰链微位移放大机构设计的重要参数,直接影响微位移放大机构的刚度,并对放大机构的实际放大倍数产生重大影响。柔性铰链有圆弧形、椭圆形、矩形等多种形式^[6-7],本文采用精度较高,刚度较大,且易加工的带圆弧切口的单轴双圆和单轴单圆柔性铰链。

图 3(a)为单轴双圆柔性铰链的结构示意图。其在弯矩 $M(x)$ 作用下绕 z 轴的转角刚度^[8]为

$$k_z = \frac{2Ebt^{5/2}}{9\pi R^{1/2}} \quad (t \ll R) \quad (1)$$

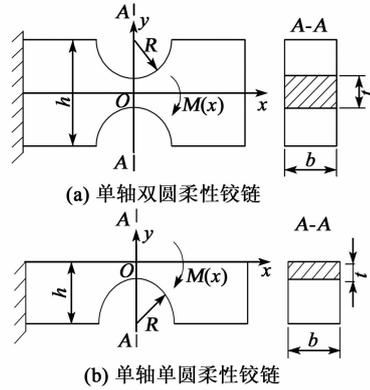


图 3 单轴柔性铰链结构示意图

图 3(b)为单轴单圆柔性铰链的结构示意图。其在 $M(x)$ 作用下绕 z 轴的转角刚度为

$$k_z = \frac{\sqrt{2}Ebt^{5/2}}{9\pi R^{1/2}} \quad (t \ll R) \quad (2)$$

式中: k_z 为柔性铰链的转角刚度; R 为柔性铰链圆弧切口半径; t 为柔性铰链最小厚度; b 为柔性铰链的宽度; E 为柔性铰链材料的弹性模量。

通过式(1)、(2)可知,柔性铰链的 k_z 与铰链的高度 h 无关,且 R 越大, t 越小, k_z 越小,因此,在相同 $M(x)$ 作用下其转角越大。对比单轴双圆柔性铰链和单轴单圆柔性铰链的转角刚度可知,相同结构尺寸条件下单轴双圆柔性铰链比单轴单圆柔性铰链的转角刚度要大。

1.3 微位移放大机构的刚度计算

在柔性铰链微位移放大机构的放大过程中,理想的放大倍数是我们追求的目标,但柔性铰链的弹性变形和轴向拉伸及放大机构的杠杆变形都会使微位移放大机构的输出位移减小,同时因机构自身刚度而产生的结构反力也会造成位移损失,使实际放大倍数小于理论放大倍数^[9-10]。因此,为研究微位移放大机构的放大特性,必须对放大机构的刚度及结构反力等性能进行研究。

对微位移放大机构的各柔性铰链转角关系进行研究发现,当 $\beta < 0.5^\circ$ 时,铰链 5、6 的转动角度 α 小于铰链 1~4 的转动角度 θ 的 5%,可以近似认为 $\alpha=0$;当 $0.5^\circ < \beta < 30^\circ$, θ 与 α 近似成正比,比值为 n ,且 n 值随 β 值增大而增大。因此, α 与 θ 的关系为

$$\alpha = \begin{cases} n \cdot \theta & 0.5^\circ < \beta < 30^\circ \\ 0 & \beta < 0.5^\circ \end{cases} \quad (3)$$

基于柔性铰链的转角刚度,采用功能原理的方

法来计算微位移放大机构的等效刚度。假设在图 1 中输入位移处施加力 F 使微位移放大结构的柔性铰链发生转动,其在 y 方向的输入位移为 y 。结合式(3)和 $y = a \cdot \theta$ 可得微位移放大机构的等效刚度^[9]为

$$k = \frac{4k_1 + 2k_2(n + 1)^2 + 2k_3n^2}{a^2} \quad (4)$$

式中: k_1 为铰链 1~4 的转角刚度; k_2 为铰链 7、8 的转角刚度; k_3 为铰链 5、6 转角刚度。文中 $k_1 = k_3$ 。

通过分析式(4)可知,微位移放大机构的等效刚度主要由柔性铰链的 k_z 、 n 及 a 决定。由式(3)可知, n 由 β 值决定,当 β 增大时, n 随之增大,使微位移放大机构的 k 也随之增大。因此,在微位移放大机构的设计与参数选择时,应根据使用要求来综合考虑 k_z 、 β 及 a 。

表 1 为本文设计的微位移放大机构结构参数。表中, R_1 为柔性铰链 1~6 的圆弧切口半径, R_2 为柔性铰链 7、8 的弧切口半径。

表 1 4 种微位移放大机构几何参数

b/mm	t/mm	c/mm	R_1/mm	R_2/mm	a/mm
20	0.5	19.5	1	2	6.5

2 微位移放大机构的放大特性对比

微位移放大机构采用 65Mn 弹簧钢加工而成,材料特性如下:弹性模量 $E = 206 \text{ GPa}$,泊松比 $\nu = 0.3$,密度为 7.85 kg/m^3 ,许用应力为 570 MPa 。使用 ANSYS14.0 软件对 4 种不同结构形式的微位移放大机构的静态特性进行分析,在分析中采用 SOLID187 单元对放大机构进行自由网格划分,并对其结构薄弱处进行网格细化。

2.1 微位移放大机构放大倍数分析

根据使用要求,对微位移放大机构的固定端进行位移约束,在图 1 中输入位移处施加 $20 \mu\text{m}$ 的位移。图 4 为 4 种微位移放大机构在 y 方向位移变形。位移输出端产生的位移分别为 $55.54 \mu\text{m}$ 、 $57.94 \mu\text{m}$ 、 $56.44 \mu\text{m}$ 、 $58.88 \mu\text{m}$,经分析计算得到其放大倍数分别为 2.777、2.897、2.822、2.944(对不同的输入位移进行分析可发现,微位移放大机构的放大倍数基本不变,即输入位移与输出位移具有良好的线性关系)。通过对比可发现,在相同约束条件下,用同种材料加工成的 4 种相同结构参数的微位移放大机构中,双圆柔性铰链微位移放大机构的放大倍数大于单圆柔性铰链微位移放大机构, $\beta = 0$ 的微位移放大机构的放大倍数大于 $\beta \neq 0$ 的微位移放大机构,即双圆柔性铰链与 $\beta = 0$ 组合的微位移放大

机构的放大倍数最大,单圆柔性铰链与 $\beta \neq 0$ 组合的微位移放大机构的放大倍数最小。因此,在材料和结构参数已确定情况下,为获得更小的放大倍数,应选择双圆柔性铰链与 $\beta = 0$ 组合的微位移放大机构。

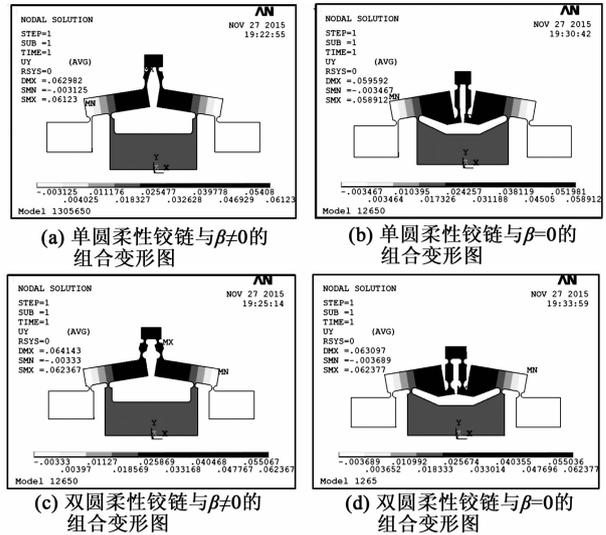


图 4 柔性铰链位移放大机构变形图

2.2 微位移放大机构负载能力分析

在柔性铰链微位移放大机构的放大过程中,由于柔性铰链的轴向变形,杠杆的变形以及结构反力而产生的位移损失,反映了微位移放大机构的负载能力^[11]。对于微位移放大机构来说,当其负载力达到一定值时,则其输出位移 $s = 0$,既微位移放大机构丧失了放大能力,因此在设计微位移放大机构时必须对其负载能力进行分析。根据使用要求,对微位移放大机构的固定端进行位移约束,在图 1 中输入位移处施加 $20 \mu\text{m}$ 的输入位移,在位移输出端上分别施加 0 和 50 N 的负载力,通过分析计算可知,4 种微位移放大机构负载能力如表 2 所示。

表 2 4 种微位移放大机构的负载能力对比

类别	单圆和 $\beta \neq 0$	单圆和 $\beta = 0$	双圆和 $\beta \neq 0$	双圆和 $\beta = 0$
负载能力/ ($\mu\text{m}/\text{N}$)	0.026 15	0.026 60	0.021 15	0.022 18

通过对比我们发现,用同种材料加工的 4 种相同结构参数的微位移放大机构中,双圆柔性铰链微位移放大机构的负载能力强于单圆柔性铰链微位移放大机构, $\beta \neq 0$ 的微位移放大机构的负载能力略强于 $\beta = 0$ 的微位移放大机构,即双圆柔性铰链和 $\beta \neq 0$ 组合微位移放大机构的负载能力最强,单圆柔性铰链和 $\beta = 0$ 组合微位移放大机构的负载能力最弱。因此,在材料和结构参数已确定情况下,为获得最大的负载能力,应选择双圆柔性铰链和 $\beta \neq 0$ 组合微位

移放大机构。

2.3 微位移放大机构应力分析

对微位移放大机构加载最大 $20\ \mu\text{m}$ 位移时,通过图 5 可发现,当 $\beta=0$ 时,微位移放大机构的最大应力发生在铰链 1、2、3、4(见图 1)的最小截面厚度处;当 $\beta\neq 0$ 时,微位移放大机构的最大应力发生在柔性铰链 7、8 的最小截面厚度处,且均小于材料许用应力 $570\ \text{MPa}$ 。用同种材料加工成的 4 种相同结构参数的微位移放大机构在相同位移载荷作用下,单圆柔性铰链微位移放大机构的内部应力小于双圆柔性铰链微位移放大机构, $\beta=0$ 的微位移放大机构的内部应力小于 $\beta\neq 0$ 的微位移放大机构,即单圆和 $\beta=0$ 组合的微位移放大机构的最大应力最小,双圆和 $\beta\neq 0$ 组合的微位移放大机构的最大应力最大。因此,在材料和结构参数已确定情况下,为获得最小的最大应力,应选择单圆和 $\beta=0$ 组合的微位移放大机构。

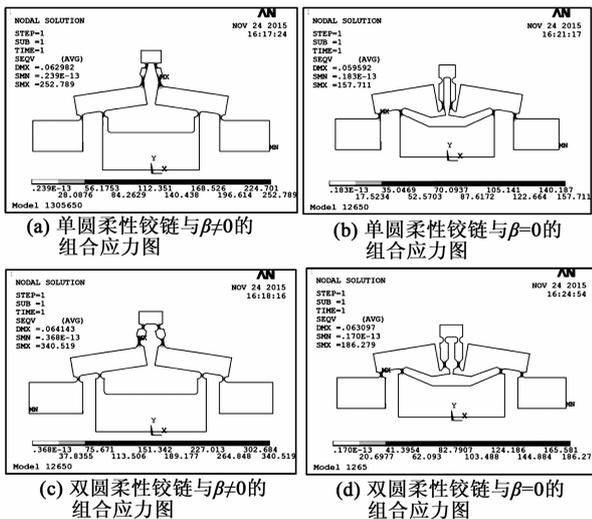


图 5 柔性铰链位移放大机构应力图

3 结束语

通过对 4 种不同结构形式的微位移放大机构进行有限元数值仿真,得到了 4 种微位移放大机构的放大倍数、负载能力及应力分布等静态特性,对比分析其结果可知:在相同结构参数的条件下,4 种微位移放大机构中放大倍数最大的是双圆柔性铰链与 $\beta=0$ 组合的微位移放大机构;负载能力最强的是双圆柔性铰链和 $\beta\neq 0$ 组合的微位移放大机构,且 β 值对负载能力影响较小;最大应力最小的是单圆柔性铰链和 $\beta=0$ 组合的微位移放大机构,且 β 值对最大应力影响较大。

综合考虑 4 种微位移放大机构的放大倍数、负载能力及应力分布等静态特性,本文选择了放大倍数最大,负载能力较强,最大应力较小的双圆柔性铰

链与 $\beta=0$ 组合的微位移放大机构对微进给刀架系统中压电陶瓷驱动器的输出位移进行放大。

参考文献:

- [1] 薛实福,李庆祥.精密仪器设计[M].北京:清华大学出版社,1993.
- [2] 王建林,胡小唐.纳米定位技术研究现状[J].机械设计与研究,2000,1:43-44.
WANG Jianlin, HU Xiaotang. Research status of nan positioning technology[J]. Mechanical Design and Research, 2000, 1: 43-44.
- [3] XU Wei, KING T. Flexure hinges for piezoactuator displacement amplifiers: flexibility accuracy and stress consideration[J]. Precision Engineering, 1996, 19(1): 4-10.
- [4] GAO Peng, SWEI Shanmin, YUAN Zhejun. A new piezodriven precision micropositioning stage utilizing flexure hinges[J]. Nanotechnology, 1999(10): 394-398.
- [5] 李玉和,李庆祥,陈璐云,等.单轴柔性铰链设计方法研究[J].清华大学学报,2012,42(2):172-174.
LI Yuhe, LI Qingxiang, CHEN Luyun, et al. BAI Lifan. Research on the design method of single axis flexure hinge [J]. Tsinghua University, 2012, 42(2): 172-174.
- [6] FREDRIC E S, TEAGUE E C. Piezodriven $50\ \mu\text{m}$ range stage with subnanometer resolute [J]. Review of Scientific Instruments, 1978, 49: 1735-1740.
- [7] SMITH T S, BADAMI V G, DALE J S, et al. Elliptical flexure hinges [J]. REV Sci Instrum, 1997, 68(3): 1474-1483.
- [8] 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 Yingfei, ZHOU Zhaoying. Design of flexure hinge [J]. Engineering Mechanics, 2002, 19(6): 136-140.
- [9] 孙中雷,赵美英,尹子栋.超磁致伸缩驱动器微位移放大机构设计与研究[J].机械科学与技术,2012,31(7): 1050-1054.
SUN Zhonglei, ZHAO Meiyong, YIN Zidong. Designing micro-displacement amplifier for giant magnetostrictive actuator [J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2012, 31(7): 1050-1054.
- [10] 辛洪兵,郑伟智,赵果.弹性铰链研究[J].光学精密工程,2013,11(1): 89-93.
XIN Hongbing, ZHENG Weizhi, ZHAO Fu. Research on elastic hinge [J]. Elastic Hinge Optical Precision Engineering, 2012, 31(7): 1050-1054.
- [11] 王隆太,周志平,马志新.柔性铰链位移放大机构放大能力和负载能力分析[J].机械设计,2007,24(7): 11-13.
WANG Longtai, ZHOU Zhiping, MA Zhixin. Capacity and load capacity analysis of elastic hinge displacement amplification mechanism [J]. Mechanism Design, 2007, 24(7): 11-13.