

文章编号 1004-924X(2018)10-2527-09

二级杠杆式微牛级微力发生机构

王 勇*, 刘和亮, 刘正士, 胡珊珊

(合肥工业大学 机械工程学院, 安徽 合肥 230009)

摘要:针对力传感器标定系统难以精确加载微牛级微力的现状,设计了一种二级杠杆式微力发生机构。首先,在比较了常用柔性铰链精度性能的基础上,介绍了微力发生机构的工作原理。然后,在考虑杆件变形和柔性铰链中心偏转的基础上,分析了各级杠杆和各柔性铰链的受力和能量传递情况,推导了二级杠杆式微力发生机构力缩小倍数的理论计算方法,并以实现某一力缩小倍数为设计目标,据此提出了微力发生机构的优化设计方法。接着,进行有限元仿真分析,得到了不同输入力下的力值响应特性。最后搭建了微力发生机构的性能实验测试平台。结果表明,有限元分析、实验结果与理论力值间的最大误差分别为 5.501% 和 7.391%,实验非线性误差为 2.89%,可实现 0~500 μN 的微力加载。认为力缩小倍数满足设计要求,验证了采用该优化设计方法准确设计二级杠杆式力柔顺机构、提高微力加载精度的有效性。

关键词:微牛级微力;柔性铰链;二级杠杆式微力发生机构;有限元分析;优化设计

中图分类号: TP132 **文献标识码:** A **doi:** 10.3788/OPE.20182610.2527

Design and functional analysis of a micro-Newton force generator

WANG Yong*, LIU He-liang, LIU Zheng-shi, HU Shan-shan

(School of Mechanical Engineering, Hefei university of technology, Hefei 230009, China)

* Corresponding author, E-mail: simenkouwang@sina.com

Abstract: A two-stage lever-type micro-force generator was designed to address the challenges in the calibration system of force sensor to provide accurate micro loads. Initially, the working principle of the micro-force generator was introduced based on the performance comparison among general flexure hinges. Next, the force and energy transmissions were analyzed and a theoretical calculation method to evaluate the minification ratio K was deduced by taking into consideration the deformation of the lever and the offset of the flexure hinge's rotation. To accomplish the aim of achieving a certain minification ratio, the optimization design of the micro-force generator was proposed. Moreover, the response characteristics under different input forces were obtained by performing finite element simulation. Subsequently, a test platform was fabricated to measure the power performance of the micro-force generator. The results show that the largest error between the finite element analysis (FEA) and the theoretical analysis result is 5.501%, whereas that between the experimental result and the theoretical analysis result is 7.391%, the linearity is 2.89%, and loading range of up to 500 μN is reached. The results also indicate that the minification ratio K meets the design requirements and verify the validity of applying the optimization method to design two-stage lever-type micro-force generator and improve the accuracy of micro-Newton loads.

收稿日期:2010-02-06;修订日期:2018-04-02.

基金项目:国家自然科学基金资助项目(No. 41076061, No. 40876052)

Key words: micro-Newton force; flexible hinge; two-stage lever-type micro-force generator; finite element analysis; optimization design

1 引言

微力($\leq 10^{-5}$ N)被广泛应用于海洋技术^[1]、航空航天^[2]、生物医学^[3]、原子力显微镜探针^[4]、MEMS 和微纳制造^[5-6]等众多科技领域。当进行精密而脆弱的传感器标定、力值测量和微操作时,作用力量级十分微小,典型值已达到 μN 级。而传统的悬臂梁探针结合分析天平标定技术通常受到 MEMS 工艺、传感器形状和平台精度的限制,传统大力值标准法则不适用于加载此类微力。现有的微力发生方法中,W Jin 等人利用安培力的产生原理^[7],在永磁体中插入通电线圈,通过控制电流等变量可以产生较大范围的力和位移,但通电过程会造成局部发热,产生热漂移现象;利用静电力的产生原理,研究人员提出基于静电梳齿^[8]和静电平行板^[9]的微力产生方法,但空间结构限制了力的作用范围,一般只能产生推力且操作复杂,影响因素较多;美国国家标准与技术研究院(NIST)提出的静电场复现法^[10],利用柔性机构传递微力到内圆柱电极,静电力与机械力交叉检测,差异小于 $300 \mu\text{N}$,分辨率达 15 nN 。进一步的,限制内电极的轴向运动,真空环境隔离外界影响,已经实现了差异小于 $200 \mu\text{N}$ 下的微力产生与标定^[11];基于显微散斑干涉技术,Li 等人^[12]提出通过单晶硅力敏感悬臂梁和钨探针产生和传递微力,利用挠度和悬臂梁的刚度间接计算微力,开环系统不易控制,且间接测量造成误差;吉林大学研制的压电陶瓷微力发生装置^[13]涉及正逆压电效应,电压与变形量、变形量与输出力之间的非线性关系造成标定困难,且难以控制变形量的微小均匀变化以实现稳定加载。同时压电材料亦存在热效应,且由于自身放电电阻的存在而不能长时间保持电荷^[14],不适于实现较长时间内的稳定加载;通过标准砝码复现力值是最经典有效的计量方法,传统的砝码滑轮式微力加载方法^[15],因砝码自身量值准确可靠,可以在重力方向上达到很高的精度,目前标准砝码的最小质量为 0.5 mg ($5 \times 10^{-6} \text{ N}$)^[10],但这类小质量砝码的相对不确定度^[16]、绳索的自重、滑轮和绳索之间的摩擦等

影响难以忽略,操作误差对加载精度产生影响^[17]。

综上所述,国内外对于微力发生装置的研究工作主要集中在力传感器的标定系统研究、微力的测量和溯源领域。或应用压电材料、静电力和磁场力等,或致力于柔性机构对微力的传递和转化,通常伴有控制和标定困难、条件苛刻和操作复杂、难以主动地进行精确定量加载、难以实现高精度等实际问题,且一般拥有较固定的灵敏度和测量范围,只适用于某一种使用场合。但值得关注的是,相比于传统铰链,柔性铰链具有无摩擦和间隙、重复精度高等优良性能,受到科研人员的广泛关注而迅速发展^[18-20]。并且杠杆式柔顺机构因具有简单可靠、可整体化加工、能耗低、无磨损、可实现高精度运动等优点,已成为精密机械领域最经典的运动缩放机构。

为了获得 $500 \mu\text{N}$ 以下的精确微力,基于杠杆式力柔顺机构按确定倍数缩小标准砝码力最终得到目标微力的原理,本文以力缩小倍数 $K=210 \pm 5$ 为设计任务,基于直圆型柔性铰链设计了一种二级杠杆式微力发生机构,运用弹性力学和材料力学理论,探究了 K 的理论计算方法,据此提出了关键尺寸的优化设计方法,并利用有限元仿真和实验进行验证。本文的设计和实验方法对这一类型的微力发生装置有一定的借鉴意义。

2 工作原理

2.1 直圆型柔性铰链

常见的柔性铰链有圆弧型、倒圆角直梁型、椭圆型等多种类型。当最小厚度 t 保持不变时,绕铰链中心偏转相同角度,圆弧型、椭圆型柔性铰链所需力矩较小,适合小力矩驱动场合。在改变同样大小力矩的情况下,椭圆形柔性铰链转角偏移量最大,灵敏度最高,适合精度要求较高的场合^[21]。圆弧型铰链的转动精度最高^[22],但只能进行微小角度的转动,其次是椭圆型铰链,特殊的,直圆型柔性铰链具有较高的精度且应用最为广泛。因此考虑到微力的精确传递、结构的紧凑性以及加工制造的复杂度,本文选择直圆型柔性铰

链用于传递力和位移。

2.2 直圆型柔性铰链的刚度分析

柔性铰链的转动精度一般是指转动中心的柔度^[23],柔性铰链的转动刚度是决定其性能的重要参数,国内外对于直圆型柔性铰链的刚度计算方法^[24-25]已经较为成熟,直圆型柔性铰链的相关参数如图 1 所示。直圆型柔性铰链的变形集中在圆弧的最薄弱部分且变形量非常微小,忽略其他部分的变形干涉,最小厚度 t 对转动刚度 K_α 的影响最大, t 与 K_α 呈曲线递增关系且增速渐快,其次是半径 R ,最后为宽度 b ,且 b 与 K_α 呈线性递增关系^[21],如式(1)所示:

$$K_\alpha = \frac{M_z}{\alpha_z} = \frac{EbR^2}{12 \left[\frac{2s^3(6s^2+4s+1)}{(2s+1)(4s+1)^2} + \frac{12s^4(2s+1)}{(4s+1)^{5/2}} \arctan \sqrt{4s+1} \right]} \quad (1)$$

本文希望得到较小的转动刚度以及合适的轴向拉伸刚度,并且相对来说,转动刚度越小越好。前期大量的有限元仿真工作表明,在微力作用下,轴向拉伸强度 K_x 容易得到满足,因此在满足极限应力的条件下,应首先确定 b ,并尽可能减小 t ,在此基础上需定量地分析 R 对转动和轴向拉伸刚度的影响。考虑到使用要求与加工条件等因素,选择 $b=5 \text{ mm}$, $t=0.4 \text{ mm}$, R 在 $0 \sim 5 \text{ mm}$ 范围内变化。本文选择密度小且强度较高的硬铝合金材料,弹性模量 $E=72 \text{ GPa}$,计算柔性铰链的转动和轴向拉伸刚度^[25],如式(2):

$$K_x = \frac{F_x}{\Delta x} = \frac{Eb}{\left[\frac{2(2s+1)}{\sqrt{4s+1}} \arctan \sqrt{4s+1} - \frac{\pi}{2} \right]} \quad (2)$$

式中 $s=R/t$ 。

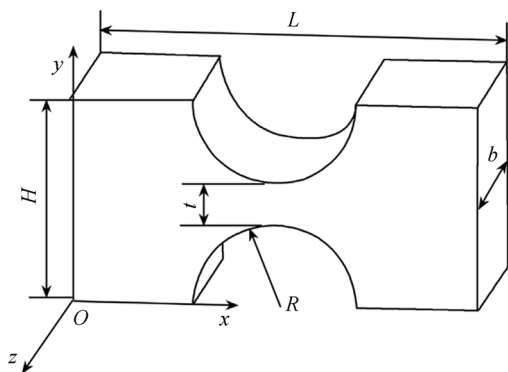


图 1 直圆型柔性铰链结构图

Fig. 1 Structure diagram of right circular flexure hinge

利用 MATLAB 软件编写计算程序,得出两者的变化关系如图 2 所示。

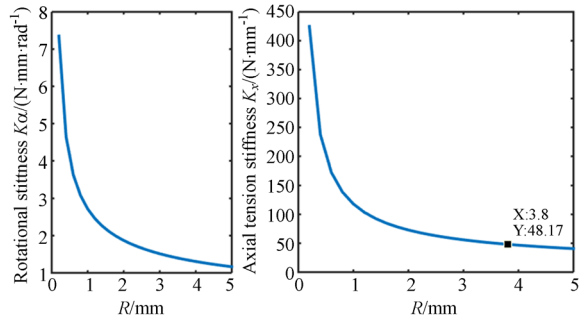


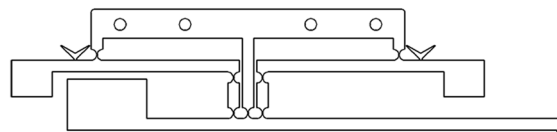
图 2 半径 R 与刚度的关系曲线

Fig. 2 Relationship between radius R and stiffness

随着 R 的增大, K_α 和 K_x 均随之减小且变化趋于平缓,综合考虑柔性铰链的刚度要求,在后段较平滑区域选择 $R=3.8 \text{ mm}$ 。

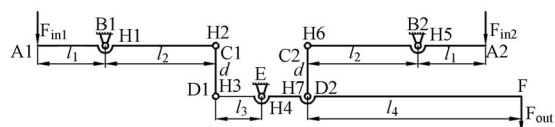
2.3 二级杠杆式微力发生机构

在此基础上,本文设计了一种对称差动式二级杠杆微力发生机构,整体采用稳定的四点约束方式,通过在左右 V 型托盘处加载不同量值的标准砝码,利用柔性铰链传递力和位移,在第二级杠杆的力输出端获得垂直方向的微力。对称式差动结构有助于消除常见杠杆机构输出的非线性,减少横、纵方向上位移和力的维间耦合且获得更小的实际输入力。在动作过程中,杠杆自身重力会产生非平衡惯性力和惯性力矩,在各运动副中引起动压力,进而造成运动精度和可靠性下降,同时杠杆的长期偏置亦造成机构的塑性变形,因此



(a) 微力发生机构结构图

(a) Structure diagram of micro-force generator



(b) 微力发生机构几何模型图

(b) Geometric model diagram of micro-force generator

图 3 微力发生机构

Fig. 3 Micro-force generator

采用配重平衡设计使每级杠杆的总质心位于柔性铰链的转动中心处,使得微力发生机构在空载情况下达到初平衡,同时在二级杠杆处设置受力接触端,实现直接加载。综上所述,最终建立了等厚度的一体化模型如图 3 所示。

3 静力学分析

3.1 力缩小倍数的理论计算

简化后的机构模型如图 3(b)所示,柔性铰链 $H_i(i=1,2,3,4,5,6,7)$ 所受轴向力为 F_i ,作用力矩 $M_i=K_a \times \theta_i$,转动刚度为 $K_i=K_a$,第一、二级动力臂长度分别为 l_1 和 l_3 ,阻力臂长度分别为 l_2 和 l_4 ,中间过渡杆 $C_1D_1=C_2D_2=d$,杠杆的矩形截面高度为 h ,宽为 z 。要求产生向下的力和位移,必须保证 F_{in1} 大于 F_{in2} ,而横向力和位移十分微小且大部相互抵消,因此以下计算中忽略横向微小力及位移。

在非敏感部位简化模型,依次拆分出第一级杠杆 $A_1B_1C_1$ 和 $A_2B_2C_2$ 、中间过渡杆 C_1D_1 和 C_2D_2 、第二级杠杆 D_1ED_2F 分别进行受力分析。

(1) 第一级杠杆 $A_1B_1C_1$ 的受力分析

受力情况如图 4 所示,由平衡条件可知:

$$\sum F = 0, F_{in1} + F_2 - F_1 = 0, \quad (3)$$

$$\sum M_{B_1} = 0, F_{in1} \cdot l_1 - F_2 \cdot l_2 - M_1 - M_2 = 0. \quad (4)$$

杠杆在外力作用下,发生弯曲变形和剪切变形,对于文中的细长梁型($l/h > 5$)杠杆,剪切力做功远小于弯矩做功,通常可忽略不计。

任意横截面的弯矩为:

$$M_1(x) = F_{in1} \cdot x - F_1(x - l_1) - F_2 \cdot (l_1 + l_2 - x). \quad (5)$$

根据弹性力学理论,一级杠杆 $A_1B_1C_1$ 的弯曲应变能为:

$$v_{e1} = \int_0^{l_1+l_2} \frac{M_1^2(x)}{2EI} dx = \int_0^{l_1+l_2} \frac{[F_{in1} \cdot x - F_1(x - l_1) - F_2 \cdot (l_1 + l_2 - x)]^2}{2EI} dx, \quad (6)$$

式中截面刚度为:

$$EI = \frac{Ez h^3}{12}. \quad (7)$$

$H_i(i=1,2)$ 的弯曲应变能分别是:

$$V_{H1} = \frac{1}{2} K_1 \cdot \theta_1, \quad (8)$$

$$V_{H2} = \frac{1}{2} K_2 \cdot \theta_2. \quad (9)$$

其总应变能为:

$$V_1 = V_{e1} + V_{H1} + V_{H2}. \quad (10)$$

由弯曲变形的叠加原理, A_1 处的竖直位移为:

$$\omega_{A1y} = l_1 \cdot \theta_1 + \frac{F_{in1} l_1^3}{3EI}. \quad (11)$$

C_1 处的输出位移为:

$$\omega_{C1y} = l_2 \cdot \theta_{B1} - \frac{F_2 l_2^3}{3EI}. \quad (12)$$

由弹性变形体的功能原理可知:

$$V_1 = F_{in1} \cdot \omega_{A1y} - F_2 \cdot \omega_{C1y}. \quad (13)$$



图 4 第一级杠杆 ($A_1 B_1 C_1$)

Fig. 4 The first stage lever ($A_1 B_1 C_1$)

(2) 过渡杆 C_1D_1 的受力分析

受力情况如图 5(a)所示,同理可得:

$$F_2' - F_3 = 0, \quad (14)$$

$$M_2' - M_3 = 0. \quad (15)$$

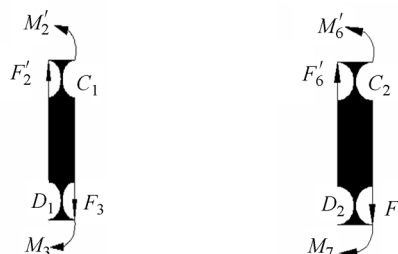
过渡杆 C_1D_1 的拉伸应变能为:

$$V_{C_1D_1} = \int_0^{d-4R} \frac{F_3^2}{2EA} dx. \quad (16)$$

过渡杆 C_1D_1 的拉伸变形量为:

$$\omega_{C_1D_1y} = \omega_{C_1y} - \omega_{D_1y}. \quad (17)$$

由弹性变形体的功能原理可知:



(a) 中间过渡杆 (C_1D_1) (b) 中间过渡杆 (C_2D_2)

(a) The middle transition rod (C_1D_1) (b) The middle transition rod (C_2D_2)

图 5 中间过渡杆

Fig. 5 The middle transition rods

$$V_{C_1 D_1} = F_3 \cdot \omega_{C_1 D_1 y}. \quad (18)$$

(3) 第一级杠杆 $A_2 B_2 C_2$ 的受力分析

受力情况如图 6 所示,同理可得:

$$\sum F = 0, F_{in2} + F_6 - F_5 = 0, \quad (19)$$

$$\sum M_{B_2} = 0, F_{in2} \cdot l_1 - F_6 \cdot l_2 + M_5 + M_6 = 0. \quad (20)$$

对任意横截面的弯矩为:

$$M_2(x) = F_{in2} \cdot x - F_5(x - l_1) - F_6 \cdot (l_1 + l_2 - x). \quad (21)$$

一级杠杆 $A_2 B_2 C_2$ 的弯曲应变能为:

$$\begin{aligned} v_{e2} &= \int_0^{l_1+l_2} \frac{M_2^2(x)}{2EI} dx = \\ &= \int_0^{l_1+l_2} \frac{[F_{in2} \cdot x - F_5(x - l_1) - F_6 \cdot (l_1 + l_2 - x)]^2}{2EI} dx. \end{aligned} \quad (22)$$

柔性铰链的弯曲应变能分别为:

$$V_{H_5} = \frac{1}{2} K_5 \cdot \theta_5^2, \quad (23)$$

$$V_{H_6} = \frac{1}{2} K_6 \cdot \theta_6^2. \quad (24)$$

总应变能为:

$$V_2 = V_{e2} + V_{H_5} + V_{H_6}. \quad (25)$$

A_2 处的位移为:

$$\omega_{A_2 y} = l_1 \cdot \theta_5 - \frac{F_{in2} l_2^3}{3EI}. \quad (26)$$

C_2 处的输出位移为:

$$\omega_{C_2 y} = l_2 \cdot \theta_5 + \frac{F_6 l_2^3}{3EI}. \quad (27)$$

由弹性变形体的功能原理可知:

$$V_2 = F_6 \cdot \omega_{C_2 y} - F_{in2} \cdot \omega_{A_2 y}. \quad (28)$$



图 6 第一级杠杆($A_2 B_2 C_2$)

Fig. 6 The first stage lever($A_2 B_2 C_2$)

(4) 过渡杆 $C_2 D_2$ 的受力分析

受力情况如图 5(b)所示,同理可得,

$$F_6' - F_7 = 0, \quad (29)$$

$$M_6' - M_7 = 0. \quad (30)$$

过渡杆 $C_2 D_2$ 的拉伸应变能为:

$$V_{C_2 D_2} = \int_0^{d-4R} \frac{F_7^2}{2EA} dx. \quad (31)$$

过渡杆 $C_2 D_2$ 的竖直方向的拉伸长度为:

$$\omega_{C_2 D_2 y} = \omega_{C_2 y} - W_{D_2 y}. \quad (32)$$

由弹性变形体的功能原理可知:

$$V_{C_2 D_2} = F_7 \cdot \omega_{C_2 D_2 y}. \quad (33)$$

(5) 第二级杠杆 $D_1 E D_2 F$ 的受力分析

受力情况如图 7,同理可得:

$$\sum F_y = 0, F_{out} + F_3' + F_7 - F_4 = 0, \quad (34)$$

$$\begin{aligned} \sum M_E = 0, F_3' \cdot l_3 - F_{out} \cdot l_4 - F_7' \cdot l_3 - M_3' - \\ M_4 - M_7 = 0. \end{aligned} \quad (35)$$

定义力缩小倍数为:

$$K = \frac{F_{in1} - F_{in2}}{F_{out}}. \quad (36)$$

K 值大小直接反映机构的运放性能, K 值越大表明机构的力缩小性能越好, 当 F_{in1} 、 F_{in2} 在一定范围内变化时, K 值越稳定表明机构的重复精度越高。



图 7 第二级杠杆($D_1 E D_2 F$)

Fig. 7 The second stage lever($D_1 E D_2 F$)

3.2 关键杆长尺寸的优化设计

根据式(1)~(35),可知力发生机构的杆长尺寸是决定力缩小倍数的主要参数,以 $x = [l_2, l_4, \theta_1, \theta_5]$ 为基础变量,迭代各基本参数可确定力缩小倍数 K。考虑到杠杆机构往往由于尺寸等原因而造成整体刚度不足, K 值出现波动,进而使得运动输入、输出呈现非线性关系,当 F_{in1} 、 F_{in2} 在一定范围内变化, K 的理论计算值与设计目标的差值为 0 时,理论设计精度最高。同时为减小柔性铰链的轴向拉应力,遵循轻量化原则,在满足预期放大倍数的条件下,应尽量减小整体机构的自重,要求整体机构的横向尺寸尽可能小。不妨以力缩小倍数 $K=213$ 为设计要求,设置目标函数为

$$\begin{cases} F(1) = \sum_{i=0}^{10} \left(\frac{F_{in1} - F_{in2}}{F_{out}} - 213 \right)^2 \\ F(2) = l_2 + \max([l_2, l_4]) \end{cases}. \quad (37)$$

结合性能要求、尺寸限制和特定工况,得出约束条件分别为:

(1) 保证单级阻力臂大于动力臂,以期实现力的两次缩小,根据理想状态下二级杠杆原理,当 l_2

取最小值时, l_4 取最大值, 反之亦然。即:

$$\begin{cases} l_1 \leq l_2 \leq 3 \ 195 \\ l_3 \leq l_4 \leq 2 \ 130 \end{cases} \quad (38)$$

(2) 根据二级杠杆原理, 各级杆长决定力缩小倍数的大部, 但能量损耗必然导致力缩小倍数大于理想状态下二级杠杆原理所得。即:

$$195 < \frac{l_2 \cdot l_4}{l_1 \cdot l_3} < 215. \quad (39)$$

(3) 微力加载和输出端的纵向约束使得各柔性铰链的偏角十分微小 ($\theta_i \leq 5^\circ$), 且 H_1 、 H_5 均为逆时针转动。满足:

$$\begin{cases} \theta_1, \theta_5 \in (0, \pi/36] \\ \theta_2, \theta_3, \theta_4, \theta_6, \theta_7 \in [-\pi/36, \pi/36] \end{cases} \quad (40)$$

表 1 基本尺寸单位

基本尺寸	b	t	R	d	l_1	l_3	h	z
数值	5	0.4	3.8	15	15	10	8	5

微力发生机构的基本尺寸如表 1 所示, 使用 Matlab 软件中的 Fgoalattain 函数工具集对杆长尺寸进行优化求解, 多次改变权重因子, 在均匀记权情况下选择权重因子 $\text{weight}=[1 \ 1]$ 获得最佳非劣解, 迭代过程验证了 θ_1 、 θ_5 在约束范围内的变化对 K 值的影响十分微小, 计算结果可作为平均角度用以参考实际的角度变化值。根据实际的加工和使用条件, 对结果进行筛选和修正得到最终的杆长尺寸为 $l_2=94.5 \text{ mm}$, $l_4=310 \text{ mm}$ 。

4 实验验证

4.1 微力发生机构的有限元仿真

为了验证微力发生机构的静力学模型和优化过程的正确性, 利用 ANSYS Workbench 软件对模型进行有限元仿真分析。有限元模型的尺寸参数与理论优化结果相同, 通过参数化建模方法计算各级配重, 采用整体自动化分、各柔性铰链和力输出端局部细化的网格划分方法。本文希望得到机构中力输出端的受力情况且局部结构较为复杂, 因此选用三维实体单元 SOLID187。鉴于边界条件较为简单, 因此模拟实际工况直接在重力场下分别施加装配孔、柔性铰链和力输出端的固定约束后, 于力输入端分别加载 0~10 g 砝码力

范围内的 25 组大致均布的差异力值, 加载前后力输出端约束反作用力的力值变化即为输出力。选用硬铝合金材料, 泊松比为 0.33, 密度为 $2 \ 700 \text{ kg/m}^3$, 屈服极限和抗拉强度分别为 265 MPa 和 410 MPa。

有限元仿真结果如图 10(a) 所示, 仿真曲线与理论曲线高度吻合, K 值稳定, 同时微力仿真值与理论值之间的最大误差为 5.501%。

4.2 微力发生机构实验

基于上述尺寸参数, 采用电火花线切割技术得到实际的二级杠杆式力微力发生机构如图 8 所示。

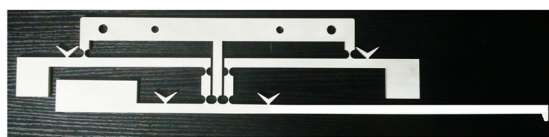


图 8 微力发生机构实物图

Fig. 8 Prototype of micro-force generator

图 9 为微力发生机构的实验测试图, 实验选择在室温 $20 \text{ }^\circ\text{C}$ 的密闭房间内进行, 设计了夹持机构将微力发生机构安装在微动平台 (ZM10A-C2C, 分辨率为 $0.125 \text{ } \mu\text{m}$) 上。加载前利用分析天平 (AL104, 分辨率为 0.01 mg) 校准砝码, 为消除柔性铰链中因前次加载所产生的残余应变能, 采用加载-静置卸载-重复加载的方式将各组差值砝码分别加载至左右 V 型托盘处。砝码差值即为输入力, 分析天平的读数差值即为输出力, 差值计算的另一优点是避免了测试平台可能造成的系统误差。

如图 9(a) 所示, 于大理石隔震台上对二级杠杆式微力发生机构展开对应的 25 组加载实验, 分别记录输出力并计算实际 K 值。力输入端和力输出端分别如图 9(c) 和 9(d) 所示, 实验结果如图 10(a) 所示; 如图 9(b) 所示, 当输出端无约束时, 利用激光位移传感器测量每组力输出端位移, 随着输入力的增大, 力输出端的位移逐渐增大且最大值为 $18.75 \text{ } \mu\text{m}$, 对应最大输出力为 $471.38 \text{ } \mu\text{N}$ 。在产生最大力值的基础上, 以 $0.75 \text{ } \mu\text{m}$ 为单位, 实验通过控制微动平台改变力输出端与分析天平的相对位移, 得到位移与力的关系如图 10(b) 所示, 探索了基于该机构的另一标定方法的可行性, 并得到拟合曲线:

$$y = -25.18x + 455. \quad (41)$$

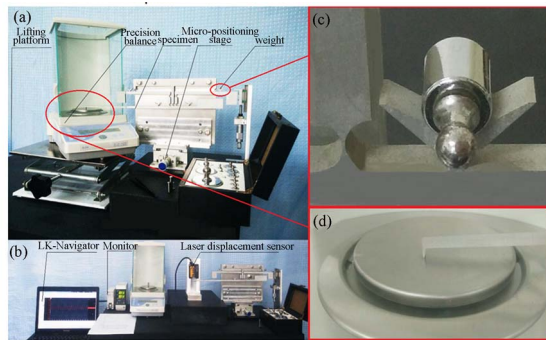
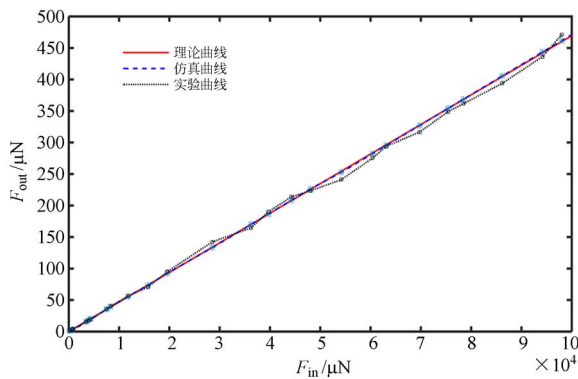


图 9 微力发生机构实验测试图

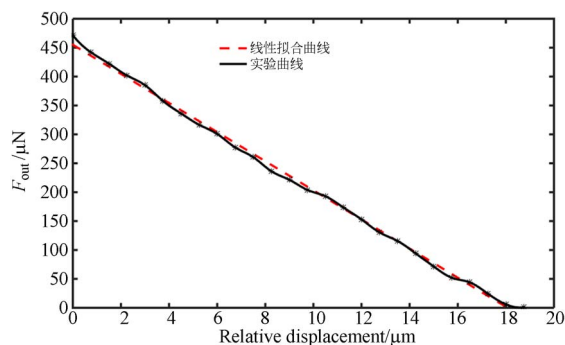
Fig. 9 Experiment of micro-force generator

实验结果表明,实验曲线与理论线性曲线基本吻合,实验的非线性误差为2.89%,K 值波动较小,同时微力实验值与理论值之间的最大误差为7.391%。



(a) 加载曲线

(a) Curve of loading



(b) 力-位移曲线

(b) Curve of force-displacement

图 10 实验测试结果

Fig. 10 Test result

4.3 讨论

以上工作表明,仿真、实验结果与理论力值间仍然存在微小误差,导致实验和仿真结果与理论计算结果之间产生误差的可能原因有:

(1)理论计算仅考虑了垂直方向的力和位移,仿真和实验中实际存在的横向微小力及位移导致了验证结果与理论计算之间微小误差的产生。

(2)由于在电火花线切割加工过程中,瞬时高温导致硬铝合金的切缝边沿尤其是柔性铰链处硬度较高,造成转动和拉伸刚度增大,动作过程中自身能量消耗增加,使得实验所得力值较仿真值整体偏小,K 值有所增加,并且加工尺寸误差亦会对机构的精度与性能产生影响。

(3)在连续的实验过程中,微力发生机构的能量卸载时间可能不足,前次实验加载造成的柔性铰链中的残余应变能未完全卸除,对后次实验结果造成影响。

与已有方法^[12-15]相比,该微力发生机构采用细长直梁型杠杆和创新的优化方法,一定程度上弥补了传统的杠杆式柔顺机构整体刚度不足、非线性输出等缺陷,达到了较高的精度与重复精度;基于差值原理,消除了系统误差,理论上可获得一定范围内的任意力值的输入力,且加载过程中的影响因素较少,最终得到了较高精度的微牛级力值输出;采用一体化电火花线切割加工方法,相较于传统的 MEMS 繁育工艺,其加工余量小、制造成本较低且装配精度高。

5 结论

本文将柔性铰链和二级杠杆机构创新应用于微力发生机构的设计,在比较了几种常用柔性铰链性能的基础上,选择具有较高精度、适合小力矩驱动场合且应用最为广泛的直圆型柔性铰链,建立了二级杠杆式微力发生机构模型;在考虑杆件变形和柔性铰链中心偏转的基础上,推导了力缩小倍数 K 的理论计算方法;以实现某一力缩小倍数为设计目标,提出了二级杠杆式力发生机构的优化设计方法,得出了优化后的关键杆长尺寸;利用 ANSYS Workbench 软件进行了有限元仿真分析,并搭建了微力发生机构的性能实验测试平台,得到了不同输入力下的力值响应特性。结果表明,仿真、实验结果与理论力值间的最大误差分

别为 5.501% 和 7.391%，实验非线性误差为 2.89%，因此认为力缩小倍数 k 满足设计要求，这种微力发生原理、设计以及实验方法是正确且可行的，有助于这类力柔顺机构的研究和设计。在

以后的工作中，还需要考虑到实际操作可能受到的手动加载或环境因素造成的震动干扰，后期可设置初级防震和环境隔离装置以进一步提高加载精度。

参考文献:

- [1] HU S, WANG Y, LIU Z, *et al.*. Exploration of measurement principle of a three-dimensional current sensor for measuring the upwelling[J]. *Ocean Engineering*, 2016, 127:48-57.
- [2] LAW J, SUN W, WU Z, *et al.*. A low-cost reusable micro-newton scale micro-thruster[C]. *International Conference on Solid-State Sensors, Actuators and Microsystems*. 2017:2055-2058.
- [3] LIN G, PALMER R E, PISTER K S, *et al.*. Miniature heart cell force transducer system implemented in MEMS technology[J]. *IEEE Transactions on Bio-medical Engineering*, 2001, 48(9): 996-1006.
- [4] XIE H, VITARD J, HALIYO S, *et al.*. Enhanced accuracy of force application for AFM nanomanipulation using nonlinear calibration of the optical lever [J]. *IEEE Sensors Journal*, 2008, 8(8): 1478-1485.
- [5] ALVO S, LAMBERT P, GAUTHIER M, *et al.*. A van der waals force-based adhesion model for micromanipulation[J]. *Journal of Adhesion Science and Technology, Special Issue on Adhesion in MEMS/NEMS*, 2010, 15-1(24):2415-2428.
- [6] HALIYO S, DIONNET F, RÉGNIER S. Controlled rolling of micro objects for autonomous micro manipulation[J]. *International Journal of Micro-mechatronics*, 2006, 3(2):75-101.
- [7] JIN W, MOTE C D. On the calibration of multicomponent microforce sensors[J]. *Microelectromechanical Systems Journal of*, 1998, 7(2):156-163.
- [8] MOHAND OUSAID A, HALIYO S, REGNIER S, *et al.*. Micro-Force sensor by active control of a comb-drive[J]. *IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, 2013, 8212:612-617.
- [9] YUVAL C, SHAY K, DANIEL L, *et al.*. Electrostatic parallel plate actuators whose moving elements are driven only by electrostatic force and methods useful in conjunction therewith [P]. US: EP2768241 A1. 2014.
- [10] NEWELL D B, KRAMAR J A, PRATT J R, *et al.*. The NIST microforce realization and measurement project[J]. *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*, 2003, 52(2):508-511.
- [11] PRATT J R, KRAMAR J A. Si Realization of small forces using an electrostatic force balance [C]. *XVIII IMEKD World Congress on Metrology for a Sustainable Development, Rio de Janeiro, Brazil*, 2006:109.
- [12] LI X, SU D, ZHANG Z. A novel technique of microforce sensing and loading[J]. *Sensors & Actuators A Physical*, 2009, 153(1):13-23.
- [13] 王相龙. 传感器原位标定系统稳定加载关键技术研究[D]. 吉林大学, 2015.
WANG X L. *Research on Key Technology Based on Stable Loading for the In-situ Calibration System of the Sensor*[D]. Jilin: Jilin University, 2015. (in Chinese)
- [14] SUN Z, HAO L, LI S, *et al.*. A PVDF microforce sensor based on inverse-model algorithm and its applications[C]. *IEEE International Conference on Information and Automation, IEEE*, 2011:801-806.
- [15] 郑红梅, 刘正士, 王勇. 机器人六维腕力传感器标定方法和标定装置的研究[J]. *计量学报*, 2005, 26(1):43-45.
ZHENG H M, LIU ZH SH, WANG Y. Study on the method of dynamic characteristic calibration of the 6-axis wrist force sensor for robot[J]. *Acta Metrologica Sinica*, 2005, 26(1):43-45. (in Chinese)
- [16] JABBOUR Z L, YANIV S L. The kilogram and the measurements of mass and force[J]. *J. Res. Nat. Inst. Stand. Technol*, 2001, 106(1): 25 - 46.
- [17] 黄斌. 基于气浮原理的多维力标定方法及系统的研究[D]. 合肥工业大学, 2012.
HUANG B. *Multi-axis force calibration method and system based on the flotation principle*[D]. Hefei University of Technology, 2012. (in Chinese)
- [18] 卢倩, 黄卫清, 王寅, 等. 深切口椭圆柔性铰链优化设计[J]. *光学精密工程*, 2015, 23(1):206-215.
LU Q, HUANG W Q, WANG Y, *et al.*. Optimization design of deep-notch elliptical flexure

- hinges[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2015, 23(1): 206-215. (in Chinese)
- [19] 付锦江, 颜昌翔, 等. 椭圆弧柔性铰链刚度简化计算及优化设计[J]. *光学精密工程*, 2016, 7(24): 1703-1710.
- FU J J, YAN CH X, *et al.*. Stiffness calculation and optimal design of elliptical flexure hinges[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2016, 7(24): 1703-1710. (in Chinese)
- [20] 曹毅, 刘凯, 单春成, 等. 抗拉柔性铰链的理论建模及有限元分析[J]. *光学精密工程*, 2016, 24(1): 119-125.
- CAO Y, LIU K, SHAN CH CH, *et al.*. Theory modeling and finite element analysis of tensile flexure hinge[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2016, 24(1): 119-125. (in Chinese)
- [21] 左行勇, 刘晓明, 等. 三种形状柔性铰链转动刚度的计算与分析[J]. *仪器仪表学报*, 2006, 27(12): 1725-1728.
- ZUO X Y, LIU X M, *et al.*. Calculation and analysis of rotational stiffness for three types of flexure hinges[J]. *Chinese Journal of Scientific Instrument*, 2006, 27(12): 1725-1728. (in Chinese)
- [22] 蔡雪, 赵美蓉, 郑叶龙, 等. 用于 10^{-6} N~ 10^{-5} N 微力测量的柔性铰链机构设计[J]. *传感技术学报*, 2014(11): 1451-1456.
- CAI X, ZHAO M R, ZHENG Y L, *et al.*. Design of flexure hinges mechanism for 10^{-6} N~ 10^{-5} N micro force measurement[J]. *Chinese Journal of Sensors and Actuators*, 2014(11): 1451-1456. (in Chinese)
- [23] 刘敏, 张宪民. 基于类 V 型柔性铰链的微位移放大机构[J]. *光学精密工程*, 2017, 25(4): 999-1008.
- LIU MIN, ZHANG X M, Micro-displacement amplifier based on quasi-V-shaped flexure hinge[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2017, 25(4): 999-1008. (in Chinese)
- [24] PAROS J. How to design flexure hinges[J]. *Mach Des*, 1965, 37: 151-156.
- [25] WU Y, ZHOU Z. Design calculations for flexure hinges[J]. *Review of Scientific Instruments*, 2002, 73(8): 3101-3106.

作者简介:



王 勇(1969—),男,安徽肥东人,2008年于合肥工业大学获得博士学位,现为合肥工业大学教授,博士生导师,主要研究方向为机械设计、传感及测试技术。E-mail: simenkouwang@sina.com



刘和亮(1993—),男,安徽安庆人,硕士研究生,主要研究方向为机械结构设计、传感器的开发与标定。E-mail: liuhelianglhl@sina.com