

文章编号 1004-924X(2019)10-2215-09

## 尺蠖型超磁致伸缩旋转驱动器的 静动态特性建模与实验

周景涛, 何忠波\*, 柏果, 刘国平

(陆军工程大学 石家庄校区, 河北 石家庄 050003)

**摘要:** 为了满足大行程、高精度旋转运动的需求, 以尺蠖型累积步进角位移为原理, 设计了尺蠖型超磁致伸缩旋转驱动器。以超磁致伸缩棒为动力源、直角柔性铰链为回弹元件, 通过施加特定时序的激励信号, 使钳紧机构和驱动机构有效配合, 实现了转子的步进式角位移输出。将直角柔性铰链简化为超静定梁进行了静动态特性分析, 并建立了空间力学模型。搭建了实验测试系统, 对超磁致伸缩旋转驱动器的输出性能、钳紧稳定性和输出角位移稳定性进行了实验测试。实验结果表明: 在驱动电压为 4.5 V、频率为 2 Hz 的条件下, 平均单步角位移为 278.81  $\mu\text{rad}$ , 最大误差为 7.92  $\mu\text{rad}$ , 最大相对误差为 2.83%; 系统钳紧机构的径向跳动小于 1.35  $\mu\text{m}$ , 驱动器工作状态稳定可靠, 输出精度高, 可实现 360° 转动; 模型计算结果与实验结果基本一致, 最大误差为 12.11  $\mu\text{rad}$ , 最大相对误差为 4.34%。

**关键词:** 超磁致伸缩; 旋转驱动器; 尺蠖型; 直角柔性铰链

**中图分类号:** TH703.8 **文献标识码:** A **doi:** 10.3788/OPE.20192710.2215

## Modeling and experiment of static and dynamic characteristics of inchworm giant magnetostrictive rotary actuator

ZHOU Jing-tao, HE Zhong-bo\*, BAI Guo, LIU Guo-ping

(Army Engineering University Shijiazhuang Campus, Shijiazhuang 050003, China)

\* Corresponding author, E-mail: hzb\_hcl\_xq@sina.com

**Abstract:** In order to meet the requirements of large-stroke and high-precision rotating motion, an inchworm giant magnetostrictive rotary actuator was designed based on the principle of inchworm cumulative stepping angular displacement. With a giant magnetostrictive rod as the power source and a right-angle flexure hinge as the springback element, the stepping angular displacement output of the rotor was realized by applying a specific excitation timing signal to make the clamping mechanism and driving mechanism cooperate effectively. The static and dynamic characteristics of rectangular flexure hinges were analyzed by simplifying them into statically indeterminate beams, and a spatial mechanical model was established. The experimental test system was built, and the output performance, clamping stability, and stability of the output angular displacement of the inchworm magnetostrictive rotary actuator were tested. The experimental results show that when the driving voltage is 4.5 V and the frequency is 2 Hz, the average one-step angular displacement is 278.81  $\mu\text{rad}$ , the maximum error is 7.92  $\mu\text{rad}$ , the maximum relative error is 2.83%, and the radial run-out of the clamping mechanism

收稿日期: 2019-01-11; 修订日期: 2019-03-26.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (No. 51275525)

is less than  $1.35 \mu\text{m}$ . The rotary actuator works stably and reliably with a high output precision, which can rotate  $360^\circ$ . The calculated results of the model are in agreement with the experimental results. The maximum error is  $12.11 \mu\text{rad}$  and the maximum relative error is  $4.34\%$ .

**Key words:** giant magnetostrictive; rotary actuator; inchworm; right angle flexible hinge

## 1 引言

随着科学技术的不断发展,传统的驱动技术已无法满足精密机械、精密光学、精密液压等尖端科学技术领域的需求。超磁致伸缩材料(Giant Magnetostrictive Material, GMM)作为一种新型智能材料,具有延伸率高、能量密度大、居里温度高、响应速度快等优点<sup>[1]</sup>,开始被广泛应用于各类新型精密驱动装置。将 GMM 技术用于精密定位的微驱动装置<sup>[2-3]</sup>,定位精度能够达到 $\pm 30 \text{ nm}$ ,取得了较为理想的效果。以 GMM 为执行元件的主动减振降噪系统<sup>[4-5]</sup>具有频带宽、低频特性好的特点,最大减振量可达  $70\%$ 。基于 GMM 的流量精密控制元件大大提高了系统的反应速度和控制精度<sup>[6-7]</sup>,但这些超磁致伸缩驱动器都普遍存在输出位移小的缺点。基于摩擦惯性原理开发的驱动器<sup>[8-9]</sup>,在保证运动分辨率的同时,有效提高了运动行程,但输出速度比较小、负载能力很低,应用范围有限。一些研究人员将尺蠖虫的步进运动方式和超磁致伸缩驱动技术相结合<sup>[10-11]</sup>,实现了位移的累积步进输出,同时有效地弥补了惯性摩擦驱动器负载能力低的缺点。但目前研制的尺蠖型精密驱动器大多是直线型驱动器,对高精度的旋转驱动器研究的比较少,无法满足高精度旋转运动的需求。

柔性铰链具有柔度大、灵敏度高、固有频率小等特点,对外部激励较为敏感。赵宏伟研究了常用结构形式的柔性铰链,并对直角柔性铰链的力学特性进行了研究分析<sup>[12]</sup>,Fulei Ma 建立了双梁约束模型,得到了载荷-位移非线性特性的解析表达式<sup>[13]</sup>。基于直角柔性铰链的一维和二维微控平台能够实现大行程纳米级分辨率和定位精度<sup>[14-15]</sup>,许多微位移驱动器也采用柔性铰链作为位移放大机构<sup>[16]</sup>,柔性铰链以其运动精度高的特点越来越多的应用于各种微纳米级的定位和驱动装置。

本文设计的尺蠖型旋转驱动器基于尺蠖累积运动为原理,以直角柔性铰链为回弹元件、以

GMM 棒为驱动元件,通过施加特定时序的激励信号,使钳紧机构和驱动机构有序配合,实现了角位移的步进式输出,对试制的样机进行了实验测试,并与模型计算结果进行了对比分析。

## 2 结构与原理

尺蠖型超磁致伸缩旋转驱动器总体结构如图 1 所示,主要有定子、钳紧机构、驱动机构、预紧机构、转子和底座组成。

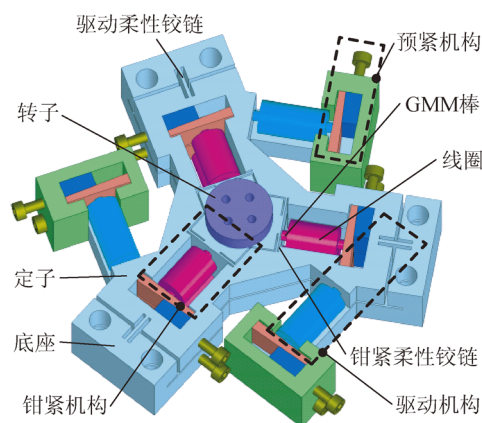


图 1 旋转驱动器总体结构

Fig. 1 Model of rotary actuator

定子和底座上下层布置,二者通过 3 个均布的驱动柔性铰链相连,底座固定在光学平台上,以减少振动对系统的影响。

钳紧机构分为上钳紧机构和下钳紧机构,用于钳紧和松开转子。上、下钳紧机构结构相同,分别安装在定子和底座上,由钳紧块、钳紧柔性铰链、GMM 棒和线圈组成,钳紧块通过左右对称的直角柔性铰链与定子相连,保证了位移方向的稳定输出。3 个钳紧块均匀分布,钳紧时转子径向受力平衡,具有自定心能力。

驱动机构用于驱动定子转动,3 个驱动机构均匀分布,由驱动柔性铰链、GMM 棒和线圈组成,GMM 棒的一端顶在楔形块上,另一端顶在定子上,3 个 GMM 棒同时伸长时,推动定子产生微

小转动。驱动柔性铰链变形时可以提供预紧力和定子回位的回弹力。

预紧机构用于为 GMM 棒提供预紧力,由两个楔形块和调整螺栓组成,通过转动调整螺栓,其中一个楔形块水平运动,推动另一楔形块输出垂直方向位移,二者的位移比为 20 : 1,所以能够提供较大预紧力。

上、下钳紧机构和驱动机构相互配合,可以实现转子的步进式转动,工作原理如图 2 所示。三者的驱动信号输入时序如图 3 所示, $V_1$  和  $V_2$  分别为施加在上、下钳紧机构的电压, $V_3$  为施加在驱动机构的电压。

步骤(1):  $t_1$  时刻,上钳紧机构上电,上钳紧机构的 3 个 GMM 棒同时伸长,3 个钳紧块钳紧转子。

步骤(2):  $t_2$  时刻,下钳紧机构掉电,下钳紧机构的 3 个 GMM 棒同时收缩,3 个钳紧块松开转子。

步骤(3):  $t_3$  时刻,驱动机构上电,驱动机构的 3 个 GMM 棒同时伸长,推动定子上层转动微小角度  $\Delta\theta$ ,此时上钳紧机构已钳紧转子,定子通过上钳紧机构带动转子转动微小角度  $\Delta\theta$ ,驱动机构的柔性铰链产生微小形变。

步骤(4):  $t_4$  时刻,下钳紧机构上电,下钳紧机构的 GMM 棒同时伸长,钳紧块钳紧转子,防止转子回转。

步骤(5):  $t_5$  时刻,上钳紧机构掉电,上钳紧机构的 GMM 棒收缩,松开转子。

步骤(6):  $t_6$  时刻,驱动机构掉电,驱动机构的 3 个 GMM 棒同时收缩,定子在驱动柔性铰链的弹性作用下回位。

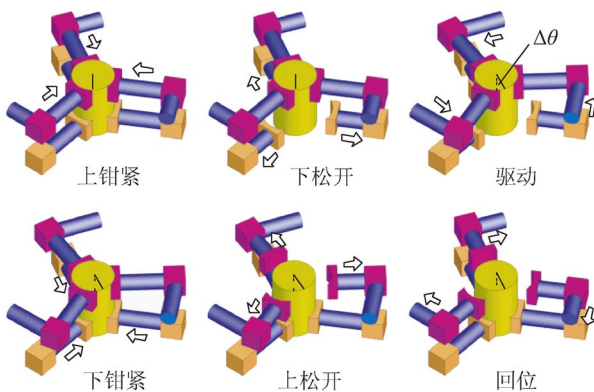


图 2 单个周期的工作原理

Fig. 2 Working process of one working circle

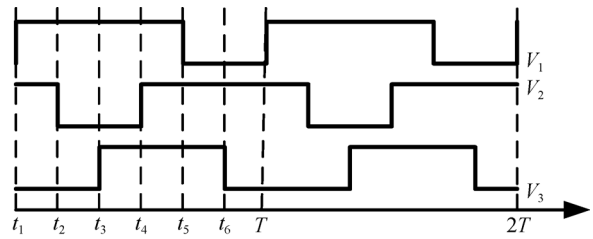


图 3 输入信号时序

Fig. 3 Input signals for the mechanisms

通过以上 6 个步骤,系统完成在周期  $T$  内完成“上钳紧-下松开-驱动-下钳紧-上松开-回位”6 个动作,转子相对定子转动一微小角度  $\Delta\theta$ ,转子步进一次,不断重复步骤(1)~步骤(6),可实现转子的步进式旋转运动。

### 3 静态特性

#### 3.1 钳紧机构静态特性

单个钳紧机构由左右对称的两个直角柔性铰链和钳紧块组成,在 GMM 棒驱动力  $F_c$  的作用下,柔性铰链产生形变,如图 4 所示。

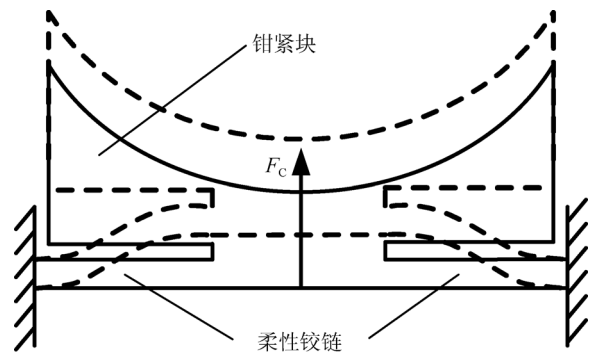


图 4 钳紧机构受力

Fig. 4 Force of clamping mechanism

由于钳紧块的厚度是钳紧柔性铰链厚度的 6 倍,可假设钳紧块不产生形变,只有两侧直角柔性铰链产生形变,其受力示意图如图 5 所示,单侧柔性铰链中点的弯矩为零,只受到拉应力,故钳紧柔性铰链可简化成两两销接的 4 个悬臂梁,销接点的弯矩为零,只受到拉应力  $F$ ,将  $F$  分解成力  $F_1$  和  $F_2$ ,  $F_2$  使柔性悬臂梁产生伸长形变,  $F_1$  使悬臂梁产生挠度,由受力平衡得  $F_1 = F_c/2$ 。

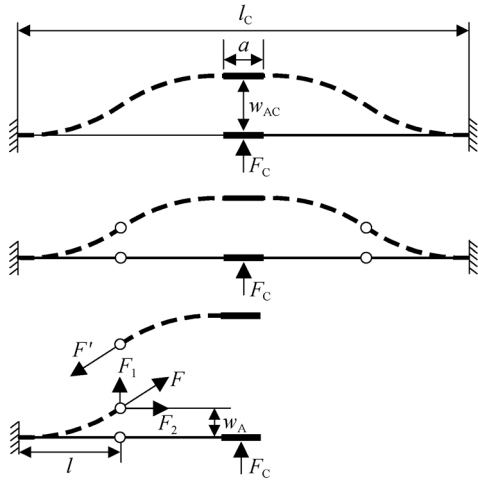


图 5 钳紧柔性铰链的受力分析  
Fig. 5 Force analysis of clamping flexure hinges

由悬臂梁的挠度公式, 可得单个悬臂梁的挠度  $w_A$  为:

$$w_A = \frac{F_1 l^3}{3EI_C}, \quad (1)$$

$$w_{AC} = 2w_A = \frac{F_C (l_c - a)^3}{192EI_C}, \quad (2)$$

式中:  $F_C$  为 GMM 棒对钳紧块的作用力,  $l_c$  为整个钳紧柔性铰链的长度,  $a$  为钳紧块长度,  $w_{AC}$  为钳紧块的位移,  $I_C$  为钳紧柔性铰链截面惯矩,  $E$  为柔性铰链的弹性模量。

钳紧柔性铰链刚度  $k_C$  为:

$$k_C = \frac{F_C}{w_{AC}} = \frac{192EI_C}{(l_c - a)^3}. \quad (3)$$

钳紧机构的性能直接影响旋转驱动器的性能, 对 GMM 棒施加特定预紧力后, 钳紧块和转子的相对位置有三种情况, 如图 6 所示。一是钳紧块和转子有间隙, 钳紧过程中钳紧块需要移动一定位移来钳紧转子, 柔性铰链的变形会抵消一部分钳紧力, 还会造成转子的径向跳动; 二是钳紧块和转子接触并产生作用力, 转子转动时, 钳紧块和转子间产生的摩擦力会降低输出性能; 三是钳紧块和转子刚好接触, 且不产生作用力, 这种情况钳紧时能提供最大钳紧力, 松开时能完全松开, 是最理想的方案。可根据所需预紧力  $F_C$  和钳紧柔性铰链刚度  $k_C$  确定钳紧块和转子的尺寸。

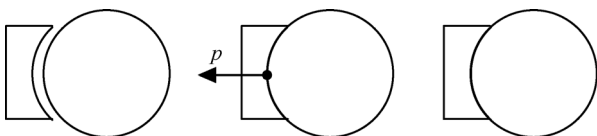


图 6 钳紧块和转子的相对位置  
Fig. 6 Relative position of clamping block and rotor

采用有限元法对钳紧机构的钳紧过程进行受力仿真分析。钳紧柔性铰链施加预紧力后的应力分布如图 7 所示, 从图中可以看出, 钳紧柔性铰链的应力集中在单侧柔性铰链的两端, 中间应力最小, 模拟结果同时也验证了将钳紧柔性铰链简化成两销接悬臂梁的正确性。最大应力为 345 MPa, 小于 65Mn 弹簧钢的极限强度 785 MPa。

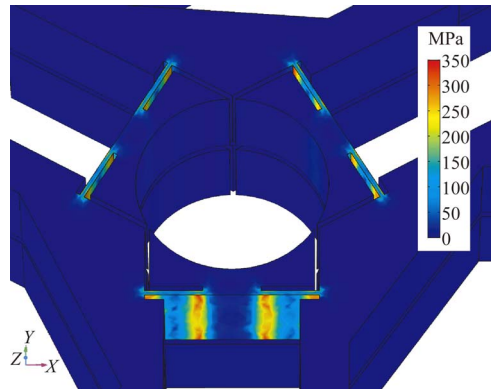


图 7 钳紧柔性铰链的应力分布图  
Fig. 7 Contact stress distribution of clamping flexure hinges

施加预紧力后, 钳紧块和转子接触但不产生作用力, 此时钳紧机构上电时, GMM 棒通过钳紧块钳紧转子, 驱动柔性铰链不再产生形变, GMM 棒对钳紧块产生作用力, 钳紧块的应力分布如图 8 所示。最大应力为 90 MPa, 小于 65Mn 弹簧钢的极限强度 785 MPa。

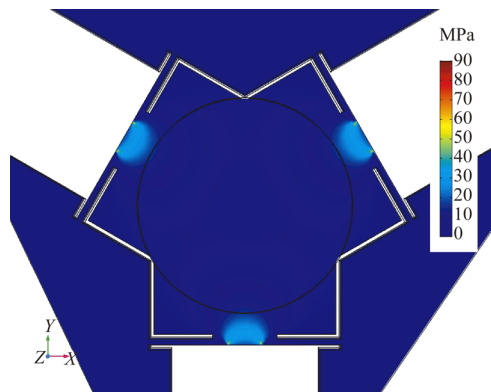


图 8 钳紧块的应力分布图  
Fig. 8 Contact stress distribution of clamping blocks

### 3.2 驱动机构静态特性

驱动机构上电时, 3 个 GMM 棒同时伸长, 定子 3 个 GMM 棒驱动力  $F$  作用下绕轴心产生微小转动, 其受力如图 9 所示。

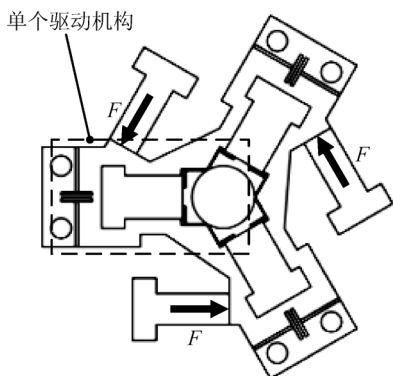


图 9 定力受力示意图  
Fig. 9 Force of the stator

可将单个驱动机构简化成超静定梁,其受力分析如图 10 所示,OA 段为驱动柔性铰链,截面惯距为  $I_D$ ,AB 段为定子,假设成刚性。解除 B 点约束,假设 B 点受到的支反力为  $F_B$ ,将力  $F$  和  $F_B$  平移到 A 点, $M_0$  为  $F$  和  $F_B$  对 A 点产生的转矩, $M_0 = Fl_2 - F_B(l_2 + l_3)$ 。

柔性铰链 OA 段上任一点  $x$  的弯矩为:

$$M(x) = (F - F_B)(l_1 - x) - M_0 = (F_B - F)x + (Fl_1 - F_B l_1 - Fl_2 + F_B l_2 + F_B l_3). \quad (4)$$

任一点的转角和挠度为:

$$\theta(x) = - \int \frac{M(x)}{EI} dx = \frac{1}{2EI} (F - F_B)x^2 - \frac{1}{EI} (Fl_1 - F_B l_1 - Fl_2 + F_B l_2 + F_B l_3)x + C_1, \quad (5)$$

$$\omega(x) = - \iint \frac{M(x)}{EI} dx^2 = \frac{1}{6EI} (F - F_B)x^3 - \frac{1}{2EI} (Fl_1 - F_B l_1 - Fl_2 + F_B l_2 + F_B l_3)x^2 + C_1 x + C_2. \quad (6)$$

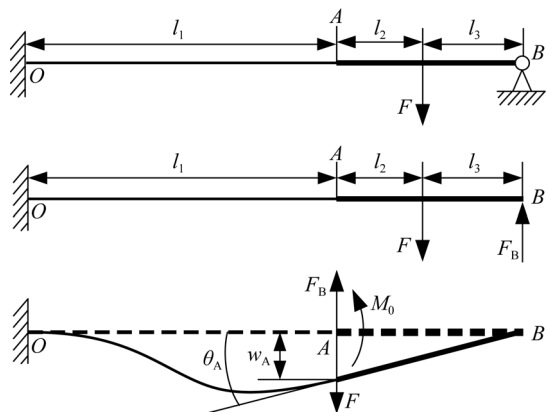


图 10 驱动柔性铰链受力分析

Fig. 10 Force analysis of driving flexure hinge

由  $\theta(0) = 0, \omega(0) = 0$  得  $C_1 = C_2 = 0$ 。点 A 的转角和挠度分别为:

$$\theta_A = \theta(l_1) = \frac{1}{2EI} (F - F_B) l_1^2 - \frac{1}{EI} (Fl_1 - F_B l_1 - Fl_2 + F_B l_2 + F_B l_3) l_1, \quad (7)$$

$$\omega_A = \omega(l_1) = \frac{1}{6EI} (F - F_B) l_1^3 - \frac{1}{2EI} (Fl_1 - F_B l_1 - Fl_2 + F_B l_2 + F_B l_3) l_1^2, \quad (8)$$

点 B 的挠度为:

$$\omega_B = \omega_A + \theta_A(l_2 + l_3) = 0. \quad (9)$$

将式(7)、式(8)代入式(9)得:

$$F_B = \frac{2l_1^2 + 3l_1 l_3 - 6l_2^2 - 6l_2 l_3}{2l_1^2 - 6l_2^2 - 12l_2 l_3 - 6l_3^2} F. \quad (10)$$

将式(10)代入式(7)中得:

$$\theta_A = \frac{F l_1^2 l_3}{4EI(-l_1^2 + 3l_2^2 + 3l_3^2 - 6l_2 l_3)}. \quad (11)$$

驱动柔性铰链的弯曲刚度  $k_D$  为:

$$k_D = \frac{F l_3}{\theta_A} = \frac{4EI(-l_1^2 + 3l_2^2 + 3l_3^2 + 6l_2 l_3)}{l_1^2 l_3}. \quad (12)$$

通过 GMM 所需预紧力和驱动柔性铰链的刚度  $k_D$  可求得定子施加预紧力后的初始角位移  $\theta_0$ 。GMM 棒的磁致伸缩为  $(1.5 \sim 2) \times 10^{-3}$ , 取最大值,由 GMM 棒尺寸可求得驱动机构上电后驱动定子转动角位移  $\theta_1$ , 定子在工作中的最大转角  $\theta = \theta_0 + \theta_1$ 。对驱动机构进行有限元仿真分析,驱动柔性铰链的应力分布图如图 11 所示,应力主要集中在驱动柔性铰链的两端,最大应力为 285 MPa,小于 65Mn 弹簧钢的极限强度 785 MPa。

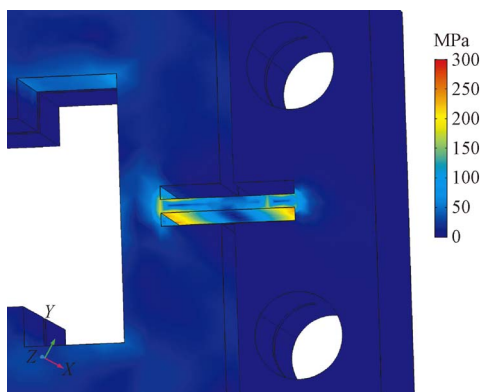


图 11 钳紧柔性铰链的应力分布图

Fig. 11 Contact stress distribution of driving flexure hinges

### 3.3 刚度误差验证

通过简化得到的钳紧柔性铰链刚度  $k_C$  和驱动柔性铰链刚度  $k_D$  为常数,即载荷-位移为线性

曲线,但实际上由于柔性铰链的几何非线性,载荷-位移应为非线性曲线,尤其是位移超过柔性铰链长度的 10% 时,载荷-位移的非线性便会变得非常明显<sup>[13]</sup>。

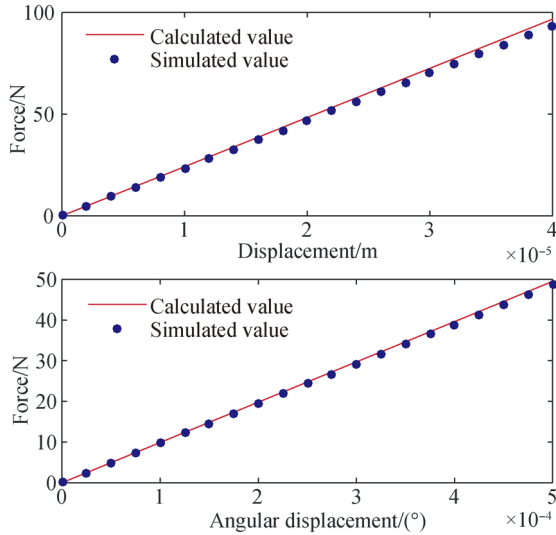


图 12 刚度的计算值和模拟值

Fig. 12 Calculated value and simulated value of stiffness

通过有限元法对钳紧柔性铰链进行载荷-位移变化规律的分析,当位移达到长度的 4% 时,非线性开始变得明显。本文中的 GMM 棒的磁致伸缩系数非常小( $1 \times 10^{-3}$ ),柔性铰链的末端位移仅为长度的 0.3%,远小于 4%,故可将载荷-位移特性看成是线性的。图 12 中分别为钳紧柔性铰链和驱动柔性铰链的载荷-位移曲线,从图中可以看出,模拟值基本呈线性增长趋势,表明载荷-位移特性为线性。计算值和模拟值基本吻合,钳紧柔性铰链刚度计算值和模拟值的最大相对误差为 3.3%,驱动柔性铰链刚度计算值和模拟值的最大相对误差为 1.8%。

#### 4 动态分析

3 个驱动装置对定子施加沿 GMM 棒轴向方向的力  $F$ ,使定子产生角位移  $\theta$ 。由于单步角位移  $\theta$  比较小,可以假设 GMM 棒只产生轴线方向的位移,不发生转动。

对超磁致伸缩旋转驱动装置进行动力学分析,可将单个驱动柔性铰链简化为弹簧-阻尼-质量模型,其单个驱动单元振动模型如图 13 所示

(图中虚线部分表示另外两个驱动机构)。 $k_D$  为单个驱动柔性铰链的等效弯曲刚度、 $c_D$  为单个驱动柔性铰链的等效阻尼、 $J_D$ 、 $J_S$ 、 $J_C$  和  $J_R$  分别为驱动柔性铰链、定子、钳紧机构和转子的转动惯量, $J$  为系统转动部分的转动惯量( $J = J_D + J_S + J_C + J_R$ )。

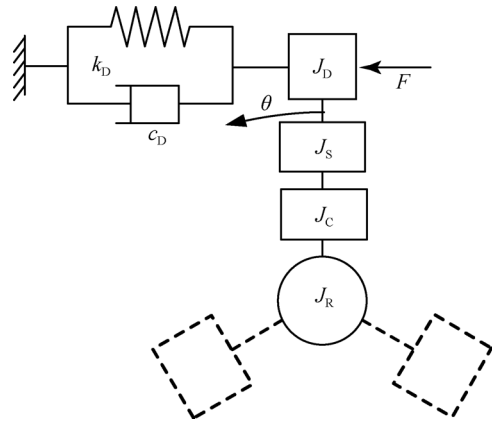


图 13 单个驱动机构动力学振动模型

Fig. 13 Dynamic vibration model of driving mechanism

系统转动部分的动态微分方程:

$$J\ddot{\theta} + c_D\dot{\theta} + k_D\theta = 3Fl_3. \quad (13)$$

将二阶运动微分方程转化为一组一阶运动微分方程组,设位移模型的状态空间向量  $\tilde{\mathbf{X}} = [\theta, \dot{\theta}]^T$ 。

$$J\ddot{\theta} + c_D\dot{\theta} + k_D\theta - 3Fl_3 = 0, \quad (14)$$

令  $\alpha = \dot{\theta}$ :

$$\dot{\alpha} = -\frac{k_D}{J}\theta - \frac{c_D}{J}\alpha + \frac{3Fl_3}{J}, \quad (15)$$

$$\begin{cases} \dot{\tilde{\mathbf{X}}} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{k_D}{J} & -\frac{c_D}{J} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta \\ \alpha \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{3Fl_3}{J} \end{bmatrix}, \\ y = [1 \quad 0] \begin{bmatrix} \theta \\ \alpha \end{bmatrix} \end{cases} \quad (16)$$

化简为:

$$\begin{cases} \dot{\tilde{\mathbf{X}}} = \mathbf{A}\tilde{\mathbf{X}} + \mathbf{B} \\ y = \mathbf{C}\tilde{\mathbf{X}} \end{cases} \quad (17)$$

#### 5 实验及结果分析

##### 5.1 实验系统

样机材料选择 65Mn 弹簧钢,采用电火花和线切割加工而成,并进行淬火处理。6 个  $\Phi 3 \text{ mm} \times 15 \text{ mm}$  的 GMM 棒安装在上、下钳紧机构中,

线圈匝数为 450。3 个  $\Phi 3 \text{ mm} \times 20 \text{ mm}$  的 GMM 棒安装在驱动机构中,线圈匝数为 550。实验在光学平台上进行,以减少外界振动对测试结果的影响,如图 14 所示。

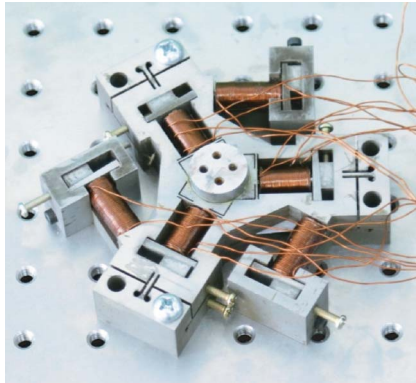


图 14 旋转驱动器实验测试

Fig. 14 Experimental test of designed rotary actuator

### 5.2 钳紧装置稳定性

钳紧装置工作的稳定性直接影响驱动器输出角位移的稳定性。由于 3 个钳紧机构不能够完全同步和加工精度等方面的影响,转子受力不平衡产生径向跳动。驱动器工作时,用两个成  $90^\circ$  夹角的激光位移传感器测量转子径向位移的变化。图 15 为步进 10 步、采样频率 1.5 kHz 的采集数据点分布图,从图中可以看出,尽管钳紧机构工作过程中转子会产生不规则的径向跳动,但转子的最大径向跳动位移仅为  $1.35 \mu\text{m}$ ,表明钳紧机构工作稳定,对输出角位移的影响很小。

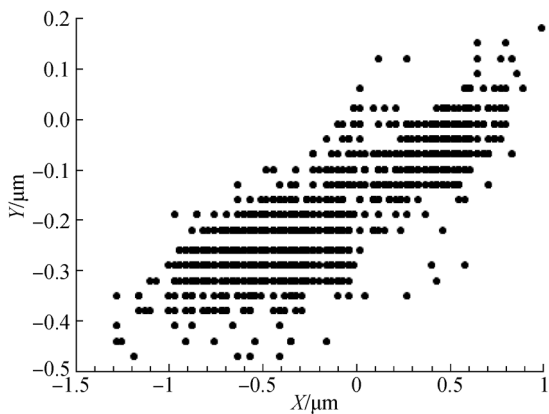


图 15 转子的径向跳动

Fig. 15 Radial run-out of rotor

### 5.3 输出角位移的稳定性

驱动器单步角位移输出的稳定性对系统的精度有着重要的影响,在频率为 2 Hz、驱动电压为 4.5 V 的条件下,对旋转驱动器的步进旋转运动进行了实验测试,步进角位移的实验和模拟曲线如图 16 所示。从图中可以看出,角位移呈“阶梯状”增长趋势,说明钳紧机构和驱动机构能够相互配合,可以实现角位移的步进式输出。实验值和模拟值基本一致,最大误差为  $12.11 \mu\text{rad}$ ,最大相对误差为 4.34%,表明所建立的静态模型能够反映旋转驱动器的工作过程。

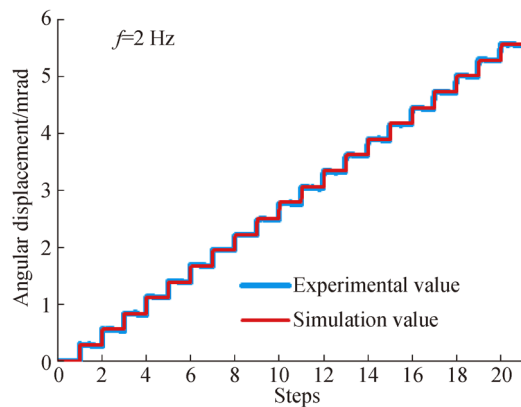


图 16 步进角位移

Fig. 16 Inchworm angular displacement

相同实验条件下进行重复 3 次实验,单步角位移的变化情况如图 17 所示,3 次实验测试数据如表 1 所示,由实验数据得:旋转驱动器的平均单步输出角位移为  $278.81 \mu\text{rad}$ ,最大误差为  $7.92 \mu\text{rad}$ ,最大相对误差为 2.83%,说明旋转驱动器输出角位移稳定、精度高。

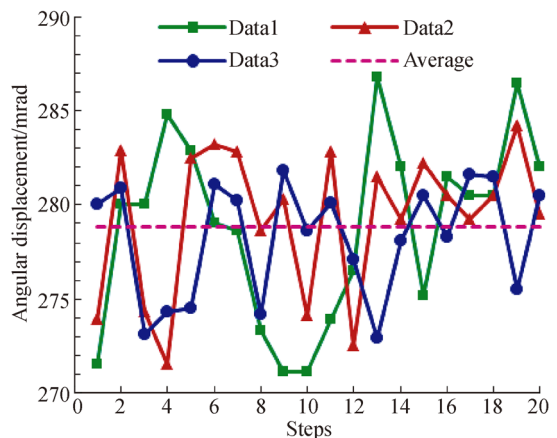


图 17 单步角位移

Fig. 17 One step angular displacement

表 1 角位移实验数据

Tab. 1 Experimental data of angular displacement

步数 $n$	均值 $\bar{\theta}/\mu\text{rad}$	最大误差 $\varepsilon_{\text{MAX}}/\mu\text{rad}$	最大相对 误差 $\delta_{\text{MAX}}/\%$
20	278.89	7.92	2.83
20	279.31	7.74	2.77
20	278.24	7.45	2.68

## 6 结 论

本文根据尺蠖型步进运动原理,设计了一种

超磁致伸缩旋转驱动器,介绍了其工作原理,对钳紧过程和驱动过程进行了静动态特性分析,并对设计的旋转驱动器进行了实验测试,实验值和模拟值基本一致,最大误差为  $12.11 \mu\text{rad}$ ,最大相对误差为  $4.34\%$ 。旋转驱动器运动过程与理论分析结果基本相符,能够实现步进式角位移输出,平均单步角位移为  $278.81 \mu\text{rad}$ ,最大误差为  $7.92 \mu\text{rad}$ ,最大相对误差为  $2.83\%$ ,转子的径向跳动位移小于  $1.35 \mu\text{m}$ 。旋转驱动器输出角位移稳定、精度高,可望在超精密定位、加工及检测等领域得到应用。

### 参考文献:

- [1] 陶家生. 超磁致伸缩驱动器及有限元分析方法的研究 [J]. 光学 精密工程, 2000, 8(2): 161-164.  
TAO J SH. Giant magnetostrictive actuator and finite element model [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2000, 8(2): 161-164. (in Chinese)
- [2] YANG B T, YANG D H, XU P Y, *et al.*. Large stroke and nanometer-resolution giant magnetostrictive assembled actuator for driving segmented mirrors in very large astronomical telescopes [J]. *Sensors & Actuators A: Physical*, 2012, 179(3): 193-203.
- [3] 喻曹丰, 王传礼, 魏本柱, 等. 超磁致伸缩驱动精密定位平台的动态递归神经网络前馈-PD 反馈控制 [J]. 光学 精密工程, 2015, 23(10z): 417-424.  
YU C F, WANG CH L, WEI B ZH, *et al.*. DRNN feedforward-PD feedback control for precision positioning stage based on giant magnetostrictive actuator [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2015, 23(10z): 417-424. (in Chinese)
- [4] 李明范, 项占琴, 吕福在. 基于  $\Delta E$  效应的超磁致伸缩微振动减振器的试验研究 [J]. 中国机械工程, 2005, 16(15): 1380-1384.  
LI M F, XIANG ZH Q, LV F Z. Experimental research on magnetostrictive micro vibration absorber based on  $\Delta E$  effect [J]. *China Mechanical Engineering*, 2005, 16(15): 1380-1384. (in Chinese)
- [5] YAN R G, LIU W Y, WU Y CH, *et al.*. Reactor vibration reduction based on giant magnetostrictive materials [J]. *AIP Advances*, 2017, 7(5): 1-6.
- [6] GHODSI M, HOSSEINZADEH N, ÖZER A, *et al.*. Development of gasoline direct injector using giant magnetostrictive materials [J]. *IEEE Transactions on Industry Applications*, 2017, 53(1): 521-529.
- [7] LI L, ZHANG C, YAN B, *et al.*. Research of fast-response giant magnetostrictive actuator for space propulsion system [J]. *IEEE Transactions on Plasma Science*, 2011, 39(2): 744-748.
- [8] 赵冉, 卢全国. 基于惯性冲击的磁致伸缩电机及其运动性能 [J]. 磁性材料及器件, 2016, 47(1): 27-31.  
ZHAO R, LU Q G. Magnetostrictive motor and its motion behavior based on impact drive principle [J]. *Journal of Magnetic Materials and Devices*, 2016, 47(1): 27-31. (in Chinese)
- [9] 程光明, 邢春美, 温建明, 等. 机械控制式惯性压电旋转驱动器 [J]. 光学 精密工程, 2015, 23(12): 3364-3370.  
CHENG G M, XING CH M, WEN J M, *et al.*. Mechanical controlled piezoelectric inertial rotary actuators [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2015, 23(12): 3364-3370. (in Chinese)
- [10] YOSHIOKA H, SHINNO H, SAWANO H. A newly developed rotary-linear motion platform with a giant magnetostrictive actuator [J]. *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, 2013, 62(1): 371-374.
- [11] PRAMANIK C, SAHA H, GANGOPADHYAY U. A magnetostrictive mini actuator for long-stroke positioning with nanometer resolution [J]. *Journal of Micromechanics & Microengineering*, 2006, 16(7): 1227-1232.
- [12] 赵宏伟, 吴博达, 曹殿波, 等. 直角柔性铰链的力学特性 [J]. 纳米技术与精密工程, 2007, 5(2): 143-147.

- ZHAO H W, WU B D, CAO D B, *et al.*. Mechanical performance of right-angle flexure hinge [J]. *Nanotechnology and Precision Engineering*, 2007, 5(2): 143-147. (in Chinese)
- [13] MA F L, CHEN G M. Bi-BCM: A closed-form solution for fixed-guided beams in compliant mechanisms [J]. *Journal of Mechanisms and Robotics*, 2017, 9(1): 014501.
- [14] 邵萌,陶先臣,安冬. 基于直角柔性铰链的微控平台动力学研究 [J]. *沈阳建筑大学学报(自然科学版)*, 2015, 31(4): 714-720.
- SHAO M, TAO X CH, AN D. Study on dynamical behavior of the micro-control platform with rectangle flexible hinges [J]. *Journal of Shenyang Jianzhu University (Natural Science)*, 2015, 31(4): 714-720. (in Chinese)
- [15] 孙立宁,马立,荣伟彬,等. 一种纳米级二维微定位工作台的设计与分析 [J]. *光学精密工程*, 2006, 14(3): 406-411.
- SUN L N, MA L, RONG W B, *et al.*. Design and analysis on a 2-DOF nanopositioning stage [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2006, 14(3): 406-411. (in Chinese)
- [16] 于志远,姚晓先,宋晓东. 基于柔性铰链的微位移放大机构设计 [J]. *仪器仪表学报*, 2009, 30(9): 1818-1822.
- YU ZH Y, YAO X X, SONG X D. Design of micro-displacement amplifier based on flexure hinges [J]. *Chinese Journal of Scientific Instrument*, 2009, 30(9): 1818-1822. (in Chinese)

#### 作者简介:



周景涛(1981—),男,河北无极人,博士研究生,2003年、2006年于装甲兵工程学院分别获得学士、硕士学位,主要从事超磁致伸缩致动器及驱动技术研究。E-mail: luori810115@163.com

#### 导师简介:



何忠波(1968—),男,吉林长春人,教授,博士生导师,1991年于军械工程学院获得学士学位,2004年于北京理工大学获得博士学位,主要从事智能材料及应用方面的研究。E-mail: hzb\_hcl\_xq@sina.com