

文章编号 1004-924X(2019)04-0832-10

拉压负载下的大推力压电直线作动器

时运来,程丁继*,张 军,王富刚

(南京航空航天大学 机械结构力学及控制国家重点实验室,江苏 南京 210016)

摘要:为解决压电直线作动器在受到拉力和压力负载时的驱动问题,本文提出了一种双向压电直线作动器。该作动器主要采用双向螺旋箝位原理,实现双向大推力作动。结构上,将两个压电叠堆对称布局,梯形丝杠螺母组成螺旋箝位,匹配二者驱动时序实现压力和拉力下的驱动。为研究双向尺蠖驱动机理,设计了双向螺旋箝位机构和作动器总体结构;而螺旋箝位作为尺蠖驱动的关键因素,为了准确地表达箝位的可靠性,研究了力矩电机与柔性联轴器及压电叠堆的匹配关系,并通过 ANSYS 软件对箝位功能进行了仿真分析。设计加工的样机机身总长为 233 mm,最大外径为 63 mm,质量为 1.1 kg。搭建样机的测试系统,试验表明:该作动器的最大输出力可达 190 N,最高速度可达 2.58 mm/s,行程为 60 mm。

关键词:压电直线作动;大推力;压电叠堆;螺旋箝位;尺蠖

中图分类号: TM359.4 **文献标识码:** A **doi:** 10.3788/OPE.20192704.0832

Large-thrust piezoelectric linear actuator under tension and pressure load

SHI Yun-lai, CHENG Ding-ji*, ZHANG Jun, WANG Fu-gang

(State Key Laboratory of Mechanics and Control of Mechanical Structures,
Nanjing University of Aeronautics & Astronautics, Nanjing 210016, China)

* Corresponding author, E-mail: chengdingji@163.com

Abstract: A bidirectional piezoelectric linear actuator was proposed to solve the issue of the piezoelectric linear actuator being incapable of functioning under tension and pressure load. The actuator mainly adopted the principle of the two-way screw clamping to realize two-way large-thrust actuation. Structurally, the two piezoelectric stacks were symmetrically arranged, and the trapezoidal screw nut constituted a screw clamp. By matching the driving timing of the piezoelectric stack and screw clamp, the actuator could achieve driving under pressure and tension. To study the driving mechanism of the two-way inchworm, the bidirectional screw clamping mechanism and the overall structure of the actuator were designed. The screw clamp was the key factor in the driving of inchworm. To accurately express the reliability of the clamp, the matching relationship of the torque motor with the flexible coupling and piezoelectric stack was studied. The clamping function was simulated and analyzed by ANSYS software. The total length of the prototype is 233 mm. The

收稿日期: 2018-07-13; **修订日期:** 2018-09-12.

基金项目: 南京航空航天大学研究生创新基地(实验室)开放基金资助项目(No. kfjj20170106); 航空科学基金资助项目(No. 2016ZA52014); 江苏高校优势学科建设工程基金资助项目; 工信部 2017 年智能制造综合标准化与新模式应用专项

maximum diameter is 63 mm, and the weight is 1.1 kg. An experimental test system of the prototype was built. According to the testing results, the maximum output force of the actuator can reach 190 N, while the maximum speed is 2.58 mm/s, with a stroke range of 60 mm.

Key words: piezoelectric linear actuator; large thrust; piezoelectric stack; screw clamp; inchworm

1 引言

21世纪以来,随着压电材料工艺和精密加工技术的快速发展,压电直线作动器的研究有了很大进展。直线作动器能直接输出直线运动而不需要中间转换机构,并且压电陶瓷具有纳米级的分辨率,所以压电直线作动器具有结构简单、噪声低、精度高、易于小型化等优点^[1,2],并在生物工程、机械微组装、微机电系统(MEMS)及航空航天等众多领域得到了广泛应用^[3,4]。

压电元件具有稳定性好、响应快、分辨率高、自锁性能好^[5]等优点,非常适用于动力源进行驱动。根据驱动机理的不同,现有压电驱动技术可分为四类:超声电机驱动^[6]、黏滑式驱动^[7]、微位移驱动^[8]和尺蠖式驱动^[9]。其中,尺蠖式压电作动器的工作机理和自然界的尺蠖运动相似,利用压电叠堆的伸缩带动箝位装置和驱动装置相互配合从而使输出元件直接产生直线运动,它具有分辨率高、稳定性好、承载能力强的优点^[10],可同时实现大驱动力和大行程的应用需求。压电尺蠖作动器按箝位机构的箝位方式可分为三种:主动箝位型,被动箝位型和螺旋箝位型^[11]。其中,螺旋箝位的研制理念是基于楔形块的箝位特性延伸而来。限制螺母绕丝杠转动的表面相当于楔角的水平边,丝杠相当于楔角,在这种箝位机构中,螺母绕丝杠的转动会产生轴向的位移,这个位移就等同于楔形块之间相互运动产生的位移,而螺母和丝杠之间轴向的约束就相当于楔形块之间的约束,从而真正实现了楔形离合器的自锁箝位方式。螺旋箝位结构大大简化了作动器的整体结构,并且使作动器的响应速度加快。另外,箝位机构只需一个偏转力矩而不是偏转力,可通过传统的旋转电机提供偏转力矩,并且可以通过改变电机转向实现双向运动。

21世纪初,美国宾夕法尼亚州大学的

Loverich^[12]利用螺旋式箝位机构设计了一种新型大功率直线压电作动器,采用一种外径为45 mm,内径为25 mm,长为200 mm,封装力为20 kN的压电叠堆,作动器的最大输出力可达5.5 kN,并在可折叠机翼中进行了应用尝试。该作动器很好地实现了折叠翼在受到压力负载下的正反向驱动,从而使机翼发生折叠,但是无法实现拉力负载时的驱动。国内在大推力压电尺蠖作动器上的研究起步比较晚,吉林大学的杨树臣^[13]等人研制了一种双向推力型压电驱动器,其最大驱动力为100 N,行程可达25 mm。近年来,吉林大学的赵宏伟^[14]和哈尔滨工业大学的张兆成^[15]等人也在此方面取得了很好的研究成果。基于尺蠖式驱动原理,笔者于2015年对螺旋式箝位压电作动器进行了研究^[16],采用外径为22 mm,内径为7.5 mm,长为52 mm,封装力为4.5 kN的压电叠堆,作动器的最大输出推力达到了130 N。上述研究发现,压电尺蠖作动器的主要问题在于只能在压力负载下工作,而在承受拉力负载时则无法工作。为此,本文从结构上提出了一种新型的机械结构,基于螺旋箝位方式研制了一种双向压电直线作动器,实现了拉压负载下大推力、大行程的驱动。

2 作动器驱动原理分析

典型的尺蠖式压电作动器包括两个工作单元:驱动单元和箝位单元。本文所研制的作动器以压电叠堆作为驱动单元,采用螺旋箝位作为箝位单元,其基本结构如图1所示。箝位螺母的旋转力矩由中间的力矩电机提供,它们之间由柔性联轴器连接。柔性联轴器有效地解决了两个螺母交替箝位而需两个动力源的问题,这使得作动器的整体结构变得紧凑。两端分别装有一个压电叠堆,两个叠堆单独工作互不干扰,分别承担压力的正向运动和拉力的逆向运动。

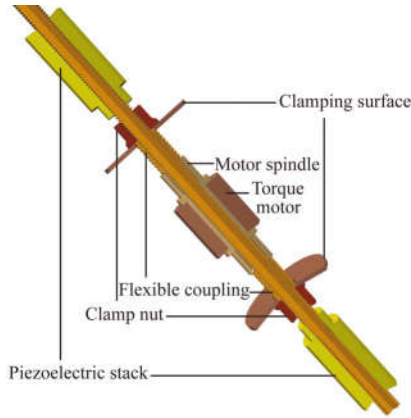


图 1 螺旋箝位结构图

Fig. 1 Structure of screw clamp

当作动器受到压力负载时,其正向运动原理如图 2 所示。图 3 为压电叠堆驱动状态图和力矩电机运动状态图。

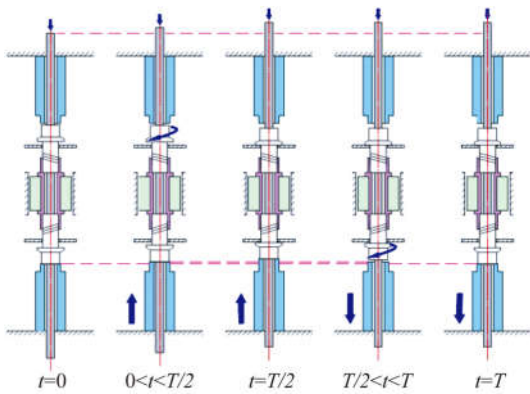


图 2 压力正向运动原理图

Fig. 2 Operating principle of actuator forward motion under pressure

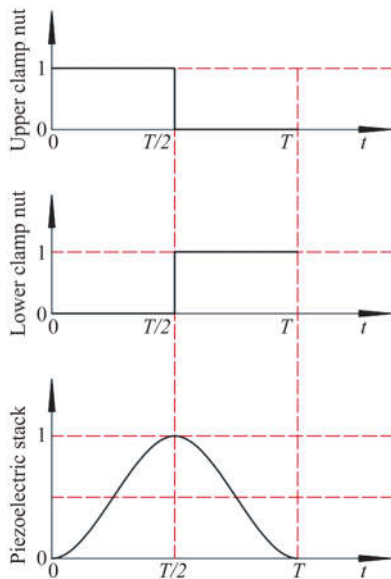


图 3 正向运动时序图

Fig. 3 Sequence chart of forward motion

图 3 中,纵坐标“1”表示螺母处于正转状态,“0”表示箝位螺母处于停止状态,压电叠堆状态图中前半周期为伸长状态,后半周期为收缩状态。压电叠堆的驱动信号与力矩电机的正向旋转信号相互匹配完成正向运动,具体工作过程如下:

在 $t=0$ 时,在压力负载作用下,箝位螺母随丝杠向下运动至各自的承载端面。

在 $0 < t < T/2$ 时,同时施加力矩电机正转信号和下方压电叠堆激励信号。下方压电叠堆开始伸长,与之接触的下箝位螺母带动梯形丝杠一起向上运动。同时上箝位螺母也随丝杠向上运动远离承载面,并在力矩电机的带动下向承载端面方向旋转。此过程中,压力负载通过梯形丝杠直接作用在下箝位螺母上,下箝位螺母与压电叠堆端面紧紧压住一起,不再跟随力矩电机旋转。当 $t=T/2$ 时,即下方压电叠堆伸长至最大位移处,此时上箝位螺母正好旋回至上承载端面上。

在 $T/2 < t < T$ 时,下方压电叠堆开始收缩,由于上箝位螺母已在力矩电机的带动下旋回承载端面,丝杠上的负载压力通过上箝位螺母作用在其承载端面上,使得丝杠不随叠堆的收缩而向下移动。同时,由于上箝位螺母与承载端面间摩擦力的作用,上箝位螺母不再跟随力矩电机旋转。在此过程中,下箝位螺母在压电叠堆的收缩下与它分离,快速释放柔性联轴器之前存储的扭转能量,使得下箝位螺母在力矩电机的带动下快速向着下方压电叠堆的端面旋进。当 $t=T$ 时,压电叠堆恢复到初始状态,下箝位螺母旋回到压电叠堆端面,作动器完成一个周期的作动。

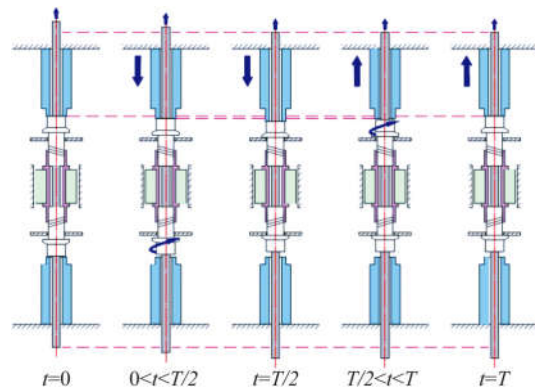


图 4 拉力逆向运动原理图

Fig. 4 Operating principle of actuator backward motion under tension

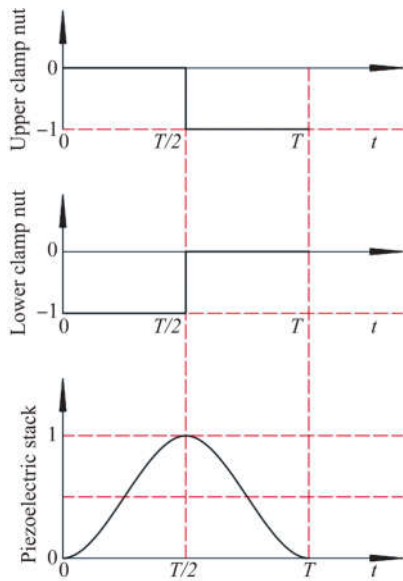


图 5 逆向运动时序图

Fig. 5 Sequence chart of backward motion

由此可以看出,当压力负载作用时,从 0~T 的一个周期内,梯形丝杠产生了一个微小的正向

位移。如此循环,可产生持续的动力输出。由于结构设计的对称性,当受到拉力负载作用时,其逆向运动与压力正向运动互为镜像运动,拉力逆向运动原理如图 4 所示。图 5 为压电叠堆驱动状态图和力矩电机运动状态图。拉力逆向运动与压力正向运动的主要区别在于:上方的压电叠堆为驱动元件及力矩电机处于反向旋转状态,图 5 中用“-1”表示,上下箝位螺母功能交换。

3 作动器结构设计与分析

3.1 作动器整体结构设计

根据上述驱动原理,对作动器进行了整体结构设计,结果如图 6 所示。该作动器主要由压电叠堆、箝位结构、力矩电机、光栅编码盘和壳体组成。为了实现拉压状态下的作动,整机主要采用对称式设计,两端的压电叠堆为驱动元件,分别承担不同负载下的作动,梯形丝杠为输出元件。

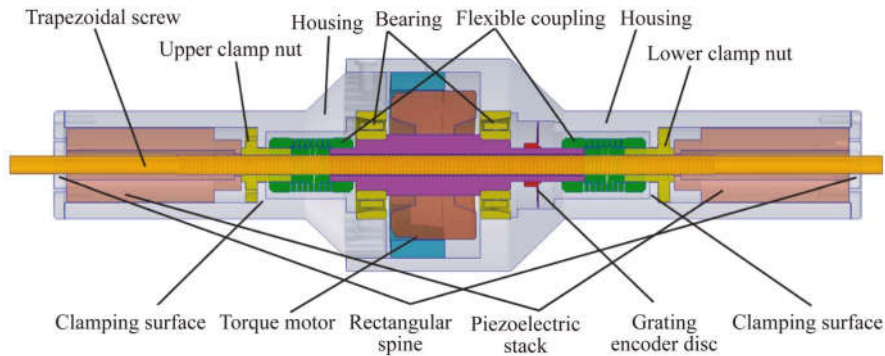


图 6 大推力直线压电作动器的基本结构示意图

Fig. 6 Configuration of proposed large-thrust piezoelectric linear actuator

力矩电机主轴一端采用增量式光电编码器实现对力矩电机旋转速度的测量与控制。两边端盖中心孔内加工出矩形花键,与梯形丝杠两端的花键进行配合,限制丝杠跟随螺母的旋转运动,而且起到定心的作用,使得丝杠持续输出动力时不发生晃动。在箝位端面的设计上,为了便于安装,避免安装误差,将端面与机壳设计成一体,减少了连接件的个数和安装次数。

3.2 双向螺旋箝位机构的设计与分析

本文所设计的双向大推力压电作动器实现双

向有效大输出的关键是如何实现螺旋箝位的双向性,而梯形螺旋的传动及自锁与螺母能否旋回端面箝位直接影响了螺旋箝位的性能。

3.2.1 梯形螺纹传动分析

作动器作动时,需要箝位螺母支撑负载,故要求丝杠传动具有自锁性。本文所设计的箝位部分螺母和丝杠采用梯形螺纹传动,与三角螺纹相比,工艺性及耐磨性更好,抗负载能力更强,其截面为等腰梯形,牙型角为 30°。梯形丝杠螺母的受力图如图 7 所示,接触面为楔形面, Q 为负载, F_{equ} 为

力矩电机扭矩的等效推力, N 为法向反力垂直于斜面向上, β 等于牙型角的一半, 受力平衡关系为:

$$F_{\text{equ}} = \frac{M}{r}, \quad (1)$$

$$F_{\mu} + Q \sin \beta = F_{\text{equ}} \cos \beta, \quad (2)$$

$$Q \cos \beta + F_{\text{equ}} \sin \beta = N, \quad (3)$$

其中: M 为力矩电机的连续堵转扭矩, r 为丝杠的公称半径, $F_{\mu} = \mu N$, μ 为摩擦因数。由此可得力矩电机通过螺纹传动可以驱动的最大负载为:

$$Q = \frac{(\cos \beta - \mu \sin \beta) M}{(\mu \cos \beta + \sin \beta) r}, \quad (4)$$

即仅仅利用旋转电机驱动的丝杠传动方式而没有利用压电叠堆作动时可输出的最大推力为 Q 。

由自锁条件分析, 螺旋升角的计算公式为:

$$\alpha = \arctan \frac{nP}{\pi d_2}, \quad (5)$$

其中: n 为线数, P 为螺距, d_2 为螺纹中径。本文所采用的梯形螺纹丝杠, 其线数为 1, 螺纹中径为 5.5 mm, 螺距为 1 mm。由此计算得到梯形丝杠的螺旋升角约为 3.3° 。梯形丝杠和螺母采用的材料均为 304 不锈钢, 其摩擦因数 μ 为 0.12。根据自锁条件 $\alpha \leq \arctan \mu \approx 7^\circ$, 故采用的相同梯形螺纹的螺母和丝杠可实现自锁。

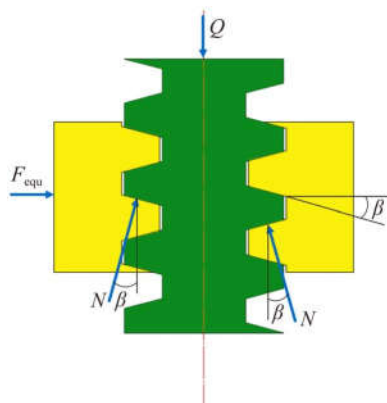


图 7 丝杠螺母受力图

Fig. 7 Loads analysis of lead-screw nut

3.2.2 箝位部件设计及功能性分析

压电叠堆的微幅振动位移和伸长时产生的大推力能否被转换并输出到丝杠上, 取决于压电叠堆与中空力矩电机的有效作动配合。其中, 箝位螺母能否在压电叠堆开始收缩时瞬时旋至承载端面以支撑负载是关键。本文采用柔性联轴器把上

箝位螺母、下箝位螺母和中空力矩电机连接在一起。柔性联轴器的使用, 使得当其中一个箝位螺母处于被压紧状态无法跟随中空力矩电机转动时, 中空力矩电机仍然可以克服柔性联轴器的扭转力矩带动另外一个箝位螺母继续旋转。因此, 必须对中空力矩电机的力矩及柔性联轴器的扭转刚度和力矩电机转速与压电叠堆的振动频率进行对应的匹配设计。

3.2.2.1 力矩电机与柔性联轴器匹配设计

假设在初始状态时, 近承载端面的箝位螺母端面与承载端面的距离为 h , 稍大于压电叠堆的最大振幅 l 。由此, 在正向运动的一个周期内, 上箝位螺母在力矩电机的带动下快速向承载端面旋进, 从而避免上箝位螺母与其上方的压电叠堆端面压在一起而不能跟随力矩电机旋转。在下方压电叠堆开始收缩的瞬间, 上箝位螺母必须已旋回至承载端面上。由此, 上箝位螺母向着承载端面的轴向位移要求达到 $l+h$, 那么力矩电机带动下箝位螺母沿着丝杠旋转产生的轴向推动力能够克服柔性联轴器的轴向弹性力, 把柔性联轴器压缩 h 长度, 这样才能把上箝位螺母旋回承载端面。在此过程中, 下方压电叠堆伸长, 下箝位螺母和压电叠堆紧压在一起而不能随力矩电机的转动而转动, 这就要求力矩电机的力矩能够克服与下箝位螺母之间的柔性联轴器的相对旋转而产生的扭矩。由此, 在选定力矩电机的前提下, 必须对柔性联轴器的轴向刚度 K_1 和扭转刚度 K_2 进行合理的设计。

由工作原理可知, 在正向运动的前半个周期, 上箝位螺母在力矩电机的带动下向下旋转至承载端面, 在此为了简化分析, 忽略柔性联轴器与力矩电机转子之间的相对扭转角度。上箝位螺母沿着丝杠旋转产生的轴向推动力克服柔性联轴器的轴向弹性力, 把柔性联轴器压缩 h 长度到达承载端面。考虑到丝杠的传动效率 η , 假设力矩电机的力矩为 M , 箝位螺母在力矩电机带动下所产生的轴向推拉力可表示为:

$$F = Q\eta, \quad (6)$$

根据胡克定律, 柔性联轴器的轴向刚度必须满足:

$$K_1 < \frac{F}{h} = \frac{(\cos \beta - \mu \sin \beta) M \eta}{(\mu \cos \beta + \sin \beta) r h}. \quad (7)$$

由工作原理可知, 在正向运动的前半个周期,

下箝位螺母与压电叠堆紧压在一起,与下箝位螺母连接的柔性联轴器在力矩电机的带动下发生扭转,在此过程中,力矩电机在柔性联轴器扭力逐渐增加的过程中速度会下降。为简化分析,假设力矩电机为匀减速运动,将电机空载设定转速的50%作为平均速度,其扭转角度可表达为:

$$\varphi = \frac{0.5\pi n}{30} \times \frac{T}{2}, \quad (8)$$

其中: n 为电机空载设定转速, T 为压电叠堆的振动周期。

联轴器受到的扭矩可以表示为:

$$T_{\text{cou}} = \frac{E \times d^4 \times \varphi \times 180^\circ / \pi}{3 \ 660 \times N \times D}, \quad (9)$$

其中: E 为材料的弹性模量, d 为线径, N 为有效圈数, D 为中径。

此时联轴器产生的扭矩应不大于力矩电机的最大力矩,即:

$$T_{\text{cou}} \leq M, \quad (10)$$

结合式(8)~式(10),可得柔性联轴器的线径设计要满足:

$$d \leq \sqrt[4]{\frac{2 \ 440 \times M \times N \times D}{E T n}}. \quad (11)$$

柔性联轴器的扭转刚度可表示为:

$$K_2 = \frac{T_{\text{cou}}}{\varphi}. \quad (12)$$

3.2.2.2 力矩电机转速与压电叠堆振动频率匹配设计

假设力矩电机的初始转速为 n ,叠堆的驱动频率为 f 。忽略旋转惯性,假设当箝位螺母恰好旋回承载端面时,电机转速恰好从 n 降到0,箝位螺母的相对旋转角度从0到 θ 。假定此过程是均匀变化的,那么螺母沿着丝杠旋进的距离应该不小于 $l+h$,才能在半个周期内旋至承载端面。由此可得:

$$\frac{0.5\pi n}{30} \times \frac{T}{2} \times S \geq l+h, \quad (13)$$

考虑到在外力负载的作用下,上箝位螺母在丝杠的带动下压在承载端面上,故式(13)中的 h 不存在了,可得:

$$n \geq \frac{240lf}{S}, \quad (14)$$

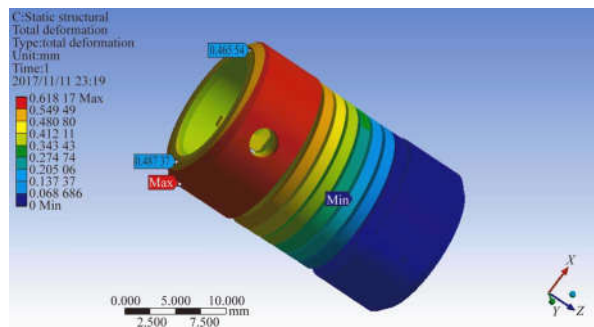
其中 S 为导程。由此可知,在设定好压电叠堆的驱动频率后,相应的力矩电机的转速应根据式

(14)进行相应的设定,箝位螺母才能及时旋至承载面支撑负载,实现大推力作动。

本文采用的压电叠堆为德国PI公司生产的低压环形压电陶瓷促动器(型号为HPS150/14-10/25 VS22),其标称输出的最大位移 $l=20 \mu\text{m}$ 。考虑到负载、装配误差和驱动电压^[17],在此设压电叠堆的振幅为 $10 \mu\text{m}$;选用的力矩电机为稀土永磁直流力矩电动机,其连续堵转力矩为 $140 \text{ N} \cdot \text{mm}$;采用的丝杠和螺母的牙型角为 30° ,故 β 为 15° ,丝杠的公称直径为 6 mm ,所以 r 为 3 mm ,丝杠和螺母之间的摩擦系数 μ 取 0.12 ,力矩电机的传递效率 η 取 0.8 。柔性联轴器采用镀铬弹簧钢,其弹性模量取 211 GPa ,根据作动器的结构尺寸和空间确定联轴器的有效圈数和中径大小等,在此设定有效圈数为 6 ,中径为 14 mm ,结合式(7)可得柔性联轴器的轴向刚度 K_1 不大于 $3 \ 590 \text{ N/mm}$;假设施加在压电叠堆上的驱动频率 f 为 $50 \sim 1 \ 000 \text{ Hz}$,丝杠的螺距为 1 mm ,结合式(11)和式(14),那么力矩电机转速必须大于 $120 \sim 2 \ 400 \text{ r/min}$;当压电叠堆的振幅达到 $20 \mu\text{m}$ 时,力矩电机的转速必须大于 $240 \sim 4 \ 800 \text{ r/min}$,由此可得柔性联轴器的线径 d 最粗不能超过 3.4 mm ,在此,实际加工时其值设计为 1.34 mm 。最后,结合式(12)可确定柔性联轴器的扭转刚度 K_2 为 $2.2 \text{ N} \cdot \text{mm}/(^\circ)$ 。

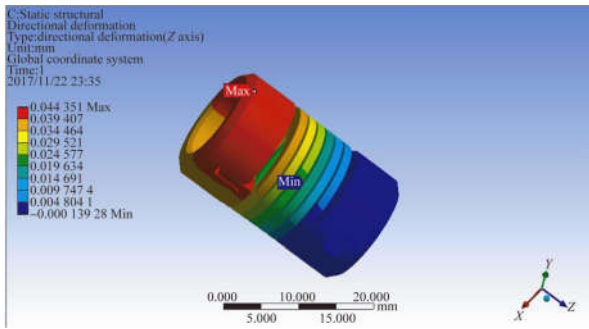
3.3 箝位功能的有限元仿真分析

根据3.2节研究的箝位机构,对柔性联轴器、箝位端面及力矩电机主轴进行了ANSYS仿真分析。针对柔性联轴器的刚度分析其功能要求,图8为它的ANSYS仿真图。给定所设计的参数,得到它的轴向最大位移为 $44 \mu\text{m}$,线径方向的最大位移为 $61 \mu\text{m}$,满足使用要求。



(a) 轴向位移图

(a) Axial displacement



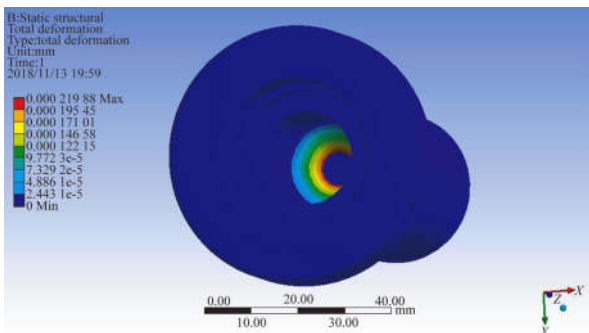
(b) 径向位移图

(b) Radial displacement

图 8 柔性联轴器位移图

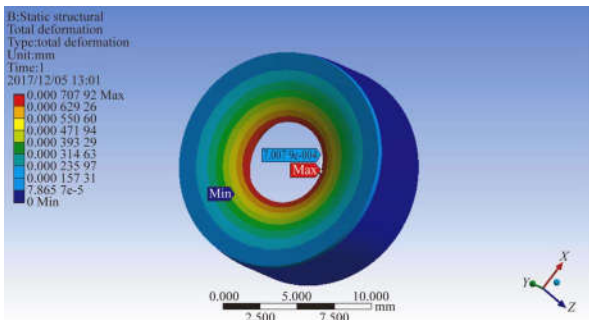
Fig. 8 Displacement of flexible coupling

本文所用的压电叠堆的最大输出位移仅为 $23\ \mu\text{m}$,为了最大化利用它的位移,对螺母承载端面以及叠堆的端面进行 ANSYS 仿真分析。它们的材料都为热处理后的 7075AL,7075AL 与普通铝材相比具有比强度高优势,图 9 皆为施加端面 200 N 作用力时的形变位移图。从仿真结果中可以看到,二者的最大形变处都发生在圆环内圈,支撑面的最大形变为 $0.22\ \mu\text{m}$,叠堆端面的最大形变为 $0.71\ \mu\text{m}$,皆远小于压电叠堆的标准行程。



(a) 承载端面位移图

(a) Displacement of bearing end



(b) 叠堆端面位移图

(b) Displacement of stack end

图 9 箝位端面位移图

Fig. 9 Displacement of clamp end

由于力矩电机主轴是空心的,故对它进行强度分析。主轴的材料选用磷青铜,图 10 是电机主轴在 ANSYS 下的仿真分析结果,其最大应力集中在端部,为 124 MPa,小于磷青铜的许用强度 320 MPa。

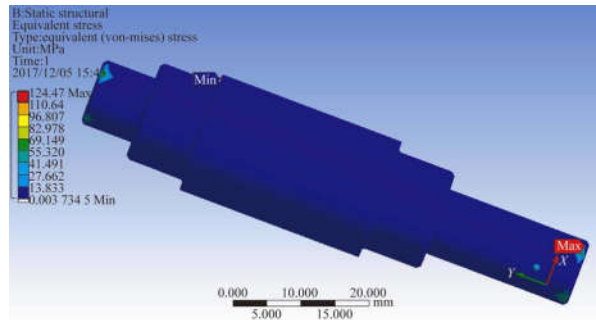


图 10 力矩电机的主轴应力分布图

Fig. 10 Stress distribution of spindle of torque motor

4 实验

根据螺旋箝位原理制作了一个大推力压电作动器样机,如图 11 所示,其机身总长为 233 mm,最大外径为 63 mm,质量为 1.1 kg,最大行程可达 60 mm。为了测得作动器的最大输出力与速度,搭建了图 12 所示的测试系统。

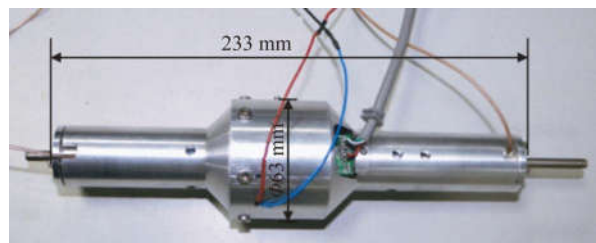


图 11 大推力压电作动器样机实物图

Fig. 11 Prototype of proposed large-thrust piezoelectric actuator

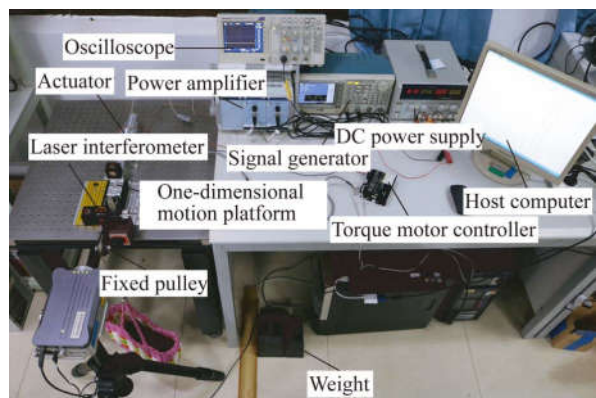


图 12 大推力压电作动器测试装置

Fig. 12 Experimental devices for testing large-thrust piezoelectric actuator

其中,采用 Tektronix 公司 AFG3022C 型信号发生器产生驱动信号,功率放大器将驱动信号进行放大;利用 TDS1012B-SC 示波器来监测输入信号的变化;通过雷尼绍 XL180 激光干涉仪测试丝杠的输出速度;利用直流电源给力矩电机供电。

4.1 匹配测试

为了测量作动器的输出推力和输出速度,实验研究了作动器输出速度与压电叠堆驱动频率及力矩电机转速的关系。施加作动器上负载为 120 N,拟定力矩电机转速分别为 1 200,1 400,1 600 和 1 800 r/min,压电叠堆的驱动频率为 0~1 000 Hz,驱动电压为 100 V。图 13 给出了作动器运动速度在压电叠堆驱动频率 0~1 000 Hz 下不同力矩电机转速的变化曲线,由图可知,作动器稳定运行时,叠堆的最佳驱动频率为 600 Hz,相应的电机转速为 1 600 r/min。

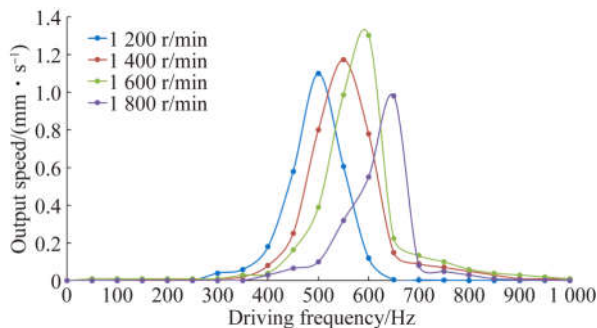


图 13 输出速度与驱动频率的关系曲线

Fig. 13 Relation between output speed and driving frequency

4.2 推力测试

为测得作动器的最大输出力,给叠堆施加一个频率为 600 Hz 的偏置正弦波信号,给力矩电机的转速为 1 600 r/min,测得在 0~150 V 电压下输出力的曲线图,如图 14 所示。随着电压的上升,输出力也上升,在叠堆的最大承受电压 150 V 下,测得最大推力为 190 N。当电压较低时,曲线趋于水平,这是由于此时压电叠堆的功率较低,作动器的输出力取决于力矩电机带动螺母丝杠传动的最大推力 Q ,其大小约为 50 N。相同条件下分

别测试了压力正向运动与拉力逆向运动,可以看出两者的输出特性相差不大。

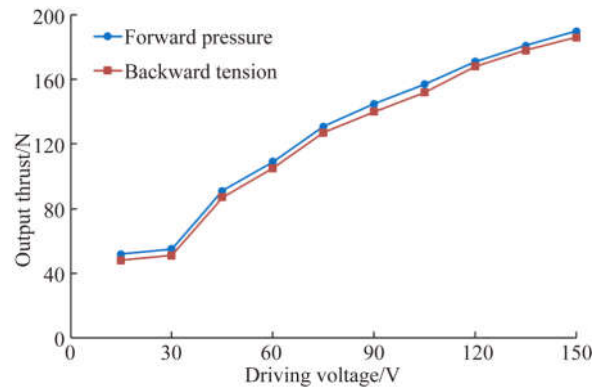


图 14 输出力与驱动电压的关系曲线

Fig. 14 Output force as a function of driving voltage

4.3 速度测试

通过激光干涉仪测得作动器在不同负载下的位移,图 15 为叠堆驱动频率为 600 Hz 和采样频率为 100 Hz 下,压力负载在 140~180 N 时的位移曲线。可以看出,作动器在大推力工作下能持续输出稳定位移。

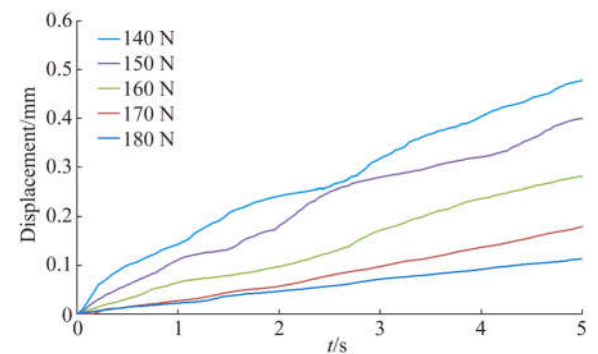


图 15 位移随时间变化曲线图

Fig. 15 Variation of displacement with time

实验测得不同负载下的位移曲线,采用 MATLAB 软件处理,拟合出作动器输出速度随负载变化的曲线,如图 16 所示。从图中可以看出,压力正向与拉力逆向运动速度与负载大小近似呈线性。

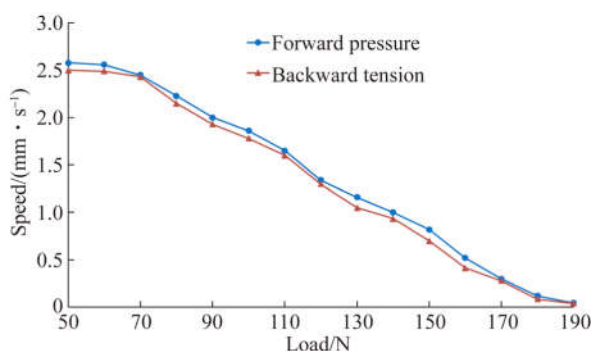


图 16 输出速度与负载的关系曲线

Fig. 16 Output speed as a function of load

5 结 论

本文研究一种新型大推力压电直线作动器,考虑到压电元件抗压不抗拉的特性,设计制作了一种结构对称、正反向运动互为镜像的直线作动

参考文献:

- [1] 曹小涛,李德全,李洪文,等.非共振式压电直线电机精密驱动及定位控制[J].光学精密工程,2017,25(8):2139-2148.
CAO X T, LI D Q, LI H W, *et al.*. Precision drive and position control of non-resonance piezoelectric stack linear motor [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2017, 25(8): 2139-2148. (in Chinese)
- [2] 陈西府.摩擦驱动型非共振压电叠层直线电机的研究[D].南京:南京航空航天大学,2014.
CHEN X F. *Research on Friction Drive Type Non-resonance Piezoelectric Stack Linear Motors* [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2014. (in Chinese)
- [3] 胡俊峰,杨展宏.尺蠖式直线微驱动器的设计[J].光学精密工程,2018,26(1):122-131.
HU J F, YANG ZH H. A novel inchworm linear micro actuator [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2018, 26(1): 122-131. (in Chinese)
- [4] LIU Y, CHEN W, XU D, *et al.*. Improvement of a rectangle-shape linear piezoelectric motor with four driving feet [J]. *Ceramics International*, 2015, 41: S594-S601.
- [5] FAN K Q, MING Z F, XU C H, *et al.*. The dynamic characteristics of harvesting energy from mechanical vibration via piezoelectric conversion [J]. *Chinese Physics B*, 2013, 22(10): 358-365.

器,实现了拉压双向作动的功能,并且大大提高了输出推力和行程。在考虑结构的冗余与装配次数时,采用柔性联轴器使得只需一个力矩电机提供箝位动力,并且将箝位端面设计在机壳上,使它们成为一体,这样便减少了连接件的个数及装配次数,进而缩小了整机的尺寸,简化了整机的机构,并提高了作动的精度和稳定性。制作的样机总长为233 mm,最大直径为63 mm。实验测得,当压电叠堆的驱动电压为150 V,频率为600 Hz,电机转速为1 600 r/min时,作动器的输出力可达190 N,位移可达60 mm,最大输出速度可达2.58 mm/s。该作动器既可以工作在压力负载状态下,又可以工作在拉力负载情况下,因此有着广阔的应用前景,尤其在需要直线输出且结构简单的小型机器上,如变形机翼折叠机构、炮射导弹发射架等。

- [6] LU X L, HU J H, YANG L, *et al.*. Principle and experimental verification of novel dual driving face rotary ultrasonic motor [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2013, 26(5): 1006-1012.
- [7] HUNSTIG M, HEMSEL T, SEXTRO W. Stick-slip and slip-slip operation of piezoelectric inertia drives. Part I: ideal excitation [J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 2013, 200: 90-100.
- [8] 刘泊,郭建英,孙永全.压电陶瓷微位移驱动器建模与控制[J].光学精密工程,2013,21(6):1503-1509.
LIU B, GUO J Y, SUN Y Q. Modeling and control for PZT micro-displacement actuator [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2013, 21(6): 1503-1509. (in Chinese)
- [9] YU L Z, CHEN J. General control model for bionic inchworm robot moving modes based on discrete hopfield neural network [C]. *Second International Conference on Intelligent System Design and Engineering Application (ISDEA)*, 2012: 687-690.
- [10] ZHANG Z, XU M, FENG B, *et al.*. Research for a new actuator with variable step and large displacement [J]. *International Journal of Applied Electromagnetics and Mechanics*, 2010, 33(1-2): 597-604.
- [11] 朱鹏举.新型大推力直线压电作动器的研究[D].南京:南京航空航天大学,2015.
ZHU P J. *Research on New Large-thrust Linear Piezoelectric Actuator* [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2015 (in Chinese)

- [12] LOVERICH J J. *Development of a New High Specific Power Piezoelectric Actuator* [D]. USA: The Pennsylvania State University, 2004:119-125.
- [13] 杨树臣,刘建芳,杨志刚,等.外驱动双向推力型压电步进精密驱动器研究[J].光学精密工程,2006,14(4):652-657.
YANG SH CH, LIU J F, YANG ZH G, et al.. Study on outer driving precision PZT liner step actuator [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2006, 14 (4): 652-657. (in Chinese)
- [14] 赵宏伟.尺蠖型压电驱动器基础理论与试验研究[D].长春:吉林大学,2006.
ZHAO H W. *Basic Theory and Experimental Research of Inchworm Piezoelectric Actuator* [D]. Changchun: Jilin University, 2016. (in Chinese)
- [15] 张兆成.新型压电尺蠖精密驱动器柔性机构分析与实验研究[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2010.
ZHANG ZH CH. *Compliant Mechanism Analysis and Experiments for a New Type Piezoelectric Inchworm Precision Actuator* [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2010. (in Chinese)
- [16] 朱鹏举,时运来,赵淳生.一种新型大推力直线压电作动器[J].振动、测试与诊断,2015(1):163-169,196.
ZHU P J, SHI Y L, ZHAO CH SH. A new large thrust linear piezoelectric actuators [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2015 (1): 163-169,196. (in Chinese)

导师简介:



时运来(1976—),男,山东邹城人,博士,副教授,2006年、2011年于南京航空航天大学分别获得硕士和博士学位,主要从事压电作动技术和精密运动系统设计及控制方面的研究。E-mail: shuyunlai950438@nuaa.edu.cn

作者简介:



张军(1987—),男,安徽六安人,博士研究生,2009年、2012年于南京航空航天大学分别获得学士和硕士学位,主要从事直线超声电机和精密运动系统设计及其控制方面的研究。E-mail: zhangjun871113@163.com

通讯作者:



程丁继(1993—),安徽安庆人,硕士研究生,2016年于长春大学获得学士学位,主要从事压电作动器方面的研究。E-mail: chengdingji@163.com