

基于 d_{15} 变形压电致动器动静耦合激励分析*

张铁民, 梅园, 王英智, 杨汶泊

(华南农业大学工程学院 广州, 510642)

摘要 为研制一种大行程、高精度的压电致动器,以夹心式换能为机理,提出一种基于 d_{15} 动静耦合激励的新型压电致动器。对比优化设计的 Cymbal 压电叠堆与普通压电叠堆,分析了3种致动模式: d_{31} 模式、 d_{33} 模式和 d_{15} 模式。利用有限元仿真方法和相关测量试验分析了机构的位移输出量,得到在有限元仿真软件平台中, Cymbal 压电叠堆能有效地将 d_{15} 径向变形转化为轴向变形,其 d_{15} 模式形变量是 d_{31} 模式形变量的 6.35 倍,是 d_{33} 模式形变量的 1.66 倍;压电致动器在 d_{15} 动静耦合激励下的最大位移输出量 (8.78×10^{-4} m) 是 d_{15} 静态直流激励 (6.45×10^{-5} m) 的 13.61 倍,是 d_{15} 谐振交流激励 (7.80×10^{-4} m) 的 1.13 倍。测量试验发现,压电致动器产生的最大输出位移随着电压的增大呈近似线性增加,当电压为 100 V 时,压电致动器产生的最大输出位移为 8.11×10^{-4} m,证明了 d_{15} 致动模式下动静耦合激励的可行性。

关键词 致动机构;动静耦合激励;压电;Cymbal 压电叠堆

中图分类号 TN384; TH113.1

引言

微致动器被广泛应用于光学、微电子、微机器人、生物医学、航空航天技术、超精密机械制造和基因工程等领域^[1-2]。压电致动器是发展较成熟的一种微致动器,具有体积小、输出力大、响应快和分辨率高等优点,被成功应用于许多高精度系统^[3-5]。根据激励的驱动方式不同,压电致动器分为非谐振直流激励和谐振交流激励两种类型。非谐振直流激励型压电致动器利用压电元件的微小伸张来实现高分辨率运动,具有高速度和高可靠性^[6],例如尺蠖型(蠕动型)^[7-8]、惯性冲击型^[9]、黏滑型(惯性-摩擦型)^[10-11]以及压电微位移驱动器。谐振交流激励型压电致动器是对压电驱动部件加载一个与机体理想共振模态相同频率的交流电压进行激励,从而达到谐振放大的效果,使得致动器位移量增大,例如超声电机^[12-13]和超声换能器^[14]。然而,非谐振直流激励型或谐振交流激励型的形变量都比较小,限制了压电致动器的应用^[15]。因此,开发具有较大形变量的新型致动器较为迫切。

笔者用 Cymbal 压电叠堆替换普通压电叠堆并作为驱动,分析比较了夹心式兰杰文振子在 d_{31} 、 d_{33} 和 d_{15} 3 种致动模式下的动静耦合激励效果,提出了

基于 d_{15} 动静耦合激励的新型压电致动器。

1 理论计算和结构设计

压电陶瓷片的原始频率比较高,当频率降到 50 kHz 以下时,厚度需超过 4 cm。为了降低致动器的共振频率,使其工作时处于谐振状态,以夹心式换能为机理,根据频率方程计算致动器的各尺寸大小。

图 1 为设计的压电致动器结构示意图。虚线表示位移节面,即致动器位移节面的左边部分实际上为一个 1/4 波长的夹心式换能装置,位移节面的右边部分为一个 1/4 波长、前端为圆柱体的圆锥形变幅杆(使夹心式换能装置输出较大的振动速度)。根据传输线理论,夹心式换能装置的频率方程为

$$\frac{z_3 \tan k_2 l_2 \tan k_3 l_3 + \frac{z_3}{z_1} \tan k_1 l_1 \tan k_3 l_3 + \frac{z_2}{z_1} \tan k_1 l_1 \tan k_2 l_2}{z_1} = 1 \quad (1)$$

其中: z_1, z_2, z_3 分别为金属前盖板、压电陶瓷圆环和金属后盖板的波阻抗(Ω); $z_i = \rho_i c_i S_i, i = 1, 2, 3$; ρ_i 为材料密度(kg/m^3); c_i 为纵向振动的传播速度(m/s), $c_i = \sqrt{E_i/\rho_i}$; E_i 为材料的弹性模量(Pa); S_i 为材料沿纵向的横截面积(m^2); k_i, l_i 分别为金属前盖板、压电陶瓷圆环和金属后盖板的波数和长度,

* 广东省自然科学基金资助项目(2018B030311028)

收稿日期:2018-07-27;修回日期:2019-03-13

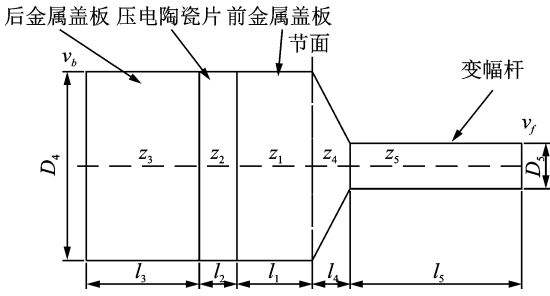


图1 压电致动器结构示意图

Fig.1 Schematic of the piezoelectric actuator

$k_i = \omega_i / c_i = 2\pi f_i / c_i$; f_i 为谐振频率(Hz)。

对于变幅杆,其频率方程为

$$\tan k_5 l_5 = \cot k_4 l_4 + \frac{1}{k_4 l_4} \frac{R_4 - R_5}{R_5} \quad (2)$$

其中: k_j, l_j 分别为圆锥体和圆柱体的波数和长度; $j=4,5$; R_4 和 R_5 分别为圆锥体和圆柱体的半径(m)。

致动器的前后振速比为

$$\frac{v_f}{v_b} = \frac{R_4}{R_5} \frac{z_2}{z_4} \frac{1}{\sin k_2 l_2} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{z_2}{z_3}\right)^2 \cot^2 k_2 l_2}} \frac{\sin k_4 l_4}{\cos k_5 l_5} \quad (3)$$

设致动器金属前后盖板的外直径 D_1 均为 25 mm, 压电陶瓷每片厚度 l 为 1.2 mm, 外直径为 25 mm, 铍型金属盖厚度为 1.5 mm, 金属后盖板的长度 l_3 为 15 mm。根据式(1)计算得到金属前盖板的长度 l_1 为 12.8 mm, 变幅杆大小截面半径之比 $R_4/R_5 = 4$, 圆锥体长度 $l_4 = 20$ mm。根据式(2)计算得到圆柱体的长度为 45.5 mm。将各参数代入式(3), 计算得到致动器的前后振速比 $v_f/v_b = 38$ 。

考虑到致动器的实际安装, 由于换能装置部分节面位移不变, 因此在金属前端盖节面处设计阶梯圆盘作为固定端面, 并在金属后端盖上钻直径为 10mm 的通孔, 在金属前盖板上钻 M8 螺纹孔, 用预紧螺栓锁紧。压电致动器结构如图 2 所示。

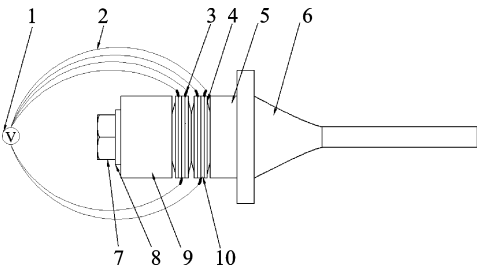


图2 压电致动器结构

Fig.2 Structure diagram of the piezoelectric actuator

2 d_{15} 动静耦合激励及铍型压电叠堆

2.1 d_{15} 模式及动静耦合激励

由于压电陶瓷材料有 3 个压电系数, 即 d_{31}, d_{33} 和 d_{15} , 因此压电陶瓷的致动模式可分为 3 种: d_{31} 模式(纵向效应)、 d_{33} 模式(横向效应)和 d_{15} 模式(剪切效应)。其中: d_{31} 模式的电压施加方向和变形方向相垂直; d_{33} 模式的电压施加方向和变形方向相平行; d_{15} 模式的电压施加方向和变形方向方向成 θ 。压电材料中的 3 种不同致动模式如图 3 所示, 粉色虚线表示变形后的形态。

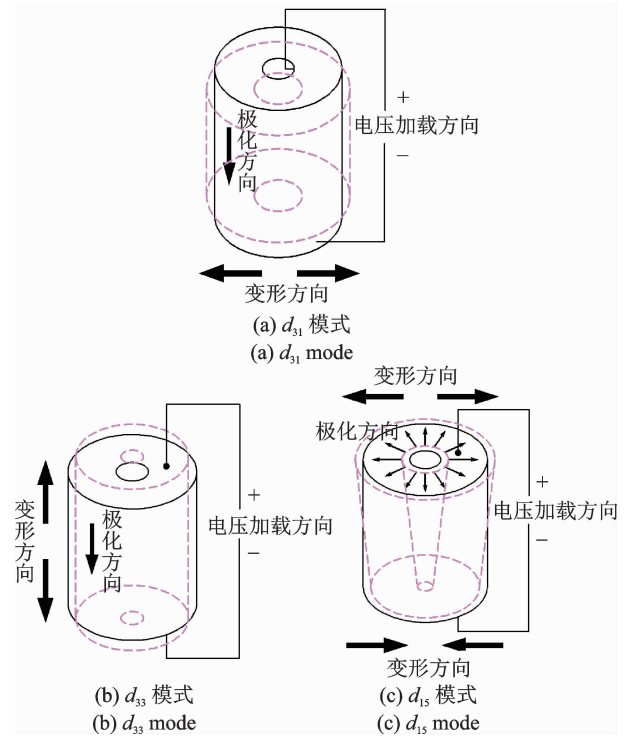


图3 压电材料中的 3 种不同致动模式

Fig.3 Three different actuation modes in piezoelectric materials

在相同的条件下, d_{15} 模式的变形量大于 d_{31} 模式和 d_{33} 模式。为了使压电致动器单方向的变形量产生更大的位移量, 克服位移量与刚度不能同时增大的矛盾, 提出一种 d_{15} 动静耦合的电源激励方式(交直流耦合电压激励)。具体施加方式为: 首先, 在已研发的压电致动器上加载一个直流激励电压信号, 此时压电致动器输出端会产生一个单方向的位移量; 其次, 加载一个谐振频率的交流激励电压信号, 压电致动器输出端会在原单方向位移的基础上, 产生一个瞬时的谐振运动, 使得位移量突增, 进而使得压电致动器在单方向获得一个瞬时的大位移, 且其位移量相比于静态激励方式的位移量要大很多。

3 种电压加载信号如图 4 所示。

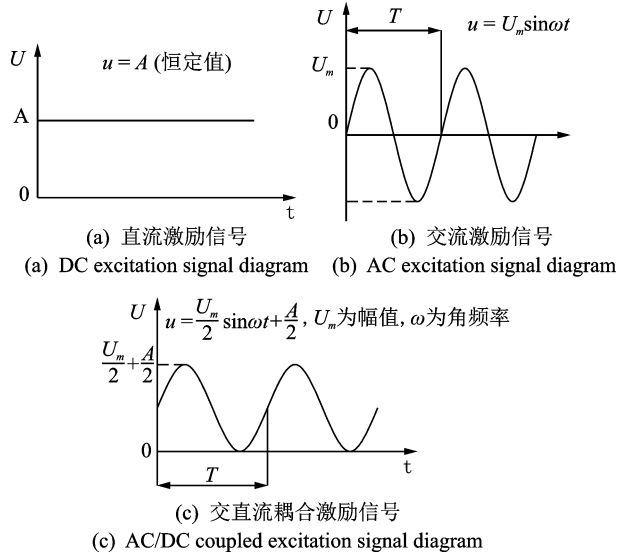


图 4 3 种电压加载信号

Fig. 4 Three voltage loading signal diagrams

2.2 铍型压电叠堆

d_{15} 模式的应力变形方向是切向的,但压电致动器需要压电陶瓷在轴向上的应力变形,所以采用 d_{15} 模式,最为关键的是把切向方向的位移量转变到轴向方向上的位移量。

普通压电叠堆无法将 d_{15} 模式的切向应力变形转变到轴向上。为了增大压电叠堆的变形量,用 Cymbal 压电叠堆替代普通压电叠堆。图 5 为 Cymbal 压电叠堆结构示意图,由截面为圆锥形的金属铍盖和若干个压电陶瓷片元件组成。

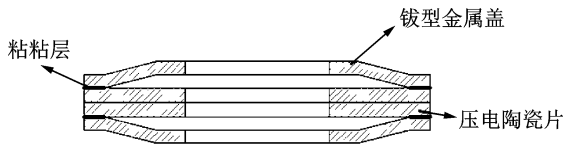


图 5 Cymbal 压电叠堆结构示意图

Fig. 5 Schematic of the cymbal piezoelectric stack

图 6 为 Cymbal 压电叠堆施加电压变形图。图中: H_1, H_2 分别为施加电压前、后的圆锥金属铍盖高度; ΔZ 为锥形金属端盖和压电陶瓷的径向位移; L 为金属铍盖斜边的径向长; S 为金属铍盖斜边长; T 为金属铍盖厚度。

设单边金属铍盖轴向变形量为 $\Delta\epsilon$, 总变形量为 ϵ , 根据图 6 的三角几何关系可以列出 2 个方程式

$$(L + \Delta Z)^2 + (H_1 - T)^2 = S^2 \quad (4)$$

$$(H_2 - T)^2 + L^2 = S^2 \quad (5)$$

代入 $H_2 = H_1 + \Delta\epsilon$, 在圆锥金属铍盖斜边的长度 S 不变的条件下, 得到

$$\Delta\epsilon = \sqrt{2\Delta ZL + \Delta Z^2 + (H_2 - T)^2} + T - H_1 \quad (6)$$

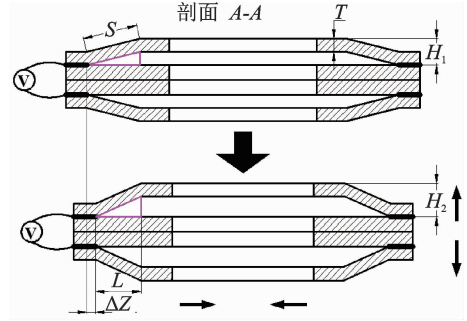


图 6 Cymbal 压电叠堆施加电压变形图

Fig. 6 The deformable diagram when voltage applied

由于 d_{15} 模式下, 轴向的伸长量为整个伸长量乘以系数 $\cos\theta$, 所以根据压电系数 d_{15} 可以算出整个 Cymbal 压电叠堆的轴向位移 ϵ 为

$$\epsilon = nd_{15}Et\cos\theta + 2\Delta\epsilon \quad (7)$$

其中: n 为压电陶瓷片的数量; E 为激励电场; t 为压电陶瓷厚度; θ 为斜向变形角。

因此可以得出结论, Cymbal 压电叠堆由于圆锥形金属端盖和压电陶瓷的相互作用, 其可将径向的变形转变为轴向的变形; 且位移量与圆锥形金属铍盖的尺寸和压电陶瓷的材料属性、尺寸有关。

3 两种叠堆型的静力学分析

笔者将普通压电叠堆和 Cymbal 压电叠堆在相同的材料、边界条件下, 利用 ANSYS Workbench 有限元软件对 3 种不同模式的最大位移量进行静力学分析。

d_{31} 模式: 对 2 种不同叠堆型的压电陶瓷片沿 z 方向极化, z 方向加载 100V 直流电压, 发现普通压电叠堆的最大变形在 x 方向, 位移量为 5.34×10^{-8} m, 而 Cymbal 压电叠堆最大变形在 z 方向, 位移量为 2.44×10^{-7} m。

d_{33} 模式: 对 2 种不同叠堆型的压电陶瓷片沿 z 方向极化, x 方向加载 100V 直流电压, 发现普通压电叠堆的最大变形在 z 方向, 位移量为 -2.73×10^{-8} m, 而 Cymbal 压电叠堆最大变形在 z 方向, 位移量为 9.34×10^{-7} m。

d_{15} 模式: 对 2 种不同叠堆型的压电陶瓷片沿周向极化, z 方向加载 100V 直流电压, 发现普通压电叠堆的最大变形在倾斜方向, 位移量为 1.41×10^{-7} m, 而 Cymbal 压电叠堆最大变形在 z 方向, 位移量为 1.55×10^{-6} m。

表 1 为不同压电效应下 2 种叠堆的输出位移。可以发现, Cymbal 压电叠堆能有效地将径向变形转化为轴向变形; 在同等条件下, 不管是普通压电叠

堆,还是 Cymbal 压电叠堆, d_{15} 模式的位移形变量最大。对于 Cymbal 压电叠堆, d_{15} 模式的位移形变量是 d_{31} 模式的 6.35 倍,是 d_{33} 模式的 1.66 倍。

表 1 不同压电效应下 2 种叠堆的输出位移

Tab. 1 Output displacement of two stacks under different piezoelectric effects

压电效应	叠堆类型	
	普通压电叠堆	Cymbal 压电叠堆
d_{31} 模式	5.34×10^{-8}	2.44×10^{-7}
d_{33} 模式	2.73×10^{-8}	9.34×10^{-7}
d_{15} 模式	1.41×10^{-7}	1.55×10^{-6}

4 致动器位移量分析

4.1 网格划分

利用有限元软件对致动器机构进行网格划分,将相关度调到 20,以精确为关联中心,得到致动器有限元模型如图 7 所示,包含 71 697 个节点数和 42 859 个单元数。压电陶瓷材料为 PZT-4,金属前盖板和变幅杆均选用铝合金材料,金属后盖板选用不锈钢材料。材料参数属性如表 2 所示。

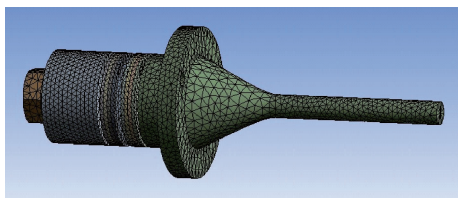


图 7 致动器有限元模型

Fig. 7 Finite element model of the actuator

表 2 材料参数属性

Tab. 2 Parameter list of material property

参数	材料		
	PZT-4	铝合金	不锈钢
密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	7 500	2 770	7 750
弹性模量/GPa	—	71	193
泊松比	—	0.33	0.3
刚度矩/GPa	$C_{11} = 132$	—	—
	$C_{12} = 71$	—	—
	$C_{13} = 73$	—	—
	$C_{33} = 115$	—	—
	$C_{44} = 30$	—	—
	$C_{55} = 26$	—	—
压电矩阵/ ($\text{C} \cdot \text{m}^{-2}$)	$E_{13} = -4.1$	—	—
	$E_{33} = 14.1$	—	—
	$E_{32} = 10.5$	—	—
电解质矩阵	$\epsilon_{11} = 804.6$	—	—
	$\epsilon_{31} = 659.7$	—	—

4.2 模态分析

为找到设计的压电致动器纵振振型的谐振频率,利用有限元软件对其进行模态分析。在该分析模块中,对所有压电陶瓷的正负极面均设为零电压,同时对阶圆盘施加固定约束,在 30 组不同的谐振模态中找到当加载频率为 23 960 Hz 时,其模态是最理想的。图 8 为致动器理想谐振模态。

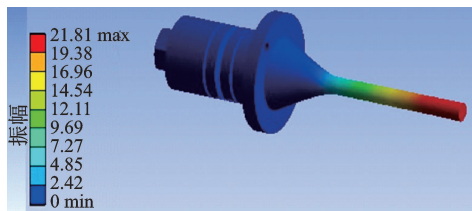


图 8 致动器理想谐振模态

Fig. 8 Actuator ideal resonant mode

4.3 位移输出分析

为了论证 d_{15} 动静耦合激励方式对致动器位移量的增大效果,利用有限元软件的静态、谐响应和组合 3 种分析模块,分析其在加载 100 V 的直流电压、交流电压(23 960 Hz)和交直流耦合电压 3 种信号下的位移量。图 9 为 d_{15} 静态激励位移分析结果。图 10 为 d_{15} 谐振激励位移分析结果。图 11 为 d_{15} 动静耦合激励位移分析结果。

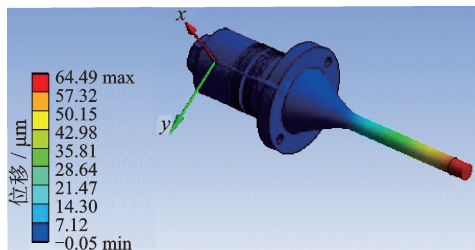


图 9 d_{15} 静态激励位移分析结果

Fig. 9 d_{15} Static excitation displacement analysis result graph

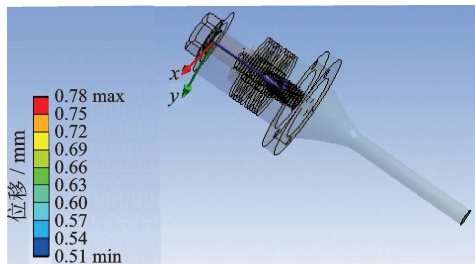


图 10 d_{15} 谐振激励位移分析结果

Fig. 10 d_{15} Resonant excitation displacement analysis result graph

由分析结果可知,在加载 d_{15} 直流激励电压信号后,压电致动器在 z 向的最大位移变化量为 6.45×10^{-5} m;在加载 d_{15} 交流激励电压信号后,压电致动

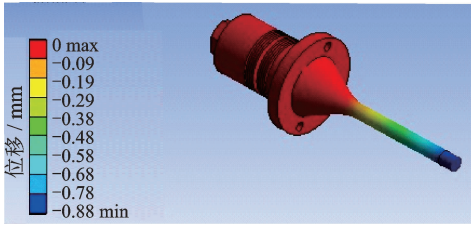


图 11 d_{15} 动静耦合激励位移分析结果

Fig. 11 d_{15} dynamic-static coupled excitation displacement analysis result graph

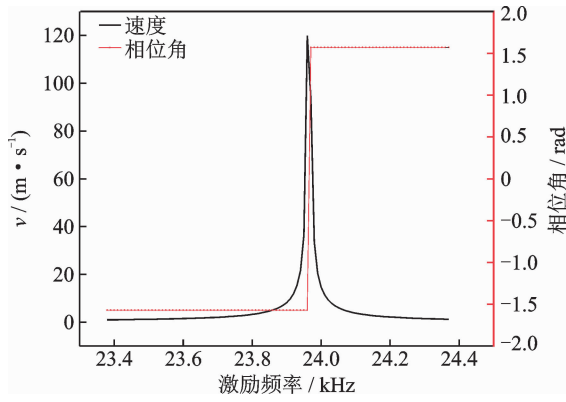


图 12 z 向频率速度响应

Fig. 12 z -direction frequency velocity response diagram

器在 z 向的最大位移变化量为 7.80×10^{-4} m; 在加载 d_{15} 交直流耦合激励电压信号后, 压电致动器在 z 向的最大位移变化量为 8.78×10^{-4} m。根据图 12 所示的 z 向频率速度响应可知, 压电致动器纵振方向能产生的最大振速为 119.87 m/s。

5 致动器输出特性测量试验

5.1 近频压电陶瓷挑选

压电陶瓷在同一信号激励下, 各动态特性相近, 因此在对压电致动器装配前, 利用阻抗分析仪对压电陶瓷进行同频挑选试验。试验方法是将压电陶瓷固定装夹于支座中, 并通过导线连接至阻抗分析仪。阻抗分析仪测量压电陶瓷的主要参数, 包括谐振频率和反谐振频率, 并在计算机上呈现导纳特性图。由于压电陶瓷在材料和加工工艺有少许差异, 本次试验重点使各压电陶瓷的谐振频率接近, 最终在 16 片压电陶瓷中选出 4 片, 其谐振频率均为 56 116 Hz。图 13 为所挑选的 4 片压电陶瓷导纳特性图, 各导纳圆均为规则圆形。

5.2 输出位移测量试验

利用动态信号分析仪对压电致动器的谐振频率进行测试, 压电致动器的谐振频率为 24.91 kHz, 与计算频率(23.96 kHz)的误差为 4.0%。原因主要有 2 个方面: ①利用有限元软件进行计算时, 压电致

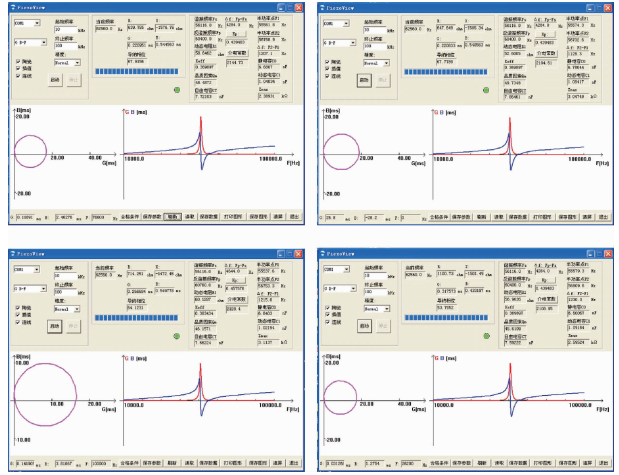
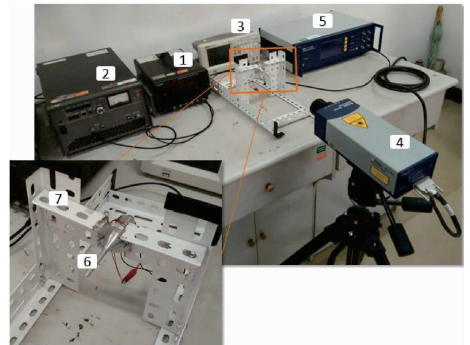


图 13 压电陶瓷导纳特性图

Fig. 13 The Admittance characteristics of piezoelectric ceramics

动器设为整体结构, 但在实际结构中各零部件为螺纹连接; ②零部件存在材料和加工的误差。

图 14 为压电致动器输出位移测量试验实物图。首先, 直流电源对压电致动器输出一个直流信号, 由导线传输到压电陶瓷的正负电极面, 在此基础上信号发生器再产生频率为 24.91 kHz 的交流正弦信号, 经功率放大器将其放大, 在压电陶瓷的逆压电效应作用下压电致动器的前端输出位移, 并利用激光测振仪进行测量。在试验装置上对压电致动器在不同驱动电压下产生的输出位移进行测量, 每次试验重复 3 次, 取输出位移幅值的平均值作为该电压幅值下的最大输出位移。图 15 为压电致动器动静耦合激励输出位移的变化曲线。可以看出, 在动静耦合电源信号激励下, 压电致动器产生的最大输出位移随着电压的增大而呈近似线性增加。当电压为 100V 时, 压电致动器产生的最大输出位移为 8.11×10^{-4} m, 略小于有限元计算的最大输出位移(8.78×10^{-4} m), 造成的原因是在有限元谐响应分析时未考虑压电致动器的质量阻尼和刚度阻尼所导致的误差。



1-信号发生器; 2-功率放大器; 3-示波器; 4-激光测振仪光学头; 5-激光测振仪控制器; 6-压电致动器; 7-支架

图 14 压电致动器输出位移测量试验实物图

Fig. 14 Output displacement measurement test of the piezoelectric actuator

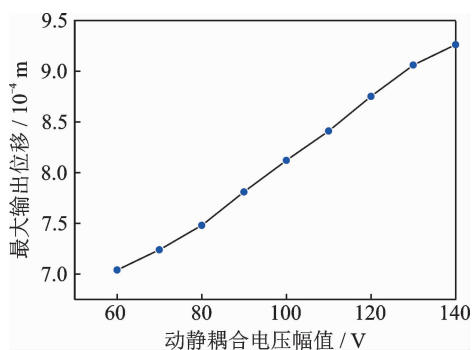


图15 压电致动器动静耦合激励输出位移变化曲线

Fig. 15 Output displacement curve of the piezoelectric actuator

6 结论

1) 在有限元仿真软件平台中, Cymbal 压电叠堆能有效地将 d_{15} 径向变形转化为轴向变形, 且 d_{15} 致动模式下的位移变形量最大; 压电致动器在 d_{15} 动静耦合激励下的最大位移输出量为 8.78×10^{-4} m, 是 d_{15} 静态激励最大位移输出量 (6.45×10^{-5} m) 的 13.61 倍, 是 d_{15} 谐振激励最大位移输出量 (7.80×10^{-4} m) 的 1.13 倍, 位移量有明显的提高。

2) 通过对压电致动器输出位移的测量试验, 发现压电致动器产生的最大输出位移随着电压的增大呈近似线性增加。当电压为 100V 时, 压电致动器产生的最大输出位移为 8.11×10^{-4} m, 证明了 d_{15} 模式下动静耦合激励的可行性。

参 考 文 献

- [1] 姚俊飞, 陈超, 陈海鹏. 基于三角位移放大机构的压电制动器研究[J]. 压电与声光, 2017(6): 813-816.
YAO Junfei, CHEN Chao, CHEN Haipeng. Research on the piezoelectric brake based on the triangle displacement amplification mechanism[J]. Piezoelectrics & Acoust-Optics, 2017(6): 813-816. (in Chinese)
- [2] 赵淳生, 朱华. 超声电机技术的发展和应[用][J]. 机械制造与自动化, 2008, 37(3): 1-9.
ZHAO Chunsheng, ZHU Hua. Development and application of ultrasonic motors technologies[J]. Machine Building & Automation, 2008, 37(3): 1-9. (in Chinese)
- [3] LI J P, ZHOU X Q, ZHAO H W, et al. Design and experimental performances of a piezoelectric linear actuator by means of lateral motion[J]. Smart Materials and Structures, 2015, 24(6): 65007.
- [4] 杨国利. 压电驱动器的研究与应用进展[J]. 内蒙古煤炭经济, 2009(1): 56-59.
YANG Guoli. Progress in research and application of piezoelectric actuators[J]. Inner Mongolia Coal Economy, 2009(1): 56-59. (in Chinese)

- [5] 张东华. 微机电系统用压电驱动器的发展及应用[J]. 仪器仪表学报, 2006(S1): 1023-1025.
ZHANG Donghua. Development and applications of piezoelectric actuator in MEMS[J]. Chinese Journal of Scientific Instrument, 2006(S1): 1023-1025. (in Chinese)
- [6] TIAN Y, ZHANG D, SHIRINZADEH B. Dynamic modelling of a flexure-based mechanism for ultra-precision grinding operation[J]. Precision Engineering, 2011, 35(4): 554-565.
- [7] MOHAMMAD T, SALISBURY S P. Design and assessment of a z-axis precision positioning stage with centimeter range based on a piezoworm motor[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2015, 20(5): 2021-2030.
- [8] LI J P, QU H, ZHAO H W, et al. A piezoelectric-driven rotary actuator by means of inchworm motion[J]. Sensor Actuat A-Phys, 2013, 194: 269-276.
- [9] 华顺明. 压电式粘滑精密运动机构驱动理论与实验研究[D]. 长春: 吉林大学, 2005.
- [10] PENG J Y, CHEN X B. Modeling of piezoelectric-driven stic-slip actuators[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2011, 16(2): 394-399.
- [11] LI X, ZHOU S. A novel piezoelectric actuator with a screw-coupled stator and rotor for driving an aperture[J]. Smart Materials and Structures, 2016, 25(3): 35027.
- [12] CAGATAY S, KOC B, UCHINO K. A 1.6mm, metal tube ultrasonic motor[J]. IEEE Transactions on Ultrasonics Ferroelectrics and Frequency Control, 2003, 50(7): 782-786.
- [13] MORITA T, KUROSAWA M K, HIGUCHI T. A cylindrical micro ultrasonic motor using PzT thin film deposited by single process hydrothermal method ($\Phi = 2.4$ mm, $L = 10$ nm stator transducer)[J]. IEEE Transactions on Ultrasonics Ferroelectrics and Frequency Control, 2002, 45(5): 1178-1187.
- [14] NISHIMURA T, HOSAKA H, MORITA T. Resonant-type smooth impact drive mechanism (SIDM) actuator using a bolt-clamped Langevin transducer[J]. Ultrasonics, 2012, 52(1): 75-80.
- [15] LI J, HUANG H, ZHAO H. A piezoelectric-driven linear actuator by means of coupling motion[J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2017, 65(3): 2458-2466.



第一作者简介: 张铁民, 男, 1961年11月生, 博士、教授、博士生导师。主要研究方向为微机电系统、机器人技术和智能检测与控制技术。曾发表《基于DM642的高地隙小车的田间路径识别导航系统》《农业工程学报》2015年第31卷第4期)等论文。

E-mail: tm-zhang@163.com