

文章编号 1004-924X(2011)06-1334-10

# 仿尾鳍式变截面摆动振子无阀 压电叠堆泵的结构设计

胡笑奇<sup>1\*</sup>, 张建辉<sup>1</sup>, 黄毅<sup>1</sup>, 夏齐霄<sup>2</sup>, 黄卫清<sup>1</sup>

(1. 南京航空航天大学 精密驱动研究所, 江苏 南京 210016;

2. 北京联合大学 机电工程学院, 北京 100020)

**摘要:**受具有高速巡游速度的金枪鱼的启发,提出了一种微脉动、大流量、仿尾鳍变截面振子无阀压电泵。以压电叠堆为激励源,设计了仿尾鳍变截面振子,实验验证了振子的二阶弯振和金枪鱼高速巡游的摆动模式一致。利用有限元分析软件 ANSYS 分析了振子的模态振型,提出了模态分离更好的 Y 型振子。为避免压电叠堆受力不均匀而受到损坏,采用钢球和隔离块作为压电叠堆传递力和振动的媒介,实现了压电叠堆和泵腔内液体的干湿分离。设计了二级杠杆/柔铰机构,放大了振子端部柔性叶片摆动幅度。最后,研制了样机,并进行了不同驱动频率下的仿尾鳍式变截面摆动振子无阀压电叠堆泵的流量测量,结果表明,在 80 V 正弦电压的激励下,激励频率为 1 350 Hz 时泵的流量达到峰值(400 ml/min)。本设计方案能够有效地提高泵的性能,满足工程实践中对大流量无阀压电泵的需求。

**关键词:**无阀压电泵;仿尾鳍式;变截面摆动振子;压电叠堆

**中图分类号:**TH38;TN384 **文献标识码:**A **doi:**10.3788/OPE.20111906.1334

## Structure design of caudal-fin-type piezoelectric-stack pump with variable cross-section oscillating vibrator

HU Xiao-qi<sup>1\*</sup>, ZHANG Jian-hui<sup>1</sup>, HUANG Yi<sup>1</sup>, XIA Qi-xiao<sup>2</sup>, HUANG Wei-qing<sup>1</sup>

(1. Precision Driving Laboratory, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China; 2. College of Mechanical & Electronic Engineering, Beijing Union University, Beijing 100020, China)

\* Corresponding author, E-mail: huxiaoqi@nuaa.edu.cn

**Abstract:** Based on a variable cross-section oscillating vibrator, a caudal-fin-type piezoelectric-stack pump with a high flow rate was proposed. Firstly, the caudal-fin-type variable cross-section oscillating vibrator, whose second order bending modal agrees with tuna's high cruise swing mode was designed by using the piezoelectric-stack as an excitation source. Then, FEM software ANSYS was used to analyze the modal shape of the vibrator and a better Y vibrator was presented. To prevent the uneven distribution of loading applied to the piezoelectric-stack and to avoid the damage of piezoelectric-stack, a steel ball and an isolation block were used as the media of forces and vibration to separate the

收稿日期:2010-06-12;修订日期:2010-09-29.

基金项目:国家自然科学基金面上资助项目(No. 50775109);国家自然科学基金重点资助项目(No. 50735002);数字制造装备与技术国家重点实验室开放基金资助项目(No. DMETKF2009002)

piezoelectric-stack from the water in a chamber. Furthermore, the mechanism of two-stage level/flexure-hinge was designed to amplify the tip amplitude of the vibrator. Finally, a prototype was designed and fabricated, and the experiments on measuring the flow rate varying with frequencies were performed. The experiment shows that the flow rate of the pump reaches 400 ml/min driven by AC voltage of 80 V under the frequency of 1 350 Hz. It concludes that the design can enhance the performance of the pump effectively, and meets the demand of the high flow rate valve-less pump in engineering practices.

**Key words:** valve-less piezoelectric pump; caudal-fin-type; variable cross-section oscillating vibrator; piezoelectric-stack

## 1 引言

无阀压电泵由于具有结构简单、易于微型化、耗能低、无电磁干扰等优点,在生物、医学、保健<sup>[1-2]</sup>、化学、化工<sup>[2]</sup>和燃料供给<sup>[3]</sup>等领域都拥有巨大的应用潜力。自1993年Stemme提出无阀压电泵以来,各种不同原理的无阀压电泵相继问世<sup>[4-10]</sup>。但是这些无阀泵都是流阻差式容积型压电泵,流量是由一个吸/排程周期内流进、流出进(出)流口的流体差产生的,因此,流量小、流动脉动大是这几类无阀压电泵与生俱来的弱点。

结构的弯曲振动能够引起周围流体的扰动,若通过结构的设计引导流体向一个方向流动,这便是泵的功能。目前,基于这一原理的压电泵主要用于形成空气的单向流动,由于它具有流量大、流动稳定、脉动小的特点,已成为微型电脑、燃料电池、移动电话等电子信息产品的散热方案之一,吸引了各国研究者的关注。

2001年,韩国学者Ju Hyun Yoo对压电双晶片结构的弯曲振动而产生的空气流动进行了研究,并将这一研究应用于电子元器件的冷却<sup>[11]</sup>;2003年,清华大学的杨兴、周铁英对压电双晶片风扇的力学模型进行了分析,并进行了风速、振幅和功耗等方面的研究,初步验证了将其应用于微型燃料电池主动供气的可行性<sup>[12]</sup>;2004年,千学著等人利用压电陶瓷的高阶弯振,研制了工作在超声频段上的压电风扇<sup>[13]</sup>;2005年,Sudipta Basak等对对称的和非对称的压电晶片结构的动力学响应进行了理论解析,在此基础上对结构进行了优化<sup>[14]</sup>。

上述研究大都是针对驱动气体进行的,而利用振子的弯曲振动驱动液体形成单向流动尚未得到充分研究。由于液体和气体在黏性阻力、给予振子的附加质量等方面存在巨大差异,因此利用该原理驱动液体存在着诸多困难。2007年,巴西的Rogério F. Piresa, CÍCERO R. D L等将压电双晶片的弯曲振用于LED灯的液体冷却<sup>[15-16]</sup>,通过将陶瓷片粘贴在振子的端部提高振子振幅,但同时也形成了振子的刚性尾鳍,这种结构的流量最大只能达到100 ml/min,并且在工作过程中会产生大量的气泡。本研究小组在研究中发现:1)振子的刚度太大或柔度太大都不会得到好的泵水效果;2)在振子的长度方向上合理地配置结构的刚度,使之和金枪鱼的身体结构吻合,泵的性能可达到最佳。由于压电叠堆具有输出力大、输出位移大的特点,因此被本研究用作泵的激励源;设计了变截面振子,振子的摆动端采用尾鳍式的柔性叶片;针对压电叠堆的结构特点,设计了钢球-隔离块机构传递叠堆的振动和力;为了提高泵的流量,利用二级柔铰/杠杆放大机构提高了振子的端部摆幅。实验表明,振子工作在二阶振型时获得了较大的流量,该振型和金枪鱼的高速巡游模式一致,验证了结构设计的有效性。

## 2 泵的结构设计

### 2.1 工作原理

鱼类等水下生物在水中获得游动的动力主要来自于两种方式:身体的波动和摆动。大部分鱼类的游动模式是这两种方式的叠加,可分为如图1所示4类<sup>[17-18]</sup>,依次为鳗鱼、亚鲔科鱼、鲔科鱼

和金枪鱼模式。其中(a)鳗鱼的游动为波动模式，(d)金枪鱼的游动为摆动模式，从(a)到(d)摆动模式加强而波动模式减弱。在这 4 种模式中，金枪鱼游动模式的巡游速度最快。若将金枪鱼的头部固定，金枪鱼的摆动必然推动水向相反于金枪鱼游动趋势的方向流动，从而实现了液体泵的功能。

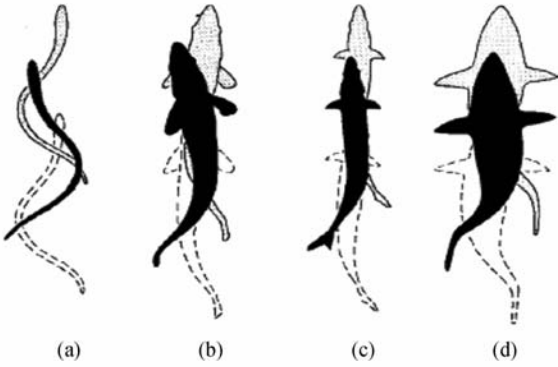


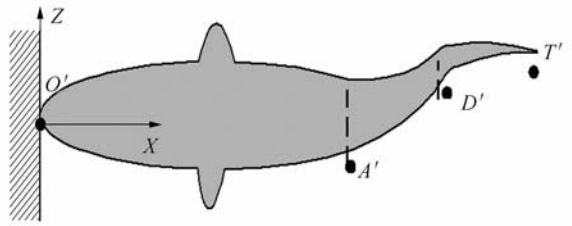
图 1 鱼类生物的游动模式<sup>[18]</sup>

Fig. 1 Swimming mode of fish (taken from Lindsey<sup>[18]</sup>)

2.2 泵的总体结构

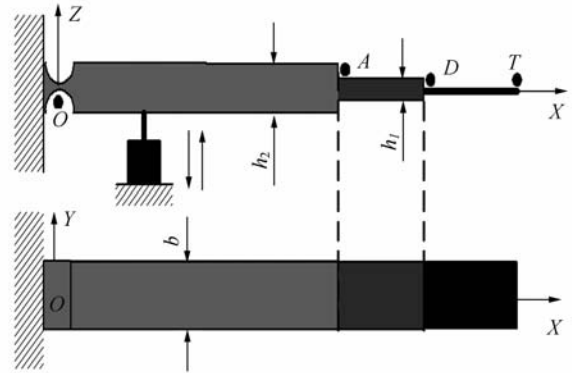
金枪鱼身体结构的特点是鱼体前三分之二的的质量很大，后三分之一的质量很小，其振型接近于图 2 (c)所示的二阶弯振。这种结构使得金枪鱼在游动时，身体的前半部分摆动的幅度很小，而后半部分特别是尾部摆动的幅度很大，大幅摆动的尾鳍产生了持续的驱动力，使它的巡游速度可达 55 n mile/h。由图 2(a)可以看出， $T'$ 是尾鳍的端点， $D'$ 是尾鳍的梗部(即尾鳍和身体的连接处)， $O'A'$ 段的摆动幅度很小，将这些点映射到机构上去，分别是图 2(b)和(c)的  $T, D, A, O$  点。从图 1 中(a)、(b)、(c)和(d)4 种鱼类典型的游动模式可以看出，金枪鱼模式区别于其他 3 种游动模式的一个显著特点是尾鳍梗部  $D'$ 到端部  $T'$ 的距离较长，并且整个  $A'T'$ 段绕  $A'$ 所在轴线摆动的时候  $D'T'$ 段又绕梗部  $D'$ 摆动，因此在梗部  $D'$ 处有突变。

根据上述金枪鱼游动特点所设计的泵结构如图 3 所示。泵主要由泵底座、泵上盖、压电叠堆、隔离块、钢珠、杠杆/柔铰机构 1、杠杆/柔铰机构 2 和柔性叶片组成。由杠杆/柔铰机构 2 的弹性板和柔性叶片组成了泵的主要功能性部件——仿尾



(a) 金枪鱼的游动模式

(a)Swimming mode of tuna



(b) 泵的振子

(b)Vibrator of pump



(c) 振子的振动模式

(c)Vibrating modal of vibrator

图 2 振子的仿尾鳍摆动

Fig. 2 Oscillation of caudal-fin-type vibrator

鳍式摆动振子(以下简称振子)。激励源(压电叠堆)在正弦电压的激励下，产生纵向振动；压电叠堆的受力面受力若不均匀，容易引起压电堆一角破裂而损坏，因此，采用隔离块和压电叠堆接触；钢珠的点接触使压电堆在振动过程中只受到法向反力的作用；通过由杠杆/柔铰机构 1 和杠杆/柔铰机构 2 组成的放大机构提高振子  $D$  点的振幅；用防水胶将压电叠堆和泵腔里面的水隔离开来，实现了干湿分离；在振子的末端粘贴柔性叶片，使之在  $D$  点处形成突变截面。

振子的周期性摆动驱动泵腔内液体做单向流

动,从进水口流向出水口,形成一定的流量,或者形成出水口和进水口之间的液面差。

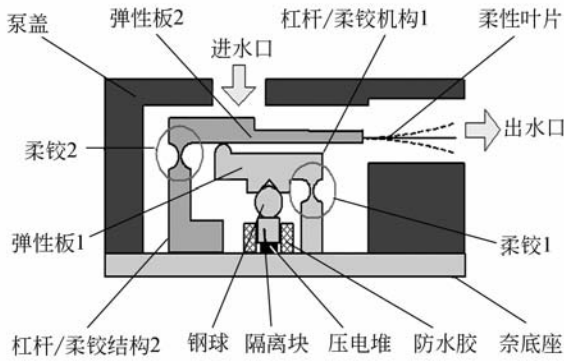


图 3 泵的结构

Fig. 3 Structure of pump

### 2.3 振子的模式分离

本文提出的新型泵是利用振子在 X 方向(图 2 所示的坐标系)的弯振工作的,振子的几何外形设计应该能够满足激发振子 X 方向的弯振模式而抑制 Y 方向振动模式的要求。因此, Y 方向的抗弯刚度应远大于 X 方向的抗弯刚度,但是 Y 方向抗弯刚度过大又会引起弹性板厚度的增加,从而增加了泵的尺寸。在本文中,取  $h_1 = 1.5 \text{ mm}$ ,  $h_2 = 4 \text{ mm}$ ,  $b = 20 \text{ mm}$ 。

振子的工作频率一般选择在振子的弯振模式频率附近。如果激发了工作频率附近的干扰模式,振子的响应就是工作模式和干扰模式的叠加。由于振子所受的激励方式为点激励,安装或加工误差会使力的作用点偏离中心线,从而激发振子的干扰模式(如图 4 (b)所示的扭振),降低泵的效率。本小节通过分析振子的模式振型,设计了比矩形振子模式分离更好的 Y 形振子。

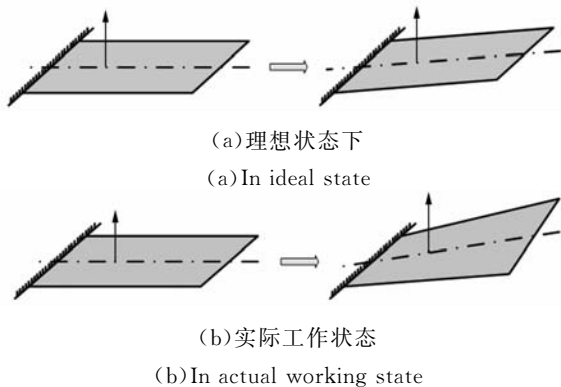
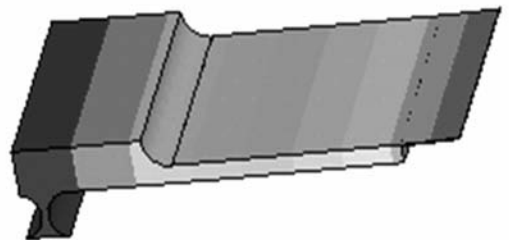


图 4 振子的扭振

Fig. 4 Torsional vibration of vibrator

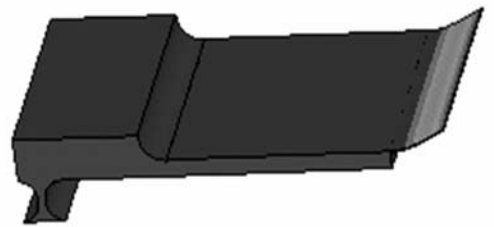
基于 ANSYS 软件建立了矩形振子的有限元模型,得到的前三阶共振频率及振型如图 5 所示。

由图 5 可知,二阶弯振共振频率为 3 155 Hz,扭振频率为 3 614 Hz,它们之间的频率间隔仅为 49 Hz。当泵的激励频率在二阶弯振的模式频率附近时,由于安装或加工误差,振子受到扭转力矩,将会在激发二阶弯振的同时激发出扭振,振子的实际振动将是二阶弯振和扭振的叠加,扭振的共振频率越是接近二阶弯振的共振频率,扭振模式在实际振动中占的比重越大。为减少扭振模式对工作模式的影响,将振子的几何形状设计成 Y 形,如图 6 所示。Y 形振子的前三阶共振频率见表 1。



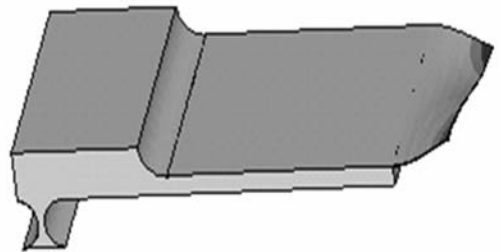
(a)一阶弯振(670 Hz)

(a)First order bending modal(670 Hz)



(b)二阶弯振(3 155 Hz)

(b)Second order bending modal(3 155 Hz)



(c)扭振(3 614 Hz)

(c)Torsional modal(3 614 Hz)

图 5 矩形振子的前三阶共振频率及振型

Fig. 5 Natural frequencies and modals of the first three orders for rectangular resonator

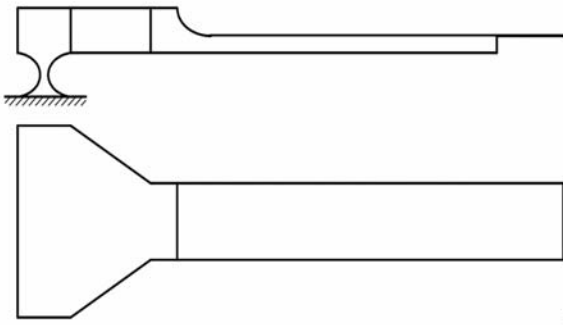


图 6 Y 形振子

Fig. 6 Y shape vibrator

表 1 Y 型振子前三阶共振频率

Tab. 1 Natural frequencies of the first three orders for Y shape resonator

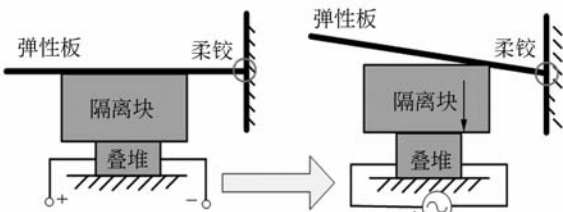
	一阶弯振	二阶弯振	扭振
Y 形振子	1 016	1 938	3 393

对比表 1 和图 5 可以看出,振子的结构变化使干扰模态(扭振)的共振频率与工作模态(二阶弯振)的共振频率相差了 1 455 Hz,减小了扭振对工作模态的干扰。

### 2.4 叠堆的均匀受力设计

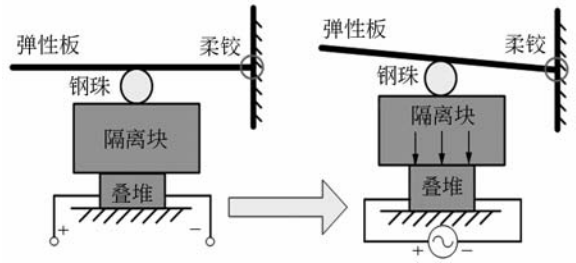
压电叠堆采用德国 PI 公式的 PL033. 30 型叠层式压电陶瓷。电极层和压电陶瓷层用黏结剂粘在一起,外面用绝缘层封装并引出电极接线,故压电叠堆只能承受正向压力,并且要均匀分布。

鉴于上述压电叠堆的结构特点,若采用图 7 (a)所示的叠堆、隔离块和杠杆/柔铰机构的接触方式,叠堆沿铅垂方向的伸长会使叠堆的受力集中到一条线或一角,很容易破坏叠堆的外封装和叠堆内的粘贴层。为避免压电叠堆受力不均匀而损坏,本研究采用图 7(b)所示的接触方式,在隔离块和杠杆/柔铰机构的弹性板之间用钢珠传递



(a) 隔离块和弹性板直接接触

(a) Direct contact between isolation piece and elastic plate



(b) 隔离块通过钢球和弹性板接触

(b) Contact through steel ball between isolation piece and elastic plate

图 7 压电叠堆的受力

Fig. 7 Forces applying to piezoelectric-stack

载荷,这样即使受加工精度或安装的影响,钢珠、隔离块和叠堆的中心不完全重合,但由于钢珠和隔离块是点接触,隔离块所受的力总是垂直方向的,因此叠堆的受力面的受力也总是均匀的。

### 2.5 压电叠堆预压力施加

压电叠堆内的压电陶瓷和电极之间是通过粘接层联系在一起的,因此只能承受压力而不能承受拉力。要使压电叠堆正常工作,需要施加一定的预压力。

为使泵的结构更加紧凑,本研究采用由杠杆/柔铰机构 1 和杠杆/柔铰机构 2 组成的二级柔铰/杠杆机构。其作用有两个,一是利用柔性铰链的静变形给压电堆施加它正常工作所需要的预压力,二是作为位移放大机构,使杠杆/柔铰机构 2 的末端及柔性叶片得到更大的摆动振幅,提高泵的性能。

如图 8 (a)所示,将杠杆/柔铰机构 2 用螺钉固定在泵的底座上,用调整垫片改变柔性铰链及叠堆的水平高度,使杠杆/柔铰机构 2 与泵底座预留有  $\delta_1$  的间隙。钢球和杠杆/柔铰机构 1 的弹性板接触点 C 距左右两端的距离分别为  $L_2, L_1$ ,弹性板 1 的末端对弹性板 2 的力的作用点 B 距柔铰 2 的轴心的距离为  $L_3$ ,弹性板 2 的长度为  $L_4$ 。

将杠杆/柔铰机构 1 与底座紧固,由柔铰的弹性恢复力提供压电叠堆工作所需要的预压力。结构的变形及受力如图 8(b)所示,其中  $F_{21}$  为弹性板 1 对弹性板 2 的作用力,  $F_{12}$  为弹性板 2 对弹性板 1 的作用力,  $F_{1b}$  为钢球对弹性板 1 的作用力,  $F_{b1}$  为弹性板对钢球的作用力,  $\alpha_1, \alpha_2$  为柔铰 1、柔铰 2 的转角,  $\delta_1, \delta_2$  为紧固后 C 点、B 点距柔铰 1 和柔铰 2 轴线的垂直距离。

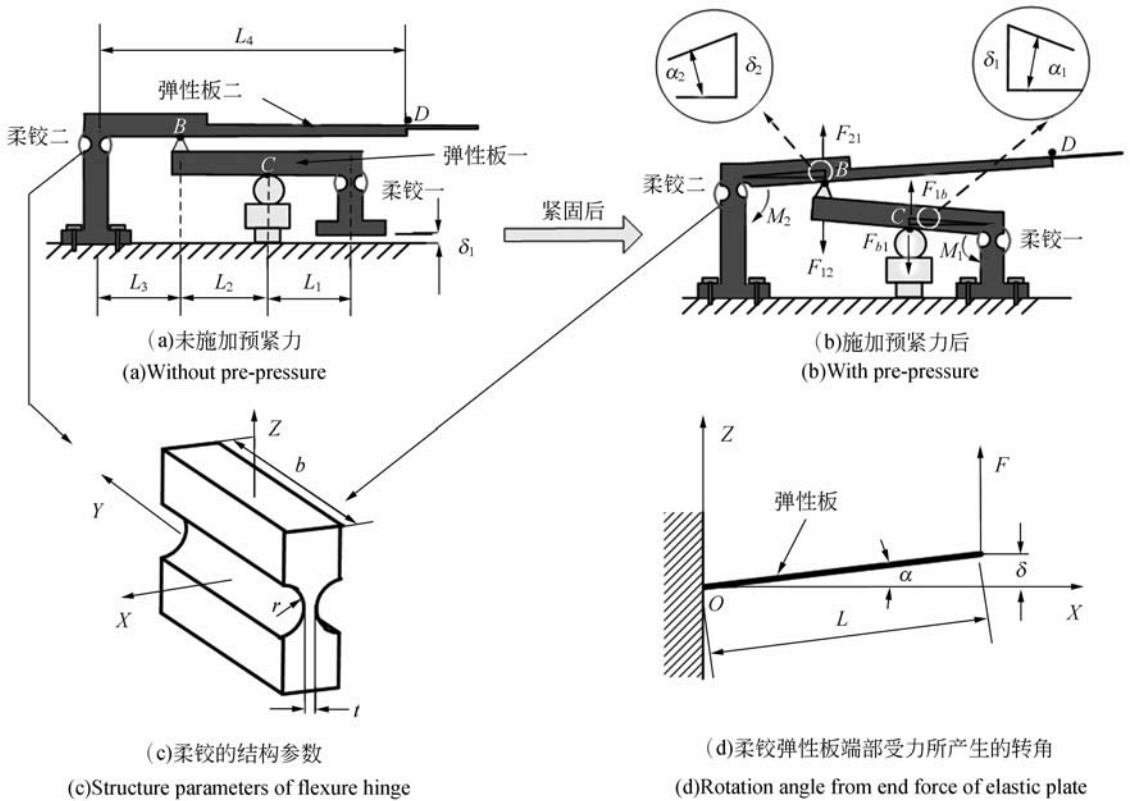


图 8 压电叠堆预压力的施加及二级杠杆/柔铰机构的位移放大

Fig. 8 Inflection of preload to piezoelectric-stack and displacement amplification of two-stage flexure-hinge/lever

柔性铰链的结构参数如图 8(c) 所示。在本研究中取  $t=0.5 \text{ mm}$ ,  $r=2 \text{ mm}$ , 因  $t < r$ , 柔铰的转角刚度可以用下式来表示<sup>[19-20]</sup>。

$$K = (2Eb t^{\frac{5}{2}}) / (9\pi r^{\frac{1}{2}}), \quad (1)$$

式中,  $E$  为材料弹性模量,  $b$  为柔性铰链的宽度,  $t$  为柔性铰链的最小厚度,  $r$  为柔性铰链的切割半径。

转角刚度  $k$  定义为绕  $Y$  轴的弯矩  $M$  与其作用下铰链绕  $Y$  轴转过的角度  $\alpha$  之比, 在其它参数不变的情况下, 转角刚度越大, 则所输出的转角越小, 获得的位移量也较小, 即:

$$K = \frac{M}{\alpha}, \quad (2)$$

$$M = FL, \quad (3)$$

式中,  $F$  为作用于柔铰弹性板上某一点上  $Z$  方向的力,  $L$  为该点距柔铰轴心的距离, 见图 8(d)。

因为柔铰的转角  $\alpha$  很小, 故可近似认为

$$\alpha \approx \sin \alpha = \frac{\delta}{L}. \quad (4)$$

对杠杆/柔铰机构 2

$$F_{21}L_3 = M_2, \quad (5)$$

$$M_2 = K\alpha_2 = K \frac{\delta_2}{L_3}, \quad (6)$$

由杠杆/柔铰机构 1 和钢球的杠杆关系, 有

$$\delta_2 = \frac{L_2}{L_1}\delta_1, \quad (7)$$

将式(7)带入式(6)得

$$M_2 = K \frac{L_2}{L_1L_3}\delta_1, \quad (8)$$

将式(8)带入式(5), 可得到  $F_{21}$  的值:

$$F_{21} = \frac{L_2}{L_1L_3^2}K\delta_1, \quad (9)$$

对杠杆/柔铰机构 1

$$F_{12}(L_1 + L_2) + K \frac{\delta_1}{L_1} = F_{16}L_1, \quad (10)$$

可得到:

$$\delta_1 = \frac{F_{16}L_1^2 - F_{12}L_1(L_1 + L_2)}{K}, \quad (11)$$

$F_{12}$  和  $F_{21}$  是一对作用力和反作用力, 故有

$$F_{12} = F_{21} = \frac{L_2}{L_1 L_3} K \delta_1, \quad (12)$$

将式(1)和式(12)式带入式(11)可得到杠杆/柔铰机构 2 与泵底座应预留的间隙  $\delta_1$  :

$$\delta_1 = \frac{(9\pi r^{\frac{1}{2}}) F_{1b} L_1^2 L_3^2}{2Ebt^{\frac{5}{2}} (L_1 L_2 + L_2^2 + L_3^2)}. \quad (13)$$

在本研究中,取

$$L_1 = L_2 = L_3 = 8 \text{ mm}$$

$$L_4 = 32 \text{ mm}$$

$F_{b1}$  取压电叠堆正常工作所需要的预压力,本研究所用的 PL033.30 型叠层式压电陶瓷的推荐预紧力为  $(150 \pm 15)$  N。故令  $F_{b1} = 150$  N,材料选 65 Mn,弹性模量为  $E = 2.1 \times 10^{11}$  Pa。由式(13)可得  $\delta_1 = 77 \mu\text{m}$ 。

关于预留间隙  $\delta_1$  的设计计算是基于柔性铰链转角刚度的近似表达式进行的,为验证此设计计算的准确性,还需对压电叠堆的受力进行校核。鉴于实际测量叠堆的受力有一定的困难,本文运用 ANSYS 软件对柔铰杠杆/放大机构及压电叠堆进行了受力分析。

将  $\delta_1$  的值代入式(7)得  $\delta_2 = 77 \mu\text{m}$ 。

对柔铰/杠杆机构 2 建立了有限元的模型。计算得到弹性板 1 的端部受到弹性板 2 的反力

$$F_{12} = 43 \text{ N},$$

可得钢珠受到弹性板 1 的压力

$$F_{b1} = 129 \text{ N}.$$

计算结果在压电叠堆所允许的预压力范围之内。

### 2.6 振子端部振幅的放大

由 2.2 节讨论可知,尾鳍的大幅度摆动是金枪鱼拥有高速巡游速度的原因之一。因此,柔性叶片的摆动幅度对泵的性能有很大影响,在摆动频率和振子宽度一定的情况下,端部振幅越大,泵的流量越大。本文提出的二级杠杆/柔铰机构,集施加压电叠堆预压力和振幅放大于一体,施加预压力由柔铰的静变形实现,振幅放大由二级杠杆机构来实现。现定义图 8 中 D 点和 C 点位移的比值为二级杠杆/柔铰机构的位移放大倍数  $M_a$ , C 点的位移即为压电叠堆的伸长量。由结构的几何关系,  $M_a$  可表示为:

$$M_a = \frac{(L_2 + L_1)L_4}{L_1 L_3}. \quad (14)$$

可得静态位移放大倍数  $M_a$

$$M_a = 8.$$

在电压为 60 V 时,运用日本 KEYENCE 公司的 CCD 激光位移传感器,分别测得了压电叠堆的伸长量  $A_m^C$  (也即 C 点的位移)和 D 点的位移  $A_m^D$ 。测量系统如图 9 所示。

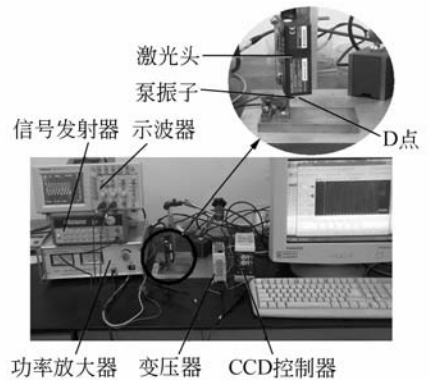


图 9 CCD 激光位移传感器测量系统

Fig. 9 Measurement system based on CCD laser displacement sensor

测量结果如图 10 所示。其中曲线①的斜率即为  $M_a$  的值,②为实验数据的拟合曲线,两者基本一致,两条曲线的斜率相差 18%。产生误差的原因主要在于理论值是静态值,而实验值是在低频(10 Hz)下测得的,忽略了动态响应因素。

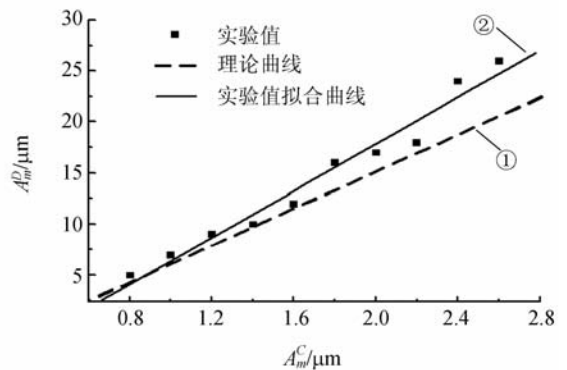


图 10 尾鳍梗部位移  $A_m^D$  和压电叠堆伸长量  $A_m^C$  的关系

Fig. 10 Relation between displacement of caudal peduncle and extension length of piezoelectric stack

### 3 实验

#### 3.1 振子的激光多普勒测试

第二节对振子做了有限元分析,但是在水中由于附加质量的作用,振子的共振频率和振型都将发生变化。本小节利用激光多普勒测试系统对振子在水中的振动进行测试研究。

振子在水中的频率响应曲线如图 11 所示,振子的前三阶振型及共振频率分别为一阶弯振 617 Hz,二阶弯振 1 356 Hz,扭振 2 746 Hz。

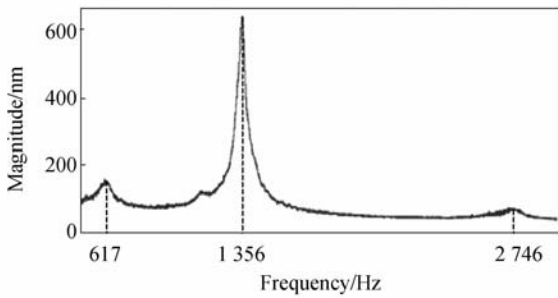


图 11 振子在水中的频率响应曲线

Fig. 11 Frequency response curve of vibrator immersed in water

对比表 1 和图 11 可知,前三阶共振频率都比在空气中有不同程度的下降,其中一阶弯振下降的幅度最小,扭振下降的幅度最大。由图 11 还可以看出,相对于二阶弯振而言,扭振得到很大程度的衰减,减小了干扰模态对工作模态的影响。

#### 3.2 泵输水性能的测试

为了验证设计的有效性,研制了图 12 所示的样机,并测量了泵的流量。图 13 为泵流量的测量

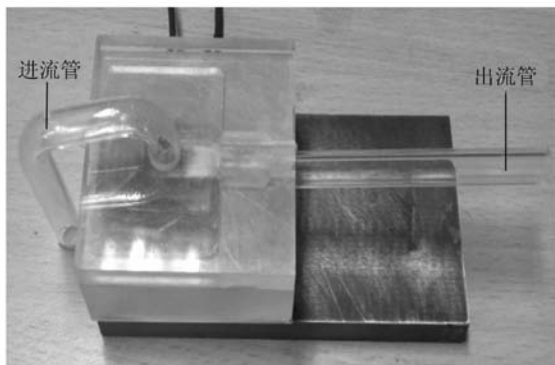


图 12 泵的样机

Fig. 12 Prototype of pump

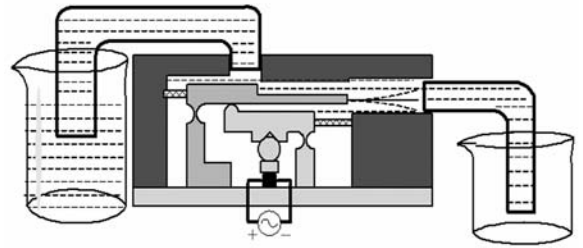


图 13 泵流量的测量

Fig. 13 Measurement of flow rate

系统,图 14 为振子工作在一阶振型时的流量,图 15 为振子工作在二阶振型时的流量。

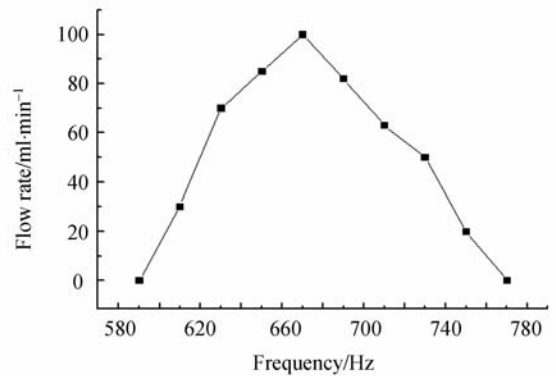


图 14 振子工作在一阶弯振时的流量

Fig. 14 Flow rate of vibrator operating in the first bending modal

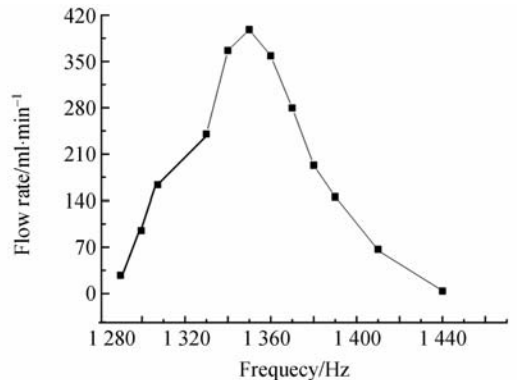


图 15 振子工作在二阶弯振时的流量

Fig. 15 Flow rate of vibrator operating in the second bending modal

实验结果表明,振子工作在一阶弯振时流量为 102 ml/min;振子工作在二阶弯振时泵的流量达到峰值,为 400 ml/min,并且流动脉动很小,这和金枪鱼的高速巡游模式一致。一阶弯振谐振频率为 670 Hz,二阶弯振谐振频率为 1 350 Hz,与

激光多普勒测振结果相对比分别相差了 7.9% 和 0.4%。

## 4 结 论

本文通过研究鱼类中巡游速度最快的金枪鱼的游动模式,提出了一种仿尾鳍式压电叠堆泵。根据金枪鱼鱼体的结构特点,设计了变截面振子,其特点是不仅振子端部的柔性叶片的摆动幅度较大,而且柔性叶片的梗部也具有较大的振幅。针对压电叠堆的结构特点和工作要求,设计了钢珠

和隔离块传递振动的力和振幅,采用二级柔铰/杠杆机构放大振动振幅,压电叠堆所需要的预压力由柔性铰链的静变形提供。基于有限元分析软件 ANSYS 对振子的模态振型做了研究,设计了模态分离更好的 Y 型振子。在 80 V 电压的驱动下,激励频率为 1 350 Hz 时,泵流量达到 400 ml/min。实验表明,本文提出的无阀压电泵的流动脉动明显小于传统的锥形流管无阀压电泵,振子的大流量工作模态和金枪鱼高速巡游的模式一致,能够满足工程实践中对大流量、小脉动无阀压电泵的需求。

## 参考文献:

- [1] LINTEL VAN H T G, POL V D F C, BOUWSTRA S. A piezoelectric micropump based on micromachining of silicon[J]. *Sensors and Actuators*, 1988,15(2):153-167.
- [2] SHOJI S, NAKAGAWA S, ESASHI M. Micropump and sample-injector for integrated chemical analyzing systems[J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 1990,21(1-3):189-192.
- [3] EDERER I, RAETSCH P, SCHULLERUS W, et al.. Piezoelectrically driven micropump for on-demand fuel-drop generation in an automobile heater with continuously adjustable power output [J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 1997,62(1-3):752-755.
- [4] STEMME E, STEMME G. A valveless diffuser/nozzle-based fluid pump[J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 1993,39(2):159-167.
- [5] 张建辉,黎毅力,刘菊银,等. “Y”形流管无阀压电泵模拟与试验[J]. *光学精密工程*, 2008,16(04):669-675.  
ZHANG J H, LI Y L, LIU J Y, et al.. Simulation and experiment of valveless piezoelectric pump with Y-shape tubes[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2008,16(04):669-675. (in Chinese)
- [6] YE F, LI Y L, ZHANG J H. Dynamic research on actuator for valveless piezoelectric pump with Y-shape tubes[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2008,16(12):2358-2365.
- [7] MATSUMOTO S, KLEIN A, MAEDA R. Bi-directional micropump based on temperature dependence of liquid viscosity[J]. *Journal of Mechanical Engineering Laboratory*, 1999,53(6):187-193.
- [8] IZZO I, ACCOTO D, MENCIASSI A, et al.. Modeling and experimental validation of a piezoelectric micropump with novel no-moving-part valves [J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 2007,133(1):128-140.
- [9] FRED K F, RONALD L B, MARTIN A A, et al.. Design, fabrication and testing of fixed-valve micropumps[J]. *Proceedings of the ASME Fluids Engineering Division*, 1995,234:39-44.
- [10] 夏齐霄,张建辉,李洪. 非对称坡面腔底无阀压电泵[J]. *光学精密工程*, 2006(04):641-647.  
XIA Q X, ZHANG J H, LI H. Valve-less piezoelectric pump with unsymmetrical slope chamber bottom[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2006(04):641-647. (in Chinese)
- [11] YOO J H, HONG J I, CAO W. Piezoelectric ceramic bimorph coupled to thin metal plate as cooling fan for electronic devices[J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 2000,79(1):8-12.
- [12] 杨兴,周兆英,叶雄鹰,等. MEMS 微型燃料电池及其基于压电风扇的换气方法[J]. *微纳电子技术*, 2003,40(7):378-381.  
YANG X, ZHOU ZH Y, YE X Y, et al.. MEMS-based micro fuel cell and its air supplying method by piezoelectric fan[J]. *Micronano-electronic Technology*, 2003,40(7):378-381. (in Chinese)
- [13] 千学著,葛伟,李静. 压电陶瓷风扇的研制[J]. *电子元件与材料*, 2004(10):38-43.  
QIAN X ZH, GE W, LI J. Research of piezoelectric ceramic fan[J]. *Electronic Components & Materials*, 2004,23(10):38-43. (in Chinese)
- [14] BASAK S, RAMAN A, GARIMELLA S V. Dy-

dynamic response optimization of asymmetrically configured piezoelectric fans[C]. *ASME 2003 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, Chicago, USA: IDETC/CIE*, 2003;1857-1865.

- [15] CÍCERO R D L, SANDRO L V, ANDRES C, *et al.*. A biomimetic piezoelectric pump: Computational and experimental characterization[J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 2009, 152(1): 110-118.
- [16] ROGERIO F P, SANDRO L V, AMAURY R D O, *et al.*. Water cooling system using a piezoelectrically actuated flow pump for a medical headlight system [J]. *SPIE*, 2007, 6527: 65270P 1-65270P11.
- [17] MICHAEL S, M L D, C D J B. Review of fish

swimming modes for aquatic locomotion[J]. *IEEE Journal of Oceanic Engineering*, 1999, 24(2): 237-252.

- [18] LINDSEY C C. *Form, Function and Locomotory Habits in Fish*[M]. New York: Academic Press, 1978.
- [19] PAROS J M, WEISBORD L. How to design flexure hinge[J]. *Machine Design*, 1965, 37(27): 151-157.
- [20] 万德安,刘春节,汲长志. 压电驱动微位移放大机构的分析与实验[J]. *机床与液压*, 2005(2): 12-14.
- WAN D A, LIU CH J, JI CH ZH. Analysis and experiment of a micro-displacement magnifying mechanism driven by piezo-actuator[J]. *Machine Tool & Hydraulics*, 2005(2): 12-14. (in Chinese)

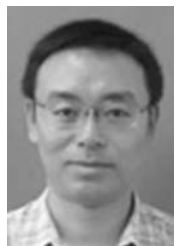
#### 作者简介:



**胡笑奇**(1969—),男,山东郯城人,博士研究生,2007年于青岛理工大学获得硕士学位,主要从事压电作动器、流控器件等方面的研究。E-mail: huxiaoqi@nuaa.edu.cn



**黄毅**(1985—),男,江苏南通人,硕士研究生,主要从事流体机械方面的研究。E-mail: huangyi@nuaa.edu.cn



**夏齐霄**(1964—),男,安徽当涂人,副教授,硕士生导师,主要从事机械设计及理论、微小型流体机械方面的研究。Email: jdtqixiao@buu.edu.cn



**黄卫清**(1965—),男,江苏通州人,教授,博士生导师,1987年、1990年于南京航空航天大学分别获得学士和硕士学位,1999年于香港理工大学获得博士学位,主要从事超声电机技术、机电控制与自动化等方面的研究。E-mail: mehqw@nuaa.edu.cn

#### 导师简介:



**张建辉**(1963—),男,吉林长春人,教授,博士生导师,1987年于吉林工业大学获得学士学位,2001年于日本山形大学获得博士学位,主要从事压电驱动技术、压电流体执行器等方面的研究。E-mail: zhangjh@nuaa.edu.cn