

文章编号 1004-924X(2012)07-1573-07

磁力弹簧式压电共振型气泵的设计

谢海峰¹, 吴越¹, 接勤^{1,2}, 杨志刚^{1*}, 王兴元¹

(1. 吉林大学机械科学与工程学院, 吉林 长春 130025;

2. 吉林化工学院机电工程学院, 吉林 吉林 132022)

摘要:利用压电振子的振动激励相连接的隔膜共振原理,提出了用磁力弹簧式压电共振型气泵来提高压电泵对气体的驱动能力。首先,分析磁力弹簧式共振泵的工作原理,建立了共振泵的动力学模型,计算得出了影响隔膜振幅的主要因素。接着,设计和制作了样机,使用阻抗分析仪和激光位移计分别测得系统的共振频率及压电振子的位移放大倍数。最后,设计了测量共振泵流量和输出压力的实验装置,得出了磁力弹簧轴向间距对输出流量和输出压力的影响。实验测试表明:当输入正弦电压为200 V,系统共振频率为134 Hz,磁力弹簧的轴向间距为9 mm时,压电振子的位移放大倍数约为4.3,其最佳输出流量为524 ml/min,最佳输出压力为9.2 kPa。结果显示,提出的磁力弹簧式压电共振型气泵提高了气体的输送能力。

关键词:磁力弹簧;共振泵;气泵;压电振子

中图分类号:TH38;TN384 **文献标识码:**A **doi:**10.3788/OPE.20122007.1573

Structure design of piezoelectric resonant air pump with magnetic spring

XIE Hai-feng¹, Wu Yue¹, JIE Meng^{1,2}, YANG Zhi-gang^{1*}, WANG Xing-yuan¹

(1. College of Mechanical Science and Engineering, Jilin University, Changchun 130025, China; 2. College of Machinery and Electricity Engineering, Jilin Institute of Chemical Technology, Jilin 132022, China)

* Corresponding author, E-mail: yzg@jlu.edu.cn

Abstract: On the basis of principles of vibrating piezoelectric vibrators to syntonize the connected diaphragms, a piezoelectric resonant air pump with a magnetic spring was proposed to improve the driving ability of the piezoelectric pump for gas moving. First, the working principle of the piezoelectric resonant air pump with magnetic spring was analysed, a dynamic model of the pump resonance was established and the main factors effecting the membrane amplitude were obtained. Then, a prototype was designed and the resonance frequency of the system and the displacement magnification of the piezoelectric vibrator were measured by an impedance analyzer and a photovoltaic displacement sensor, respectively. Finally, a testing facility to measure the volume and output pressure of the resonance pump was developed and the effects of the axial distance of magnetic spring on the output volume and

收稿日期:2012-02-27;修订日期:2012-03-09.

基金项目:国家自然科学基金资助项目(No. 51175213);常州市自然科学基金资助项目(No. CJ20115014)

pressure were analyzed. Experimental results indicate that the amplification factor is 4.5 when the sinusoidal AC driving voltage, resonant frequency and the magnetic force of the axial spacing of the magnetic spring are 200 V, 133 Hz and 9 mm, respectively. Moreover, the maximum flow rate is 524 ml/min and the maximum pressure is 9.2 kPa. Results demonstrate that the gas transportation capacity has been improved by using the proposed piezoelectric resonant air pump.

Key words: magnetic spring; resonance pump; air pump; piezoelectric vibrator

1 引言

目前压电泵的研究已经取得了很大进步,在不同结构形式下^[1-4]其输出流量、输出压力、输出精度等方面均有极大的提高^[5-6]。工作介质也从低黏度微可压缩流体扩展到大黏度液体、颗粒流和可压缩的气体,但是对气体进行驱动时,其输出效果较差,会出现输出压力低、压电晶片发热、易碎裂等问题。

共振泵是利用系统共振原理将压电激励源的振动位移放大并用于驱动流体的装置。1993年日本学者即申请了首个共振型压电泵的专利^[7]。利用共振时压电悬臂梁产生的离心力驱动液体单向流动,输出压力与流量受其结构限制均较低。1999年,日本东京工业大学精密与智能实验室研制了一款由压电叠堆为激励源的共振式压电泵^[8-10]。以水为工作介质时,最高输出流量为 80 mm³/s,最大泵送压力为 0.32 MPa。2007年德克萨斯州林顿约翰逊航天中心开发了一款同样由压电叠堆驱动的隔膜型共振式压电泵^[11]。当系统处于共振状态时,压电叠堆的位移被放大 50 倍,其体积流量亦大幅增加。2009年,美国学者 O'Neill 等人申请了一款直驱型共振式压电泵的发明专利,驱动元件为压电叠堆^[12]。2011年,吉林大学链传动研究所王龙提出并设计了一种新型的共振泵^[13]。

近年来对磁力弹簧的研究日趋成熟,磁力弹簧在主要工作区段,位移和压力近似地呈线性关系^[14]。对于相同结构和尺寸的磁力弹簧,两环磁极同向时力学性能较好,位移范围较大。用磁力弹簧代替金属弹簧,既可以使系统结构简化、降低噪音,还可以增加系统的可靠性和稳定性。

针对上述问题,本文提出将磁力弹簧用于压电共振型气泵。其驱动元件为圆形环状双晶片压

电振子,压电振子为激励源,当位移放大系统工作在共振频率时,压电振子的初始位移被位移放大系统成倍放大,泵的腔体容积得到了大幅度变化,提高了压电振子的驱动能力。而磁力弹簧作为调整弹簧,可以很方便地通过调整两磁铁间隙来调整系统的刚度,从而调整系统的共振频率,使机械系统在要求频率下处于共振状态。在此种结构中,压电振子与金属结构相连接,导热性好,且处于相对开放的环境中,既有利于散热,又能减少被驱动流体温升,因此其更适宜于驱动气体及对温度变化较敏感的轻质流体。

2 共振泵结构及工作原理

磁力弹簧式压电共振型气泵是利用压电振子激励系统共振而形成隔膜大幅振动、进而驱动气体流动的压电隔膜泵,结构示意图如图 1 所示,悬浮磁铁、调整弹簧片、压电振子、质量块和隔膜构成的一个整体可视为一个振动系统。紧固磁铁和悬浮磁铁异级相对组成了一个压缩磁力弹簧。

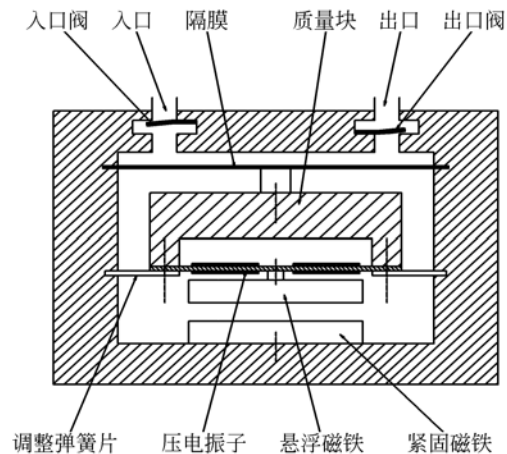


图 1 磁力弹簧共振型压电气泵结构示意图

Fig. 1 Structural schematics of resonant piezoelectric air pump with magnetic spring

共振泵的工作原理如下:当压电振子在交变电压作用下产生往复变形且频率与振动系统固有频率一致或接近时,就会激励振动系统共振而使隔膜大幅上下交变振动。理想状态下,假设隔膜向下振动到最低点和向上振动到最高点时,入口阀和出口阀都处于关闭状态。以隔膜振动到最高点时,为工作的起始点。

工作过程描述如下:

(1)压电振子由最高点向下振动,此时隔膜也会由最高点向下振动,泵腔内空气容积增大,腔体内气体压力降低,即腔体内产生负压,当腔体内负压的绝对值达到阀的临界开启压力时,进口阀开启,出口阀继续保持关闭,气体由进气口阀进入腔体内(工作腔膨胀、吸气)。

(2)压电振子由最低点向上振动,此时隔膜也会由最低点向上振动,泵腔内空气容积减小,腔体内气体压力增大,即腔体内产生正压,当腔体内正压的绝对值达到阀的临界开启压力时,进口阀继续保持关闭、出口阀开启,腔体内的气体由出气口输出(工作腔压缩、排气)。两个工作过程反复循环,即实现了压电泵的气体连续输送。

3 共振系统动力学模型

磁力弹簧式压电共振型气泵可用图 2 所示的动力学模型表示,其中 M 为整个机械振动系统的总质量,包括质量块质量、悬浮磁铁质量、压电振子等效质量、调整弹簧片等效质量、隔膜等效质量。 K_1 为磁铁弹簧刚度, K_2 为压电振子刚度, K_3 为调整弹簧片刚度, K_4 为隔膜刚度。另外,由

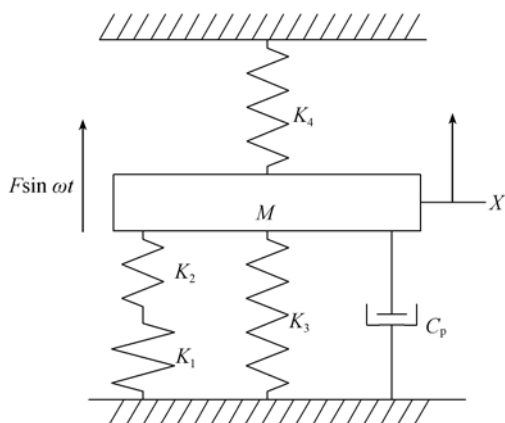


图 2 共振泵的动力学模型

Fig. 2 Dynamic model of resonant pump

于泵腔中的气体作用,还会有附加质量和附加刚度,而气体弹性模量小,密度小,因此附加质量和附加刚度会很小,在此动力学模型中可忽略不计。阻尼主要包括整个机械系统的结构阻尼和气体流过泵体的被动阀片和流道相互作用的粘性阻尼。 X 设为质量块振幅, $F \sin \omega t$ 为压电振子提供的简谐激励。

此机械振动系统可认为是单自由度系统对简谐激励的响应,建立运动微分方程为:

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + \left\{ \left(\frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} \right)^{-1} + K_3 + K_4 \right\} X = F \sin \omega t, \quad (1)$$

令 $K = \frac{K_1 K_2}{K_1 + K_2} + K_3 + K_4$, ζ 为黏性阻尼因子, ω_n

为谐振频率,且 $\zeta = \frac{C}{2M\omega_n}$, $\omega_n^2 = \frac{K}{M}$,

则式(1)可表示为:

$$\ddot{X} + 2\zeta\omega_n\dot{X} + \omega_n^2 X = \frac{F}{K} \cdot \omega_n^2 \cdot \sin \omega t, \quad (2)$$

则系统稳态响应为,

$$X = \frac{F}{K \sqrt{(1-\lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2}} \cos(\omega t + \varphi), \quad (3)$$

其中 $\lambda = \frac{\omega}{\omega_n}$, $\tan \varphi = \frac{2\zeta\lambda}{1-\lambda^2}$, 令 $A =$

$$\frac{F}{K \sqrt{(1-\lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2}}.$$

则振动体在动态力 $F(t)$ 激励下所产生的振幅 A , 与在静态力 F 作用下产生的静变位 A_{st} 之比,称为振幅放大率,即

$$\beta = \frac{A}{A_{st}}, \quad (4)$$

而 $A_{st} = F/K$, 所以

$$\beta = \frac{1}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + (2\zeta\lambda)^2}}, \quad (5)$$

当 $\omega = \omega_n$, 即 $\lambda \approx 1$ 时, $\beta = 1/2\zeta$, 可得

$$A = \frac{F}{K} \frac{1}{2\zeta}. \quad (6)$$

由式(6)可知,当系统共振时,隔膜的振幅 A 与压电振子提供的激励 F , 整个机械系统的刚度 K , 和机械系统的阻尼系数 ζ 有关,激励越大,刚度越小,阻尼系数越小,共振振幅越大。在此共振系统中, K 的大小的调整可以通过调整紧固磁铁和悬浮磁铁之间的间隙来完成,这样就可以很方便地调整整个机械系统的共振频率。

4 实验测试

将磁力弹簧式压电共振型气泵制作成样机,如图 3 所示,圆形压电振子的最大工作电压为 220 V,所以对共振泵工作性能试验所选定的电压是 200 V 的正弦交流电压。在工作电压内,电压越大,输出效果越好。所用压电晶片外径为 32 mm、内径为 6 mm、厚度为 0.6 mm,压电振子基板外径为 52 mm、内径为 4 mm、厚度为 1.2 mm,质量块直径为 55 mm、厚度为 10 mm,材质为铸铁。调整弹簧片长 15.5 mm、宽 10 mm、厚 0.4 mm,材料为弹簧钢,磁铁外径为 35 mm、内径为 16 mm,厚度为 5 mm。隔膜直径为 42 mm、厚 0.2 mm,材质为铍青铜。

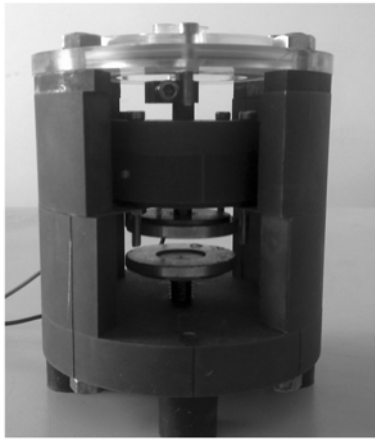


图 3 磁力弹簧式共振泵

Fig. 3 Resonant pump with magnetic spring

此外,隔膜片与传振活塞通过环氧树脂粘接。泵体腔高为 0.3 mm,入口和出口均采用伞形橡胶阀。实验所使用的主要设备为安捷伦 HP4294 精密阻抗分析仪、SDVC40 型数字压电调频控制器、LC-2400A 激光测微移与气体流量测试装置。

4.1 位移放大效果测试

用精密阻抗分析仪测得共振泵样机的阻抗特性如图 4 所示,由图可知其谐振频率为 134 Hz。利用激光测微仪对隔膜片的输出位移进行了测试,结果如图 5 所示,当振动频率偏离共振频率时,隔膜片的位移急剧减小,在共振频率点附近隔膜片的输出位移达到最大值,为 139 μm 。在同一支撑条件即外圆周固定支撑的情形下,压电振子在该电压下的最大位移为 32 μm 。由此可知,共

振时压电振子的位移被放大约 4.3 倍。

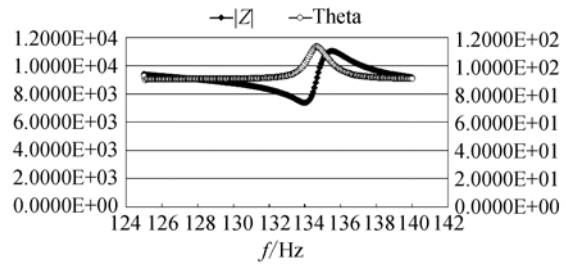


图 4 共振泵的频率阻抗特性

Fig. 4 Relationship between impedance and frequency of resonant pump

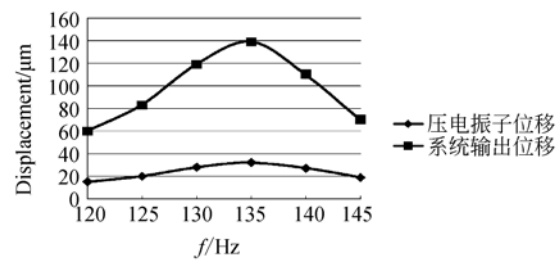


图 5 共振泵位移放大系统的振动位移与频率特性

Fig. 5 Relationship between displacement and frequency of resonant pump

4.2 共振泵输出性能测试

对共振泵的输出流量和输出压力进行了测量来检验共振泵的工作性能,其测试系统原理图如图 6 所示,在此实验装置中,共振泵泵出的气体进入气体接收器,气体接收器内的压力会升高,当升高的压力 Δp 大于水柱高度 H_1 的压力时,水由气体接收器流入烧杯,用继电器来控制共振泵的工作时间,电子称测出水的质量,计算出水的流量,水的流量就是共振泵的输出气体流量;管口 A 和 B 相连,水柱高度 H_2 的压力即为压电泵的输出压力。共振泵输出流量会受背压 H_1 影响,应尽量减小 H_1 ;另外,气体接器内压力升高,空气在水中的溶解率会增加。由于磁力弹簧在主要工作区段,位移和压力近似地呈线性关系。

在本文的结构设计中,可以轻易改变磁力弹簧的轴向间距,所以调节其轴向间距即可改变整个机械系统的刚度,从而调节机械系统的共振频率。当机械系统将要达到共振频率时,共振泵的输出流量和输出压力迅速提高,而远离共振频率时,输出流量和输出压力非常小,输出流量近似为 $Q=60 \cdot f \cdot \Delta V$,其中, f 为振动频率, ΔV 为腔体

容积变化量。当磁力弹簧间距 L 值较小时,磁力弹簧刚度较大,隔膜振幅较小,腔体容积变化率也较小,而其共振频率则较大;当磁力弹簧间距 L 值较大时,磁力弹簧刚度较小,隔膜振幅较大,腔体容积变化率也较大,而其共振频率则较小,所以输出流量受隔膜的共振振幅和共振频率的共同影

响。本文对 3 种不同轴向间距磁力弹簧的共振泵进行了实验对比,如图 7 和图 8 所示,当轴向间距 $L=9$ 时,其共振泵输出性能比轴向间距 $L=6$ 和 $L=12$ 时的输出性能要好,可以认为当轴向间距 $L=9$ 时,隔膜的共振振幅和系统共振频率匹配达到三者最佳。

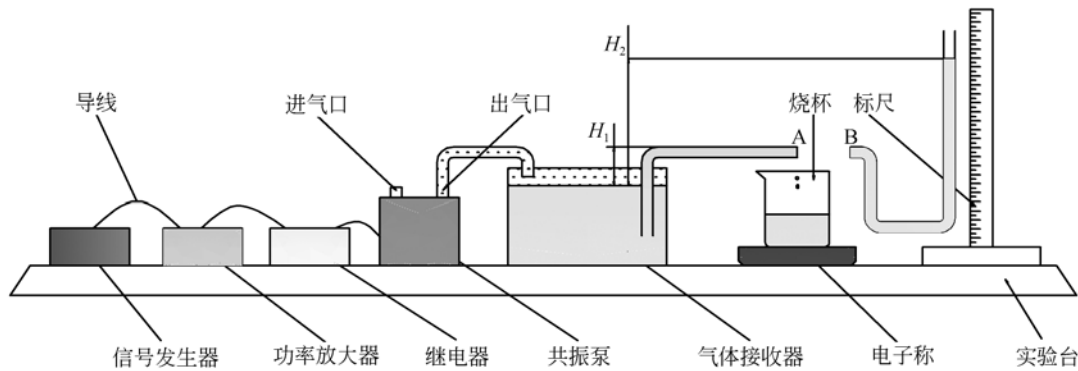


图 6 共振泵实验装置布置示意图

Fig. 6 Experimental set-up for resonant pump performance measurements

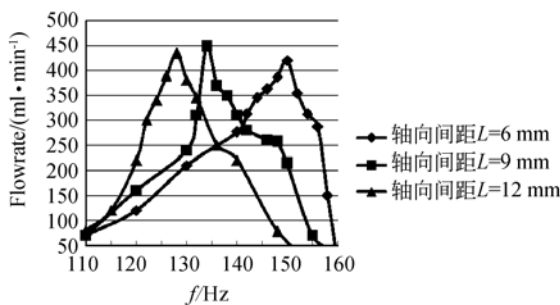


图 7 磁力弹簧轴向间隙不同时共振泵输出的流量

Fig. 7 Output flowrate of resonant pump with different axial clearances of magnetic spring

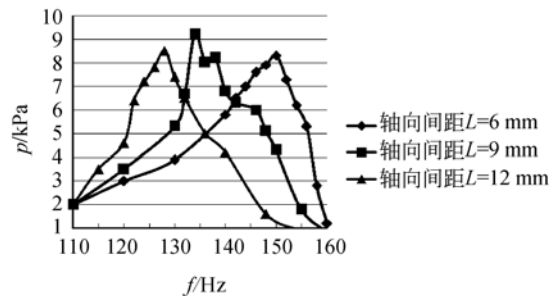


图 8 磁力弹簧轴向间隙不同时共振泵输出的压力

Fig. 8 Output pressure of resonant pump with different axial clearances of magnetic spring

4 结 论

本文利用系统的共振原理,设计了放大压电振子的振动位移并用于驱动气体的磁力弹簧式压电共振泵。由于磁力弹簧代替了金属弹簧,本文设计结构中可以很方便地调整磁力弹簧的轴向间

隙。通过调整磁力弹簧的轴向间隙调整整个机械系统的刚度,进而调整整个机械系统的共振频率,从而使共振泵在最佳频率下工作。实验表明,在输入电压为 200 V,频率为 134 Hz,磁力弹簧轴向间隙为 9 mm 时,获得的最佳输出流量为 524 ml/min,最佳输出压力为 9.2 kPa。

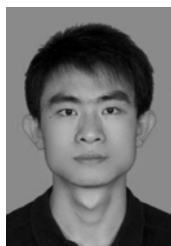
参考文献:

- [1] 彭太江,杨志刚,程光明,等. 双腔体压电泵的设计[J]. 光学精密工程,2009,17(5): 1078-1085.
PENG T J, YANG ZH G, CHENG G M, *et al.*. Design of double-chamber piezoelectric pump[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2009, 17(5): 1078-1085. (in Chinese)
- [2] 唐可洪, 阚君武, 彭太江, 等. 压电叠堆泵驱动的新型直线马达[J]. 光学精密工程,2009,17(1): 114-119.
TANG K H, KAN J W, PENG T J, *et al.*. A novel linear motor driven by piezostack pump [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2009, 17(1): 114-119. (in Chinese)
- [3] 吴丽萍,杨志刚,程光明,等. 声控无阀电喷泵流[J]. 光学精密工程, 2008, 16(4): 651-655.
WU L P, YANG ZH G, CHENG G M, *et al.*. Non-valve piezoelectric fountain pump by sound control circuit [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2008, 16(4): 651-655. (in Chinese)
- [4] 孙晓锋,杨志刚,姜德龙,等. 两种双腔串联压电泵结构设计与性能比较[J]. 排灌机械工程学报, 2011,29(1):31-34.
SUN X F, YANG ZH G, JIANG D L, *et al.*. Structural design and performance comparison of two kinds of piezoelectric pump with two chambers in series[J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2011, 29(1): 31-34. (in Chinese)
- [5] 温建明,程光明,阚君武,等. 主动阀压电泵阀体分析[J]. 排灌机械工程学报,2010,28(3): 224-227.
WEN J M, CHENG G M, KAN J W, *et al.*. Study on valve body of piezoelectric pump with active valve[J]. *Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering*, 2010, 28(3): 224-227. (in Chinese)
- [6] MA H K, HOU B R, WU H Y, *et al.*. Development and application of a diaphragm micro-pump with piezoelectric device [J]. *Microsyst Technol*, 2008, 14:1001-1007.
- [7] 深津博一,田中博幸. バイモルフ振動子共振型ポンプ:日本,5-126036[P]. 1993-05-21.
- [8] JUNG-HO, KAZUBHIRO, SHINICHI Y. Resonantly driven piezoelectric micropump Fabrication of a micropump having high power density [J]. *Mechatronics* 1999, 9: 687-702.
- [9] JUNG-HO P, KAZUHIRO Y, YOSHIHIRO N, *et al.*. A resonantly-driven piezoelectric micropump for microfactory [C]. *Proc. of ICMT*, 2002: 417-422.
- [10] JUNG-HO P, KAZUHIRO Y, SHINICHI Y, *et al.*. Development of micromachines using improved resonantly-driven piezoelectric micropumps [C]. *Proc. of the Fourth International Symposium on Fluid Power Transmission and Control (ISFP '2003)*, 2003: 536-541.
- [11] LYNDON B. Diaphragm pump with resonant piezoelectric Drive [DB/OL]. 2007-09-01 [2011-12-17].
- [12] O'NEILL C. Piezoelectric fluid pump: America, 10833838[P]. 2009-02-03.
- [13] 王龙. 共振型压电泵的设计理论与试验研究[D]. 长春:吉林大学,2011
WANG L. *Theoretical and experimental research on resonantly driven piezoelectric pump* [D]. Changchun: Jilin University, 2011. (in Chinese)
- [14] 钱坤喜,吕利昌,茹伟民,等. 一种新颖的磁力弹簧及其弹性[J]. 机械工程学报,1998,34(3): 57-59.
QIAN K X, LV L C, RU W M, *et al.*. a magnetic spring and its elasticity[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 1998, 34(3): 57-59. (in Chinese)

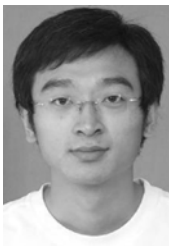
作者简介:



杨志刚(1956—),男,吉林长春人,教授,博士生导师,1998年于吉林工业大学获得博士学位,主要从事压电驱动与控制技术、微小机械与精密机械方面的研究。E-mail: yzg@jlu.edu.cn



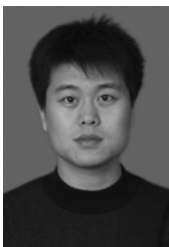
谢海峰(1984—),男,山西繁峙人,博士研究生,2006年、2009年于吉林大学分别获得学士、硕士学位,现主要从事压电驱动与控制技术、微小机械与精密机械的研究。E-mail: xhf821@126.com



吴越(1984—),男,黑龙江望奎人,博士研究生,2007年于黑龙江科技学院获得学士学位,主要从事压电驱动与控制技术、微小机械与精密机械的研究。
E-mail:wuyues@163.com



王兴元(1986—),男,山东茌平人,硕士研究生,2009年于山东农业大学获得学士学位,主要从事压电驱动与控制技术、微小机械与精密机械的研究。
E-mail:wangxingyuan223@163.com



接勳(1980—),男,吉林省吉林市人,博士研究生,2003年于长春工业大学获得学士学位,2006年于新疆农业大学获得硕士学位,主要从事压电驱动与控制技术、微小机械与精密机械的研究。E-mail:jiemeng1980@126.com

●下期预告

SiPM 阵列电子特性建模和三维测深仪前端电子学的最优设计

聂瑞杰^{1,2*},徐智勇¹,张启衡¹,王华闯¹,程华^{1,2}

(1. 中国科学院光电技术研究所,四川成都 610209;2. 中国科学院研究生院,北京 100039)

为了提高激光水下成像系统的目标获取性能,本文从 SiPM 单个微元的微等离子体电子行为模型出发,对 SiPM 的电子特性进行了深入地分析和研究。SiPM 阵列是一种具有单光子响应灵敏度、高增益(大于 106)、高响应速度、高时间分辨能力、大动态范围响应能力、低偏置电压的新型阵列探测器,响应波长 400~1 100 nm,且在强光下不会损坏,与真空管光电倍增管相比,可以降低系统维护成本。阐述了 SiPM 的工作机理,给出了 SiPM 的电子行为模型,分析了 SiPM 应用于水下三维测深的优势。基于该模型,设计了高速、高带宽的前置放大电路,交流分析和瞬态分析表明:该前置放大电路在带宽内具有很高的增益平坦度,相位裕度大于 60°。分析和测试结果表明,该探测器和电路设计方案完全能够满足水下三维测深的需要。