

doi:10.6041/j.issn.1000-1298.2018.08.051

# 充液液压液阻俘能器理论分析与实验

李征<sup>1,2</sup> 杨志刚<sup>1</sup> 阚君武<sup>3</sup> 李升<sup>4</sup> 闫铂<sup>2</sup>

(1. 吉林大学机械科学与工程学院, 长春 130022; 2. 吉林建筑大学土木工程学院, 长春 130118;

3. 浙江师范大学精密机械研究所, 金华 321004; 4. 辽阳庆阳特种化工有限公司, 辽阳 111001)

**摘要:** 为了提高微小智能元件的隔振、减振和发电能力,设计了一种充液液压液阻俘能器,其利用薄板变形的叠加理论建立了集中载荷作用下圆形压电振子位移曲线及发电能力的计算模型。研究结果表明,俘能器的输出电压与激振电压成正比,另外在频率固定的情况下,俘能器的输出电压随系统背压的增加,发电电压先增加后减小,存在最佳背压使电压达到最大,而且最佳背压还受频率影响。建立了机电等效模型,通过改变电路阻抗进行等效分析,得到的结果与理论仿真结果一致,说明所建立的电路模型能够真实反映理论模型的特性。

**关键词:** 压液阻俘能器; 圆形压电振子; 机电等效模型

中图分类号: O353.1; TN712+.5 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2018)08-0420-07

## Theoretical Analysis and Experiment of Liquid Piezo-hydraulic Energy Harvester

LI Zheng<sup>1,2</sup> YANG Zhigang<sup>1</sup> KAN Junwu<sup>3</sup> LI Sheng<sup>4</sup> YAN Bo<sup>2</sup>

(1. College of Mechanical Science and Engineering, Jilin University, Changchun 130022, China

2. College of Civil Engineering, Jilin Jianzhu University, Changchun 130118, China

3. College of Mathematics Physics and Information Engineering, Zhejiang Normal University, Jinhua 321004, China

4. Liaoyang Qingyang Special Chemical Co., Ltd., Liaoyang 111001, China)

**Abstract:** In order to improve the small intelligent components of vibration isolation, vibration reduction and power generation capacity, a kind of liquid piezo-hydraulic energy harvester was designed, the use of sheet deformation superposition theory under the action of concentrated load was established for the electricity generating capacity of the circular piezoelectric vibrator displacement curve and calculation model. Research results showed that the prisoner can implement the output voltage, which was proportional to the driving voltage in a fixed frequency, output voltage of captive can increase with the increase of system back pressure, power voltage was increased firstly and then decreased, and the best voltage back pressure existed to maximize the voltage, and the best back pressure was affected by the frequency. Mechanical and electrical equivalent model was established, by changing the circuit impedance equivalent analysis, the results were consistent with the theoretical simulation results, the established circuit model can true reflect characteristics of the theoretical model.

**Key words:** piezo-hydraulic energy harvester; circular piezoelectric disk; electromechanical equivalent model

## 0 引言

随着科技的发展,含有大量微机电系统、无线传感系统、嵌入式系统、无线通讯等技术的小巧、轻便的可穿戴智能设备及便携式产品得到迅速普及和应

用<sup>[1]</sup>。在这些系统中,系统寿命并不取决于系统内机械零件的磨损程度,而是取决于电源装置的使用寿命,特别是在电源更换困难的机电系统中。尽管微小智能设备本身占用空间较少,但这些系统中的电子元件数量众多、分布复杂,要消耗更多的能源,供能问题

收稿日期: 2018-01-20 修回日期: 2018-04-26

基金项目: 国家自然科学基金项目(51277088)

作者简介: 李征(1980—),男,博士生,吉林建筑大学工程师,主要从事压电驱动控制等研究,E-mail: lizheng\_1980@126.com

通信作者: 杨志刚(1956—),男,教授,博士生导师,主要从事精密驱动与压电驱动技术研究,E-mail: yzg@jlu.edu.cn

面临重大挑战,为这些智能元器件提供能源的传统电源尺寸较大,能量密度较低,使用寿命有限,且不能集成于微小系统中,难以满足便携式电子设备的使用需求。虽然微型高性能电池在使用寿命、能量密度等方面性能不断提高,但是其供电寿命终究有限,限制了目前发展迅速的 MEMS 产品、无线传感器网络和嵌入式系统的应用<sup>[2-7]</sup>。如何把环境中的能量转化为电能进而全天候地为各种低功耗的电子元件供电<sup>[4,8-10]</sup>,如何进一步提高微小智能元件的隔振和减振能力也越来越受到人们的重视,现已成为国内外研究热点和急需解决的关键问题<sup>[11-13]</sup>。

文献[14-31]研究了液体与压电俘能器间相互耦合对各自的影响,并为自供电压电液阻振动控制技术提供了前期基础。

针对压电俘能器的研究现状和自供电振动控制的新需求,笔者提出了基于气体/液体耦合作用的压电振动俘能器<sup>[31]</sup>,其优势在于:流体具缓冲性,可避免压电振子受刚性冲击、可靠性高;易通过流体背压调节降低系统刚度及基频,可实现低频、宽带振动能量回收;易于实现多压电振子同步工作,发电能力强。此外,该类俘能器在发电的同时具有振动抑制效果。

本文通过了解液体振动和压电驱动领域所取得的研究成果和发展动态,在总结和吸收前人经验的基础上,提出一种新型压电液阻阻尼减振器,它利用载流压电材料的共振来衰减流体的脉动,通过压电与流体相互耦合作用来实现振动能量回收,并用理论分析与数值仿真相结合的方法来研究该阻尼减振器的吸振和能量回收特性。

## 1 充液液压阻俘能器结构与工作原理

充液液压阻俘能器的结构原理图如图 1 所示,其中采用圆形质量块和活塞杆作为放大机构,利用振源驱动液压缸上下振动,把液体的这种振动通过放大机构作用到压电片上,由于流体、弹簧和压电液阻俘能器都具有吸振及缓冲作用,导致液压缸活塞振动与压电片的振动不一致,从而使液体振动通过被隔振物体得到控制;液体将这种变化通过传递到换能器的压电振子致使压电振子产生往复交替变形,压电振子将机械能转换成电能。与传统由单纯的压电振子所构成的振动俘能器不同,利用压电体与流体的相互耦合作用来实现运动的传递与能量转换,能实现多个压电振子协同工作,尤其可用于低频、大振幅振动环境的能量回收。

根据板壳理论,图 1 中压电发电装置的每层压电复合板可以简化为图 2 所示的模型。

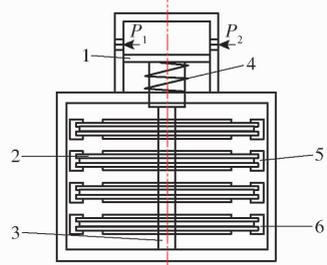


图 1 基于脉动流体减振的压电发电装置原理图

Fig. 1 Principle sketch of piezoelectric power generation based on pulsating fluid damping

1. 活塞 2. 压电陶瓷片 3. 橡胶压块 4. 弹簧 5. 金属基板  
6. 附加质量

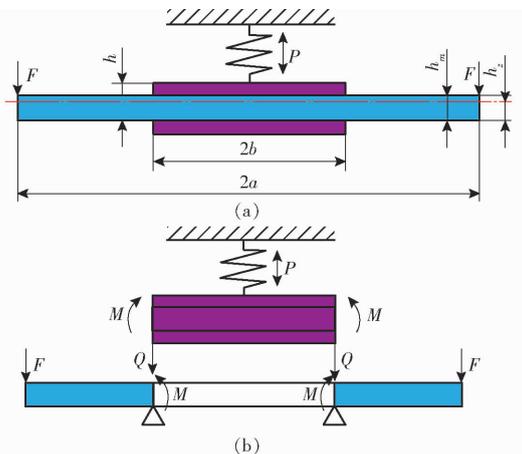


图 2 中间支承圆形压电振子的结构及受力图

Fig. 2 Structure and stress diagrams of circular piezoelectric vibrator with middle support

- 图中  $a$ ——金属基板半径  
 $b$ ——压电陶瓷半径,  $b = \lambda a$   
 $h$ ——圆形压电振子总厚度

对于在内圆半径( $r = b$ )处简支,外边界半径( $r = a$ )为简单边界的整圆板,可将振型表达为两部分:在内圆  $0 \leq r \leq b$  区,按中间受集中载荷,周边自由整圆板求解;在外圆环  $b \leq r \leq a$  区,按内圆简支外圆自由的整圆环板求解。

参考文献[32]可知金属基板底部到中性层的距离为

$$h_z = \frac{\frac{E_m h_m^2}{1 - \nu_m^2} + \frac{E_p (h^2 - h_m^2)}{1 - \nu_p^2}}{2 \left( \frac{E_m h_m}{1 - \nu_m^2} + \frac{E_p h_p}{1 - \nu_p^2} \right)} \quad (1)$$

其中  $h_p = \beta h$   $h_m = (1 - \beta) h$

- 式中  $h_p$ ——压电陶瓷片厚度  
 $h_m$ ——金属基板厚度  
 $\lambda$ ——圆形压电振子的半径比  
 $\beta$ ——圆形压电振子的厚度比  
 $E_m$ ——金属基板弹性模量  
 $E_p$ ——压电陶瓷弹性模量

$\nu_m$ ——金属基板泊松比

$\nu_p$ ——压电陶瓷泊松比

$$\alpha = \frac{\zeta(1-\beta)^2(1-\nu_p^2) + [1 - (1-\beta)^2](1-\nu_m^2)}{2[\zeta(1-\beta)(1-\nu_p^2) + \beta(1-\nu_m^2)]}$$

其中  $\zeta = E_m/E_p$

式中  $\zeta$ ——压电振子的弹性模量比

式(1)可简化为

$$h_z = \alpha h$$

参考材料学以及压电学相关知识,外力作用下压电陶瓷的内部应力及电场强度分别为

$$T_1 = \frac{E_p}{1-\nu_p^2}(S_1 + \nu_p S_2) - \frac{g_{31}E_p}{1-\nu_p}D_3 \quad (2)$$

$$T_2 = \frac{E_p}{1-\nu_p^2}(S_2 + \nu_p S_1) - \frac{g_{31}E_p}{1-\nu_p}D_3 \quad (3)$$

$$S_1 = z_1 \frac{d^2w}{dr^2} \quad (4)$$

$$S_2 = z_2 \frac{d^2w}{dr^2} \quad (5)$$

$$E_3 = -g_{31}(T_1 + T_2) + \beta_{33T}D_3 \quad (6)$$

其中

$$\beta_{33T} = 1/\epsilon_{33T} \quad \epsilon_{33T} = 1300\epsilon_0$$

式中  $S_1$ ——径向应变  $S_2$ ——切向应变

$T_1$ ——径向应力  $T_2$ ——切向应力

$g_{31}$ ——压电常数  $r$ ——曲率半径

$z_1, z_2$ ——位移  $w$ ——压电振子挠度

$D_3$ ——Z方向电位移

$E_3$ ——Z方向电场强度

$\beta_{33T}$ ——恒应力下介电隔离率

$\epsilon_{33T}$ ——恒应力下介电常数

$\epsilon_0$ ——真空介电常数

图3为压电液阻俘能装置的物理模型简图。

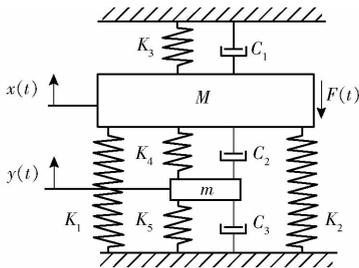


图3 压电液阻俘能装置物理模型

Fig.3 Physical model diagram of a piezoelectric hydraulic energy trapping device

图中  $M$ ——系统驱动端附加质量和液体质量之和

$m$ ——压电振子和振子周边附加质量

$K_1$ ——承载弹簧刚度

$K_2$ ——液体等效刚度  $C_1$ ——液体等效阻尼

$C_2, C_3$ ——串联压电振子等效阻尼,  $C_2 = C_3$

$K_3, K_4$ ——串联压电振子等效刚度,  $K_3 = K_4 =$

$$\frac{k_p n}{2}$$

$n$ ——鼓型压电振子数量

$k_p$ ——压电振子等效刚度

$F(t)$ ——外部激励

如图3所示,用  $x_1(t)$  表示质量块的绝对位移,  $x_2(t)$  表示压电液阻俘能装置中周边质量的绝对位移,  $F(t)$  为激励力,则可得运动方程

$$m_1 \ddot{x}_1 - (C_1 + C_2) \dot{x}_1 + C_2 \dot{x}_2 - (K_1 + K_2 + K_3) x_1 + K_3 x_2 = F(t) \quad (7)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + C_2 \dot{x}_1 - (C_2 + C_3) \dot{x}_2 + K_3 x_1 - (K_3 + K_4) x_2 = 0 \quad (8)$$

式中  $m_1$ ——系统驱动端附加质量和液体质量之和

$m_2$ ——压电振子和振子周边附加质量

选取外部激励形式为正弦谐波激励形式,即

$F(t) = F \sin(\omega t)$ ,  $M$  的稳态响应为

$$X_1 = H \sqrt{\frac{(1 + \omega_{22})^2 + \xi_{12}^2}{a^2 + b^2}} \quad (9)$$

$$X_2 = \sqrt{\frac{(\xi_{21} + \omega_{21} + \xi_{21}\omega_{22} + \omega_{21}\omega_{22})^2 + \xi_{22}^2(\xi_{21} + \omega_{21})^2}{(1 + \omega_{22})^2 + \xi_{22}^2}} \cdot H \sqrt{\frac{(1 + \omega_{22})^2 + \xi_{12}^2}{a^2 + b^2}} \sqrt{\frac{(1 + \omega_{22})^2 + \xi_{12}^2}{a^2 + b^2}} \quad (10)$$

其中  $H = -\frac{F}{m_1 \omega^2}$

$$a = 1 + \omega_{22} + \xi_{11}\xi_{22} + \omega_{11} + \omega_{22}^2 - \omega_{12}\xi_{21} - \omega_{12}\omega_{21}$$

$$b = \xi_{22} - \xi_{11} - \xi_{11}\omega_{22} - \xi_{12}\xi_{21} - \xi_{12}\omega_{21} + \xi_{22}\omega_{11}$$

$$\xi_{11} = \frac{C_1 + C_2}{m_1 \omega} \quad \xi_{12} = \frac{C_2}{m_1 \omega} \quad \omega_{11} = \frac{K_1 + K_2 + K_3}{m_1 \omega^2}$$

$$\omega_{12} = \frac{K_3}{m_1 \omega^2} \quad \xi_{21} = \frac{C_2}{m_2 \omega} \quad \xi_{22} = \frac{C_2 + C_3}{m_2 \omega}$$

$$\omega_{21} = \frac{-K_3}{m_2 \omega^2} \quad \omega_{22} = \frac{K_3 + K_4}{m_2 \omega^2}$$

式中  $\omega$ ——振源的振动角频率位移

压电液阻俘能装置中各个压电振子结构相同,质量块  $m$  位移均匀分布于各个压电振子,它们的中心变量

$$\delta = \frac{X_2}{2n} =$$

$$\sqrt{\frac{(\xi_{21} + \omega_{21} + \xi_{21}\omega_{22} + \omega_{21}\omega_{22})^2 + \xi_{22}^2(\xi_{21} + \omega_{21})^2}{(1 + \omega_{22})^2 + \xi_{22}^2}} \cdot \frac{H \sqrt{\frac{(1 + \omega_{22})^2 + \xi_{12}^2}{a^2 + b^2}}}{2n} \quad (11)$$

根据电荷与电压的关系,得压电振子在外力作用下产生的开路电压

$$V_g = \frac{Q_g}{C_f} = \frac{(1-\gamma)(2-2\alpha-\beta)\beta g_{31} E_p h^2 P}{4\pi(1-\nu_p)(1+\nu_c)D_c} \quad (12)$$

式中  $Q_g$ ——电荷量  $C_f$ ——压电振子电容

$D_c$ ——内部复合圆板的等效弯曲刚度

令各压电振子的等效刚度为  $k_p$ 、中心点变形量为  $\delta$ ，则有  $P = k_p \delta$ ，代入式(12)可得

$$V_g = \frac{Q_g}{C_f} = \frac{(1-\gamma)(2-2\alpha-\beta)\beta g_{31} E_p h^2 k_p \delta}{4\pi(1-\nu_p)(1+\nu_c)D_c} = \frac{(1-\gamma)(2-2\alpha-\beta)\beta g_{31} E_p h^2 k_p X_2}{4\pi(1-\nu_p)(1+\nu_c)D_c n} \quad (13)$$

单个压电振子发电量

$$U_g = \frac{1}{2} C_f V_g^2 =$$

$$\frac{\beta h^3}{32\pi\beta_{33}^s} \left[ \frac{g_{31} E_p (1-\gamma)(2-2\alpha-\beta)\lambda a P}{(1-\nu_p)(1+\nu_c)D_c} \right]^2 = \frac{\beta h^3}{32\pi\beta_{33}^s} \left[ \frac{g_{31} E_p (1-\gamma)(2-2\alpha-\beta)\lambda a k_p X_2}{2n(1-\nu_p)(1+\nu_c)D_c} \right]^2 \quad (14)$$

压电液阻俘能装置的总发电量

$$U_s = 2nU_g = nC_f V_g^2 =$$

$$2n \frac{\beta h^3}{32\pi\beta_{33}^s} \left[ \frac{g_{31} E_p (1-\gamma)(2-2\alpha-\beta)\lambda a P}{(1-\nu_p)(1+\nu_c)D_c} \right]^2 = \frac{\beta h^3}{32\pi\beta_{33}^s} \left[ \frac{g_{31} E_p (1-\gamma)(2-2\alpha-\beta)\lambda a k_p X_2}{(1-\nu_p)(1+\nu_c)D_c} \right]^2 \quad (15)$$

式(15)表明，压电液阻俘能装置的发电性能不仅受圆形压电振子结构、材料特性参数影响，还受到质量块质量、鼓型压电振子组数以及外界激振频率影响。

## 2 发电性能仿真分析

通过对充液电液阻俘能器的发电特性进行研究，针对外部振动情况要使俘能器的发电性能达到最优，需要对其发电性能进行频响分析，找到各因素对俘能器发电电压频响特性曲线的影响规律，进而在外界振动已知的情况下，通过调整各参数的方法使其发电性能达到最优。下面重点分析激振振幅  $A$ 、系统背压  $P_b$  对俘能器发电电压的影响。

不同激振幅值下电能的频响曲线如图 4 所示，图中曲线表明，该俘能器为低频发电装置，当外部激振频率小于 20 Hz 时，俘能器的发电能力受激振幅值的影响较为明显，通过增大外部激振幅值的方式，可以很明显地提升俘能器的发电能力。外部激振幅值几乎对峰值频率不产生影响。为了确定外部激振幅值是否对峰值频率产生影响，将在后续研究中对其进行讨论。

对于系统背压  $P_b$  分别为 0、0.1、0.2、0.3、0.4 MPa 时，激振振源频率  $\omega$  在 0 ~ 25 Hz 之间变

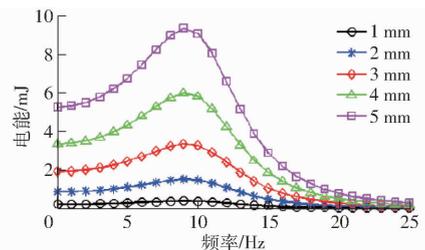


图 4 不同激振幅值下电能的频响曲线

Fig. 4 Frequency response curves of electric energy under different exciting amplitudes

化，得到电能的频响曲线如图 5 所示。

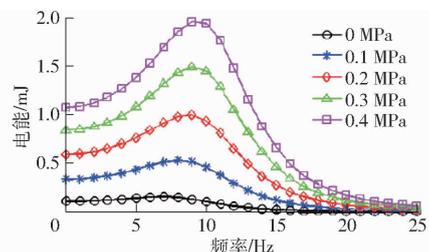


图 5 不同系统背压下电能的频响曲线

Fig. 5 Frequency response curves of electric energy under different system back pressures

通过对比不同系统背压下电能的频响曲线可知，激振振源的频率在 0 ~ 20 Hz 区间时对俘能器发电能力影响较为明显。并随着系统背压的增加俘能器发电能力也得到提升，其中频响曲线峰值提升较大。图中曲线对比分析后可得到，增大蓄能器中的预置压力可以降低流体的可压缩性，进而减小能量损失，提高俘能器的发电电能。

## 3 机电等效模型仿真分析

由前面分析可知，机械系统模型可以与电路模型等效，所以充液电液阻俘能器的机械结构模型可以用电路模型进行等效分析。

系统简化成为具有一个等效质量、一个等效刚度和一个等效阻尼的动力学模型后，整个系统的计算模型和机械线路图如图 6 所示。如果把机械阻抗取为位移阻抗，图中各要素的位移阻抗为

$$\left\{ \begin{array}{l} Z_1 = -\omega^2 m_1 \\ Z_2 = K_1 \\ Z_3 = K_2 \\ Z_4 = K_3 \\ Z_5 = i\omega C_1 \\ Z_6 = -\omega^2 m_f \\ Z_7 = K_4 \\ Z_8 = i\omega C_2 \\ Z_9 = K_5 \\ Z_{10} = i\omega C_3 \end{array} \right. \quad (16)$$

式中  $i$ ——虚部单位

$m_f$ ——等效质量

$Z_6$  和  $Z_7$  并联为

$$Z_{61} = Z_6 + Z_7 \quad (17)$$

$Z_6$ 、 $Z_7$  和  $Z_8$  并联为

$$Z_{71} = Z_8 + Z_9 + Z_{10} \quad (18)$$

$Z_{61}$  和  $Z_{71}$  串联为

$$Z_{62} = \frac{Z_{61} Z_{71}}{Z_{61} + Z_{71}} \quad (19)$$

$Z_1$ 、 $Z_2$ 、 $Z_3$ 、 $Z_4$ 、 $Z_5$ 、 $Z_{62}$  并联为

$$X_1 = \frac{E}{Z_{11}} = \frac{(Z_6 + Z_7 + Z_8 + Z_9 + Z_{10})E}{(Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_4 + Z_5)(Z_6 + Z_7 + Z_8 + Z_9 + Z_{10}) + (Z_6 + Z_7)(Z_8 + Z_9 + Z_{10})} \quad (21)$$

由公式  $F_{z1} = X_1 Z_1$  得节点 1 处力

$$F_{z1} = \frac{(Z_6 + Z_7 + Z_8 + Z_9 + Z_{10})EZ_1}{(Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_4 + Z_5)(Z_6 + Z_7 + Z_8 + Z_9 + Z_{10}) + (Z_6 + Z_7)(Z_8 + Z_9 + Z_{10})} \quad (22)$$

于是得到传递率  $V_a$  的表达式为

$$V_a = \left| \frac{F_{z1}}{E} \right| = \left| \frac{(Z_6 + Z_7 + Z_8 + Z_9 + Z_{10})Z_1}{(Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_4 + Z_5)(Z_6 + Z_7 + Z_8 + Z_9 + Z_{10}) + (Z_6 + Z_7)(Z_8 + Z_9 + Z_{10})} \right| \quad (23)$$

具体等效电路图如图 7 所示。

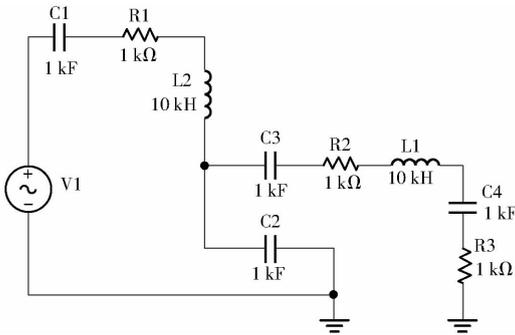


图 7 等效电路图

Fig.7 Equivalent circuit diagram

由图 8 不同电容  $C_1$  下电压曲线可知,电容在 1 ~ 50 kF 区间,电压随电容先增加后减小,有最佳电容使电感(L2)发电电压达到最大,电容为 5 kF 时,最大发电电压为 35.178 mV;图 9 中曲线表明,在 1 ~ 10 V 区间,电压随着幅值的增加而增加;图 10 中的电压曲线可知,电感在 0 ~ 2 kH 区间,电压随电感先增大后减小,存在最佳电感使电压达到最大,当

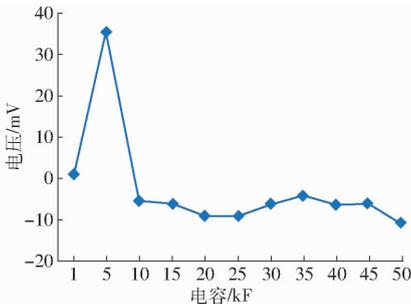


图 8 电压-电容特性曲线

Fig.8 Voltage and capacitance characteristic curve

$$Z_{11} = Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_4 + Z_5 + Z_{62} \quad (20)$$

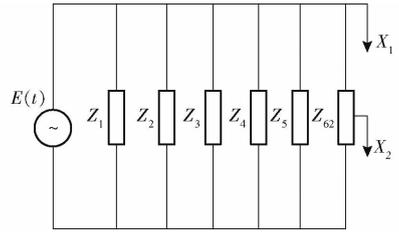


图 6 系统模型和系统等效线路图

Fig.6 System model and system equivalent circuit diagram

由图 6 可知,节点 1 的位移  $X_1$  为

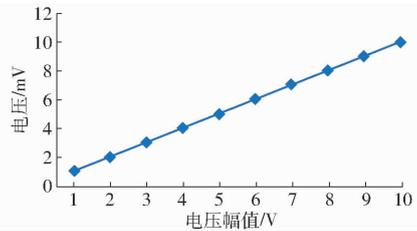


图 9 电压-幅值特性曲线

Fig.9 Voltage and amplitude characteristic curve

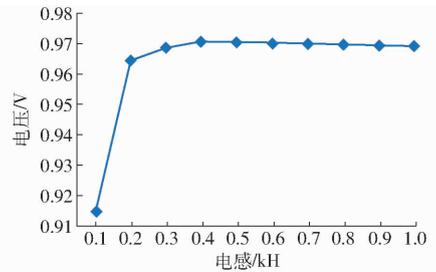


图 10 电压-电感特性曲线

Fig.10 Voltage and inductance characteristic curve

电感为 0.4 kH 时,电压为 0.970 55 mV,这与上面仿真分析得到的结论一致,说明设计的电路等效电路图能反映系统机械系统模型图。

### 4 充液电阻液阻俘能器设计与实验

搭建压电液阻俘能器发电实验平台(图 11)并进行实验研究。激振器与单头液压缸缸体固定,以水为介质,通过进口 1 和泄压口对压电液阻俘能器的背压进行调节。通过控制仪控制功率放大器驱动激振台使液压缸振动,并用示波器采集圆形双晶压电振子的电压峰值。

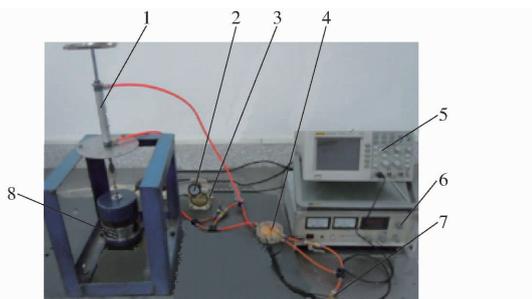


图 11 压电液阻俘能器及实验测试平台

Fig. 11 Real diagram of piezoelectric liquid trap and experimental platform

1. 液压缸 2. 压力计 3. 蓄能器 4. 俘能器 5. 示波器 6. 功率放大器 7. 手动阀 8. 激振器

本实验主要对低频运动下的两种情况进行研究分析:第一种是未加质量时如图 12 所示,激振源频率在 2 ~ 15 Hz 区间变化时,输出电压变化较为明显,所以在这个区间中任取 3 个频率作为分析频率。设定系统背压为 0.4 MPa,分别在激振源频率为 2.5、3.7、15 Hz 下改变激振电压,得到输出电压与激振电压之间的关系曲线如图 12 所示。

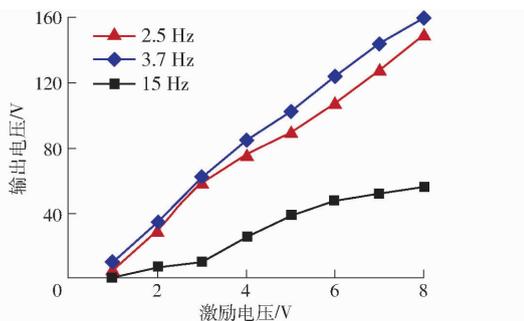


图 12 俘能器输出电压与激振器激振电压关系曲线

Fig. 12 Relationship curves between output voltage of exciter and exciter excitation voltage

图 12 中曲线表明,俘能器所受激振电压越大其所对应的输出电压越大,这与仿真分析结果吻合;输出电压与激振电压的关系因激振频率不同而不同。当激振频率为最佳工作频率(3.7 Hz)或靠近最佳工作频率(2.5 Hz)时,输出电压与激振电压之间呈现较好的线性关系;但当激振频率远离最佳工作频率(15 Hz),输出电压与激振电压之间呈现非线性关系。

另一种情况是加载质量,激振频率在 2 ~ 15 Hz 区间变化时,输出电压变化不明显,而在 20 ~ 50 Hz 区间变化时,输出电压变化较为明显,便于分析,在这个区间中任取了 3 个频率作为分析频率。质量为 10 kg,在实验时采取恒定的激振频率 20、40、50 Hz,激振振幅为 1 mm,流体介质为水,其他试验条件与前面保持一致不变,以系统背压为自变量,得到的输出电压变化曲线如图 13 所示。

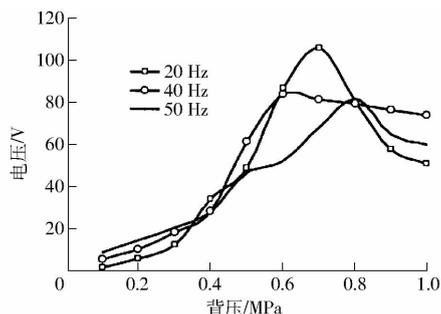


图 13 不同激振频率下输出电压与系统背压的关系曲线

Fig. 13 Relationship curves between output voltage and system back pressure at different excitation frequencies

从图 13 中各曲线的变化趋势可以看出,频率固定的情况下,俘能器的输出电压受系统背压影响很大,随系统背压的增加,发电电压先增加后减小,存在最佳背压使电压达到最大,而且最佳背压还受频率影响;当激振源频率为 20 Hz 时,背压为 0.7 MPa 时产生最大电压 100 V;频率为 40 Hz,背压为 0.6 MPa 时产生最大电压为 86 V;50 Hz 时,背压为 0.8 MPa 时产生最大电压为 81 V。

## 5 结束语

利用薄板变形的叠加理论建立了集中载荷作用下圆形压电振子位移曲线及发电能力的计算模型。研究表明,通过建立机电等效模型,得到结果与理论仿真结果一致,说明所建立的电路模型能够真实反映理论模型的特性。并建立包含了圆形压电振子的尺度及材料性能参数等的模型,可用于该类压电发电装置发电特性的预测、分析及结构优化设计。

## 参 考 文 献

- GILBERT J M, BALOUCHI F. Comparison of energy harvesting systems for wireless sensor networks[J]. International Journal of Automation and Computing, 2008, 5 (4): 334 - 347.
- LEI A, XU R, THYSSEN A, et al. MEMS-based thick film PZT vibrational energy harvester[C] // MEMS 2011, Cancun, MEXICO, 2011:125 - 128.
- LEE B S, LIN S C, WU W J, et al. Piezoelectric MEMS generators fabricated with an aerosol deposition PZT thin film[J]. Journal of Micromechanics and Micro-engineering, 2009, 19(6): 065014.
- AKTAKKA E E, PETERSON R L, NAJAFI K. Thinned-PZT on SOI process and design optimization for piezoelectric inertial energy harvesting[C] // Transducer's 11, Beijing, China, 2011:1649 - 1652.
- SAADON S, SIDEK O. A review of vibration-based MEMS piezoelectric energy harvesters[J]. Energy Conversion and Management, 2011, 52: 500 - 504.

- 6 KIM H S, KIM J H, KIM J. A review of piezoelectric energy harvesting based on vibration[J]. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 2011, 12(6): 1129 - 1141.
- 7 YUAN Jiangbo, XIE Tao, SHAN Xiaobiao, et al. Vibrated model and experiments of multiple piezoelectric cantilevers in energy harvesting[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 46(9): 87 - 92.
- 8 ROUNDY S J. Energy scavenging for wireless sensor nodes with a focus on vibration to electricity conversion[J]. *Energy Harvesting & Systems*, 2014, 37(11): 1039 - 22.
- 9 OTTMAN G K, HOFMANN H F, BHATT A C, et al. Adaptive piezoelectric energy harvesting circuit for wireless remote power supply[J]. *IEEE Transactions on Power Electronics*, 2002, 17(5): 669 - 676.
- 10 ANDERSON J, SEMERCIGIL S, TURAN Ö. An improved standing-wave-type sloshing absorber[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2000, 235(4): 702 - 710.
- 11 FANG Xueqian, ZHU Changsong, LIU Jinxi. Surface energy effect on free vibration of nano-sized piezoelectric double-shell structures[J]. *Physica B: Physics of Condensed Matter*, 2018, 529: 41 - 56.
- 12 ZHU Changsong, FANG Xueqian, JIN Xiliu, et al. Surface energy effect on nonlinear free vibration behavior of orthotropic piezoelectric cylindrical nano-shells[J]. *European Journal of Mechanics A Solids*, 2017, 66: 423 - 432.
- 13 ZHU Changsong, FANG Xueqian, JIN Xiliu. Surface energy effect on buckling behavior of the functionally graded nano-shell covered with piezoelectric nano-layers under torque[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2017, 133: 662 - 673.
- 14 MARSH A, PRAKASH M, SEMERCIGIL E, et al. A shallow-depth sloshing absorber for structural control[J]. *Journal of Fluids and Structures*, 2010, 26(5): 780 - 792.
- 15 吴百昌, 李树立, 郑俊麟, 等. 一种新型压电陶瓷固液一体化作动器[J]. *压电与声光*, 2006, 28(6): 677 - 679.  
WU Baichang, LI Shuli, ZHENG Junlin, et al. A novel piezoelectric hybrid ceramic solid-fluid actuator[J]. *Piezoelectrics & Acousto-optics*, 2006, 28(6): 677 - 679. (in Chinese)
- 16 DETERRE M, LEFEURE E, DUFOUR GERGAM E. An active piezoelectric energy extraction method for pressure energy harvesting[J]. *Smart Materials & Structures*, 2012, 21: 085004 - 1 - 9.
- 17 姜德龙, 程光明, 孙晓峰, 等. 输送流体双腔并联压电泵性能分析与试验研究[J]. *西安交通大学学报*, 2010, 44(3): 82 - 85.  
JIANG Delong, CHENG Guangming, SUN Xiaofeng, et al. Performance analysis and experimental study an delivery fluid of double-chamber piezoelectric pump in parallel[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2010, 44(3): 82 - 85. (in Chinese)
- 18 范尊强, 刘建芳, 阚君武, 等. 压电叠堆泵驱动的精密步进驱动电机[J]. *中国电机工程学报*, 2010, 30(15): 106 - 111.  
FAN Zunqiang, LIU Jianfang, KAN Junwu, et al. A novel precision step motor based on piezoelectric stack pump[J]. *Proceedings of the CSEE*, 2010, 30(15): 106 - 111. (in Chinese)
- 19 PARK Jung-Ho, YOSHIDA Kazuhiro, YOKOTA Shinichi. Resonantly-driven-piezoelectric-micropump: fabrication of a micropump having high power density[J]. *Mechatronics*, 1999(9): 687 - 702.
- 20 PARK Jung-Ho, YOSHIDA Kazuhiro, NAKASU Yoshihiro, et al. A resonantly-driven piezoelectric micro-pump for micro-factory [C]//Proc. of ICMT 2002, Kitakyushu, 2002: 417 - 422.
- 21 SONU Rujun, SHAN Xiaobiao, LÜ Fengchi, et al. A study of vortex-induced energy harvesting from water using PZT piezoelectric cantilever with cylindrical extension[J]. *Ceramics International*, 2016, 41(S1): 5768 - 5773.
- 22 SHAN Xiaobiao, SONU Rujun, LIU Bo, et al. Novel energy harvesting: a macro fiber composite piezoelectric energy harvester in the water vortex[J]. *Ceramics International*, 2015, 41(S1): 5763 - 5767.
- 23 ROUNDY S, WRIGHT P K, RABAEY J. A study of low level vibrations as a power source for wireless sensor nodes[J]. *Computer Communications*, 2003, 26: 1131 - 1144.
- 24 MITSOS A, BARTON P I. Microfabricated power generation devices: design and technology[M]. Weinheim: Wiley-VCH, 2009.
- 25 RENAUD M, FIORINI P, SCHA JK R V, et al. Harvesting energy from the motion of human limbs: the design and analysis of an impact-based piezoelectric generator[J]. *Smart Mater. Struct.*, 2009, 18: 035001.
- 26 PRATIHER B. Vibration control of a transversely excited cantilever beam with tip mass[J]. *Archive of Applied Mechanics*, 2012, 82(1): 31 - 42.
- 27 王建伟, 徐晖, 季聪, 等. 内嵌流体柔性板的流体自适应减振机理数值分析[J]. *西安交通大学学报*, 2008, 42(5): 613 - 616.  
WANG Jianwei, XU Hui, JI Cong, et al. Numerical analysis of self-adaptive vibration suppression for flexible plate with embedded fluid subsystem[J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2008, 42(5): 613 - 616. (in Chinese)
- 28 CHENG J L, XU H. A research on nonlinear dynamic characteristic of vibro-impact system under harmonic excitation[J]. *Journal of Materials and Structures*, 2006, 1(2): 247 - 266.
- 29 王建伟, 徐晖, 马宁. 主共振激励下内嵌流体悬臂欧拉梁自适应减振性能研究[J]. *振动与冲击*, 2011, 30(8): 41 - 44.  
WANG Jianwei, XU Hui, MA Ning. Investigation on self-adaptive vibration suppression for cantilever euler beam with interior inlaid fluid under principal resonance excitation[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2011, 30(8): 41 - 44. (in Chinese)
- 30 阚君武, 王淑云, 彭少锋, 等. 多振子压电发电机的输出特性[J]. *光学精密工程*, 2011, 19(9): 2108 - 2116.  
KAN Junwu, WANG Shuyun, PENG Shaofeng, et al. Output performance of piezoelectric generators with multi-vibrators[J]. *Optics and Precision Engineering*, 2011, 19(9): 2108 - 2116. (in Chinese)
- 31 李征, 万杰, 阚君武, 等. 基于流固耦合作用的压电液压振动俘能器[J]. *光学精密工程*, 2012, 20(5): 1002 - 1008.  
LI Zheng, WAN Jie, KAN Junwu, et al. Piezo-hydraulic energy harvester based on solid-fluid coupling vibration[J]. *Optics and Precision Engineering*, 2012, 20(5): 1002 - 1008. (in Chinese)
- 32 姜德龙, 程光明, 曾平, 等. 悬臂梁双压电晶片振子发电性能研究[J]. *机械设计与制造*, 2011(1): 121 - 123.  
JIANG Delong, CHENG Guangming, ZENG Ping, et al. The research on piezoelectric cantilever oscillator generator performance [J]. *Machinery Design and Manufacture*, 2011(1): 121 - 123. (in Chinese)