

文章编号 1004-924X(2006)04-0001-04

悬臂梁阀单腔压电泵设计方法研究

赵明丽¹, 黄 琴², 张 玮³, 李欣欣³

(1. 吉林化工学院, 吉林 吉林 132022; 2. 吉林省产品质量监督检验院, 吉林 长春 130022;
3. 吉林大学, 吉林 长春 130025)

摘要:给出了悬臂梁阀单腔压电泵的理论分析, 根据压电振子与流体耦合的理论, 建立了压电泵系统的动态模型。分析了流体质量、输出压力和系统阻尼对压电泵最佳工作频率的影响, 认为减小腔体高度可以提高压电泵的最佳工作频率, 提高压电泵的稳定性。通过对压电振子结构参数对变形量的影响规律, 确定了振子的最佳结构参数, 压电陶瓷层与金属基板厚度比取 0.45~0.55, 直径比取 0.8~0.9 最佳。研究了压电泵出流形式对压电泵输出能力的影响, 认为轴向出流有利于提高压电泵的输出能力。

关键词:压电泵; 悬臂梁阀; 压电陶瓷; 压电振子

中图分类号: TN384; TH38 **文献标识码:** A

Investigation on design method of single chamber piezoelectric pump with cantilever valve

ZHAO Ming-li¹, HUANG Qin², ZHANG Wei³, LI Xin-xin³

(1. Department of Machinery and Electricity Engineering, Jilin Institute of Chemical Technology, Jilin 132022, China; 2. Jilin Institute of Product Quality Supervision Inspection, Changchun 130022, China; 3. Jilin University, Changchun 130022, China)

Abstract: Based on hydro-solid coupling theory, the cantilever valve piezoelectric pump was comprehensively analyzed, and its dynamic model was established. After analysis of the affection between hydro-mass, output pressure, system damp and working frequency it is concluded that the decrease of chamber height will enhance the working frequency and stabilization. Then the vibrator structure parameters were confirmed through computing the influence law between vibrator structure parameter and amount of deformation, the best thickness ratio is from 0.45 to 0.55 and the best diameter ratio is 0.8 to 0.9 between piezoelectric ceramic layer and the metal plate layer, respectively. The influence of the output form on the output ability also be considered, the result shows that axial output is in favor of the enhancement the output ability of the pump.

Key words: piezoelectric pump; cantilever valve; piezoelectric ceramic; piezoelectric vibrator

1 引言

压电泵经历了二十几年的发展历程,某些内在的、本质性的规律或现象没有被发现或得到重视,这是造成采用相同材料、相同结构的压电泵输出性能不同的原因。将压电泵从试验样机到商品还存在许多困难(尤其是微型泵),原因是灌泵操作(为泵腔内灌注流体并排出空气)困难、再现性不好、可靠性低^[1]。本文从结构优化的角度,定性或定量地分析悬臂梁阀压电泵各组成要素对其输出性能的影响规律,为设计高性能压电泵提供理论依据。

2 悬臂梁阀压电泵的基本结构和工作原理

悬臂梁阀压电泵包括悬臂梁阀、圆形压电振子、泵体、进出口等部分,如图 1 所示。当压电振子两端施加交变电压时,振子产生周期弯曲振动,泵腔容积周期性变化,通过阀片的有序开启和关闭实现流体的单向流动。具体工作过程描述如下:如图 1 所示,当压电振子向下振动时,泵腔容积增大,进口阀片开启,出口阀片关闭,流体经进口阀进入腔体内;相反,当压电振子向上振动时,腔体容积减小,进口阀关闭、出口阀开启,腔体内的流体经出口流出。如此反复循环,即实现了流体从进口到出口의连续流动。

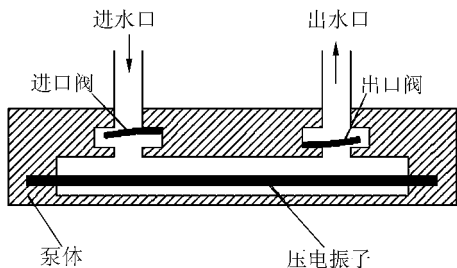


图 1 悬臂梁阀单腔压电泵工作原理图

Fig. 1 Principle of single-chamber piezoelectric pump with cantilever-valve

3 悬臂梁阀压电泵的简化模型

由实验测试可知,压电泵的最佳工作频率并非是指压电振子在空气中的谐振频率,而是指使压电泵的输出达到最大的工作频率,该频率受压电泵各结构参数的影响。因此,有必要建立压电泵的动力学模型,分析其动态性能的影响因素。

流体特性、腔体以及阀都是影响压电泵输出性能的关键要素。对于单腔泵,变形后的压电振子可视为有限个不同刚度系数的弹簧^[2],阀孔及阀片可视为耗能器(即阻尼器)^[3]。压电泵可简化成图 2 所示的具有粘性阻尼的弹簧质量系统。在交变电压作用下,该系统是一个稳态受迫振动系统。假定泵腔充满不可压缩液体,且液体和阀片都与压电振子同步振动,系统的动力学方程为^[4]

$$M \frac{d^2 Y}{dt^2} + C \frac{dY}{dt} + kY = -p\pi a^2 \cos \omega t + F \cos \omega t, \tag{1}$$

式中 M 为系统等效质量,包括压电振子的等效质量 M_e ,腔体内同振液体质量 M_{s1} 和管路内同振液体质量 M_{s2} ; k 为压电振子的等效刚度系数; C 为与阀孔及阀片参数有关的阻尼系数; F 为恒电压时压电振子输出力的等效幅值; ω 为压电振子圆频率; p 为腔体内流体等效压力; Y 为压电振子的等效变形量。

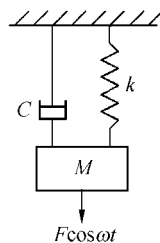


图 2 悬臂梁阀压电泵简化模型

Fig. 2 Simplified model of single-chamber piezoelectric pump with cantilever-valve

当只考虑附加质量时,压电振子的谐振频率为

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{M}}, \tag{2}$$

考虑系统阻尼时,压电振子的共振频率为

$$\omega_{cr} = \omega_n \sqrt{1 - 2\zeta^2} = \sqrt{\frac{k}{M} (1 - 2\zeta^2)}, \tag{3}$$

式中 $\zeta = \frac{C}{2\sqrt{2}Mk}$ 为阻尼比, 系统中阻尼主要来源于阀。

与压电振子同时运动的流体质量(简称同振质量)等于腔体和管路中流体的总和。压电泵的输出压力通常用输出流体的垂直高度表示, 因此可将管路中流体质量表示为压力的函数, 即

$$M_{s2} = \pi r_0^2 p_0, \quad (4)$$

其中 r_0 为输出管路半径, p_0 为输出压力。则式(3)可表示为

$$\omega_{ar} = \sqrt{\frac{k}{M_e + M_{s1} + \pi r_0^2 p_0} - \frac{C^2}{2(M_e + M_{s1} + \pi r_0^2 p_0)^2}}, \quad (5)$$

上式表明, 即使不考虑系统阻尼, 流体同振质量和输出压力的影响都会使压电泵的最佳工作频率降低(小于压电振子在空气中的谐振频率)。阀的阻尼系数 C 是影响压电泵最佳工作频率的一个主要因素, 它取决于阀的结构如阀片尺寸、材料, 阀孔通流直径和长度等。阀孔面积越小、长度越长, 其阻尼系数越大, 压电振子共振时的变形量越小, 压电泵的输出流量越小。当阀孔直径为零时, 相当于阻尼系数无穷大, 压电振子将不发生振动。

4 压电振子结构参数的确定

压电振子结构参数的选取应以提高压电泵的输出功率和容积变化量为目的。压电振子结构如图 3 所示, 压电陶瓷直径为 r , 厚度为 a , 金属基板直径为 R , 厚度为 b 。设 $\alpha = a/b$, $\beta = r/R$, 那么压电振子的发射功率为^[5]

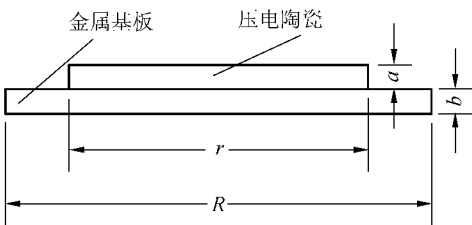


图 3 压电振子结构参数

Fig. 3 Structure parameter of piezoelectric vibrator

$$\left(1 + \frac{M}{M_e}\right)^3 \frac{k_{eff}^2}{1 - k_{eff}^2}, \quad (6)$$

当压电振子在空气中工作时, 系统的总质量为压电振子自身的等效质量, 令常数

$$\gamma^* = \frac{8\pi h^2 (\eta_{mi} E_{max})^2 C_w}{\epsilon_{33}^s \rho_w}, \quad (7)$$

$$P^* = \frac{P_{a2}}{\gamma^*}, \quad (8)$$

则有

$$P^* = \frac{K_p \beta^2 (1 - \alpha)}{H} \frac{k_{eff}^2}{1 - k_{eff}^2}, \quad (9)$$

P^* 为压电振子发射功率的相对值, 它是 α 和 β 的函数。根据上式可计算出压电振子结构参数与相对发射功率之间的关系, 编程计算结果如图 4 所示。从提高压电泵发射功率的角度考虑, 压电振子的直径比应选取在 0.7~0.8, 厚度比应选择在 0.45~0.55 附近比较合适。

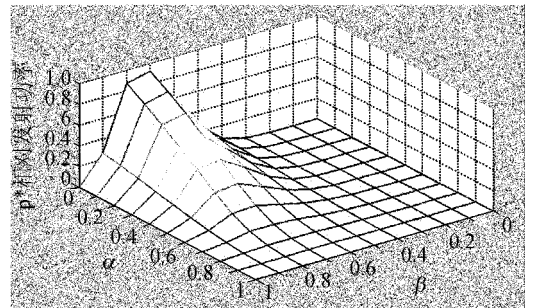


图 4 发射功率与 α, β 之间的关系

Fig. 4 Relationship between transition power and α, β

5 腔体内流体压力分布规律及阀孔位置选择

在压电泵的工作过程中, 流体和压电振子之间具有耦合作用, 需要对腔体内流体的压力分布规律进行研究。设压电振子在半周期内的弯曲振动为刚性板的平动, 可将压电振子看作液压缸的活塞。显然, 当液压缸腔体上没有出口时, 由于流体的不可压缩性, 活塞不会运动, 腔体内各个点流体的压力是相等的。当腔体壁上开有通孔时, 有流体流出, 此时腔体内流体压力分布将发生变化。由于出口位置的不同, 压力分布规律不同, 下面分径向出流和轴向出流两种情况研究腔内流体压力分布规律。

5.1 径向出流时泵腔内流体压力分布

如图 5 所示,径向出流时,假设沿腔体周边开有高度为 h_0 的缝隙,压电振子以恒定的平均速度 v 向下运动。在腔体高度很小的情况下,流体成轴对称径向流动。在半径 r 处取一薄层 dr ,可得沿径向的压力梯度为^[6]

$$\frac{dp_r}{dr} = -\frac{6\mu q_v}{\pi r h_0^3}, \quad (10)$$

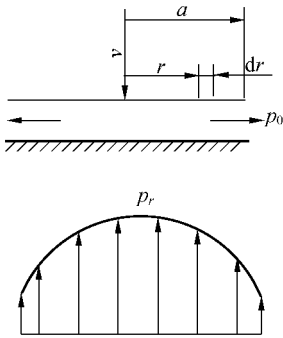


图 5 径向出流压力分布

Fig. 5 Pressure distribution of radial out flow

式中 μ 为流体的动力粘度 ($\text{Pa} \cdot \text{s}$), q_v 为通过任意半径柱面的流量,等于半径 r 以内流体被排挤出去的流量,即 $q_v = \pi v r^2$,则有 $dp_r = -\frac{6\mu v}{h_0} r dr$,积分得

$$p_r = -\frac{3\mu v r^2}{h_0^3} + C, \quad (11)$$

令边缘处压力为 p_0 ,得积分常数 $C = p_0 + \frac{3\mu v}{h_0^3} a^2$,整理得径向出流时的压力分布函数为

$$p_r = p_0 + \frac{3\mu v^2}{h_0^3} (a^2 - r^2), \quad (12)$$

由上式可知,径向出流时腔体内流体压力沿径向按抛物线规律分布,压电振子中心压力最大,为

$$p_{r\max} = p_0 + \frac{3\mu v^2}{h_0^3} a^2, \quad (13)$$

5.2 径向出流时泵腔内流体压力分布

如图 6 所示,轴向出流时,令出流孔(直径为 r_0)位于圆盘中心处,虽然流体在腔体内的流动依然是沿径向流动,但流动方向与径向出流相反。由于被挤压出的流体沿轴向流动,故称轴向出流。采用与径向出流相同的分析方法,可得轴向出流

时压力梯度 $\frac{dp_z}{dr} = \frac{12\mu q_v}{2\pi r h_0^3}$,积分得

$$p_z = \frac{6\mu v (a^2 - r_0^2)}{h_0^3} \ln r + C, \quad (14)$$

当 $r = r_0$ 时, $p_z = p_0$,则积分常数, $C = \frac{6\mu v (a^2 - r_0^2)}{h_0^3} \ln r_0$ 得轴向出流时的压力分布函数为

$$p_z = p_0 + \frac{6\mu v (a^2 - r_0^2)}{h_0^3} \ln \frac{r}{r_0}, \quad (15)$$

根据上式,轴向出流时流体压力沿径向呈对数分布,压电振子边缘处的压力最大

$$p_z = p_0 + \frac{6\mu v (a^2 - r_0^2)}{h_0^3} \ln \frac{a}{r_0}, \quad (16)$$

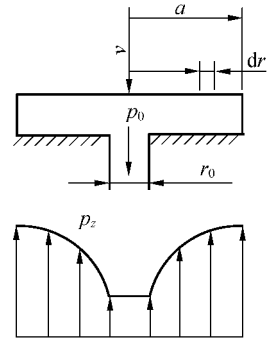


图 6 轴向出流压力分布

Fig. 6 Pressure distribution of axial outflow

两种出流方式所产生的压力分布规律不同,对压电振子的作用效果也不同。实际工作中压电振子靠近边缘处所能实现的变形量很小,而其变形在中心处有最大值。因此,轴向出流的压力分布对腔体容积变化的影响小于径向出流压力分布的影响,所对应的输出流量和压力也将相对较高。在轴向出流的情况下,出流口位置的选取应尽量靠近压电振子的中心位置。由于 $\Delta p = p_z - p_0$ 表示压电泵的输出压力,在其它参数确定时,减小出流孔直径可使输出压力提高;但由于压力的增加会阻碍压电振子变形,此时输出流量将会相应降低。因此,为了获得高的输出压力,出流孔径应取小值;为获得较大的输出流量,要增加出流孔直径。根据轴向出流时流体的压力分布规律,阀孔越靠近压电振子中心,压电振子所承受的流体反作用力越小,越有利于压电振子的位能转化成流体的动能,进而可提高压电泵的输出能力。

6 结 论

根据压电振子与流体耦合的理论,建立了压电泵系统的动态模型,从理论上分析了流体质量、输出压力和系统阻尼对压电泵最佳工作频率的影响。认为减小腔体高度可以提高压电泵的最佳工作频率,提高压电泵输出的稳定性。

分析了压电振子结构参数对发射功率和压电振子变形量的影响规律,确定了以提高有限体积压电泵发射功率和腔体容积变化量为前提的压电振子的最佳结构参数($\alpha=0.45\sim 0.55$, $\beta=0.8\sim 0.9$);分析了轴向出流和径向出流时腔体内流体压力分布规律,认为采用轴向出流有利于提高压电泵的输出能力,且随出口直径减小输出压力升高。

参考文献:

- [1] M Richter, R Linnemann and P Woias. Robust design of gas and liquid micro pumps [J]. *Sensors and Actuators A*, 1998,68: 480-486.
- [2] Olivier Francais, Isabelle Dufour. Dynamic simulation of an electrostatic micropump with pull-in and hysteresis phenomena [J]. *Sensors and Actuators A*, 1988,70: 56-60.
- [3] D Accoto, M C Carrozza and P Dario. Modelling of micropumps using unimorph piezoelectric actuator and ball valves [J]. *J. Micromech. Microeng.* 2000,10:277-281.
- [4] 阚君武,杨志刚,华顺明,等. 有阀压电薄膜泵性能研究[J]. *农业机械学报*, 2003, V34(N5):84-87.
KAN J W, YANG ZH G, HUA SH M, *et al.* Study on performance of a check-valved piezoelectric pump [J]. *Transactions of the Chinese society for agriculture machinery*, 2003, V34(N5):84-87.
- [5] 阚君武,悬臂梁阀压电泵的设计理论与试验研究[D]. 吉林大学博士毕业论文.
KAN J W. *The Design theory and Experiemnt Research on Piezoelectric Cantilever-valve Micropump* [D]. Doctor thesis of Jilin University.
- [6] 张也影. 流体力学[M]. 北京:高等教育出版社.
ZHANG Y Y. *HYDRODYNAMIC* [M]. Beijing: Higher Education Press.

作者简介:赵明丽(1967—),女,吉林市人,吉林化工学院讲师,主要从事测控技术方面的研究。