

单锥壳形阀压电泵阀体的设计与实验^{*}

张建辉, 陈道根, 曹炳鑫, 黄俊

(南京航空航天大学机械结构力学及控制国家重点实验室 南京, 210016)

摘要 为了更深入地了解单锥壳形阀压电泵阀体结构参数以及材料属性对泵工作输出的影响,并在此基础上探索通过改进阀体实现对泵工作输出调节的可行性,首先,对阀体受力情况进行了分析,建立了阀体的运动学模型,得到了阀体的弯曲变形量与其自身刚度、质量等参数的关系式;其次,定性分析了阀体自身刚度、质量等参数对工作频率的影响;最后,通过加工样机进行实验,实验结果证明了相关理论分析的正确性。实验中当阀体参数合适时,在工作电压为 220 V 时,样机的工作频率为 56 Hz,输出流量达 190 mL/min。

关键词 压电; 泵; 锥壳形; 阀体; 运动学模型

中图分类号 TH38

引言

压电泵是一种新型流体传输装置,它具有结构简单、无电磁干扰、易于小型化和微型化等优点^[1-6]。在一些微小流量流体传输领域,比如医疗、生物、化工等领域,压电泵有着广阔的应用前景。

国内外很多大学和学者针对压电泵展开了深入的研究并取得了大量的研究成果。作为有阀压电泵的关键部件,阀体对泵工作输出有极其重要的影响,如何改善阀体的运动状态成为压电泵研究的重要组成部分。1978 年,樽崎哲二^[1]采用传统的单向阀制作了第 1 个有阀压电泵模型,工作中泵的输出流量较大,但工作频率较低,为 2~3 Hz。接着,阚君武等^[2]针对阀体工作中的实际效用,提出了一种悬臂梁式阀体,利用悬臂梁的自由端弯曲变形实现流体运动中的导通与截止,但受制于阀体运动的滞后^[6],该泵的输出流量不高,为 3.5 mL/min。2005 年,Li Bo^[7]提出一种具有高跟随率的被动阀用以克服阀体运动滞后的影响,取得了较好的实验效果,但仍无法彻底消除阀的运动滞后。为此,一种人为控制运动的阀体——主动阀应运而生。2004 年,加州大学提出了一种压电驱动式主动阀压电泵模型,压电材质制作的阀体在交流电作用下发生弯曲变形,实现

了开启与关闭,实验中阀体的运动响应迅速,泵的工作频宽达 15 kHz,且随着频率的升高,泵流量不断增大。随后,李鹏等^[8]提出了一种电磁驱动式主动阀压电泵,阀体在电磁铁吸引力作用下发生变形实现了开启与关闭,实验中该泵的输出流量比较理想,当电压为 140 V 时,流量达 160 mL/min。从主动阀压电泵阀体运动的控制原理来看,不论是何种方式驱动的主动阀,其工作效果是一致的,即通过施加外力作用使阀体的运动自主化。但需要注意的是,阀体主动控制的实现必然要添加控制线路,这会使泵的结构复杂化,与压电泵结构简单的优点相冲突。总的来说,传统的有阀压电泵皆因阀体的跟从性问题,所以在应用范围上受到很大的阻碍^[6]。

2009 年,郭宗信等^[9]在对压电泵阀体运动特性分析的基础上,提出了一种新型结构的被动阀体——内外不等锥度的软质锥壳形阀。阀体材质为高分子材料,当泵腔内外存在压力差时,阀体边缘区域可以迅速变形实现开启或关闭。实验中,当工作电压为 150 V,工作频率为 475 Hz 时,进出口压差达 170 mm。

为了进一步了解该锥壳形阀对泵工作输出的影响并探索能否通过对阀体的改进实现泵工作输出的调节,笔者将对阀体的受力情况及运动状态进行分析,设法得到阀体的弯曲变形量、工作频率与阀体自

^{*} 国家自然科学基金资助项目(51375227);国家自然科学基金重大研究计划资助项目(91223201);院士工作站资助项目(BM2011033);江苏高校优势学科建设工程资助项目
收稿日期:2013-05-16;修回日期:2013-09-27

身刚度、质量等方面参数的关系式。最后,通过实验来验证相关的理论分析。

1 泵的结构设计与工作原理

1.1 泵的的总体结构与核心部件

如图1(a)所示,泵的结构主要有泵体、泵端盖、阀体、进口管、出口管、压电振子等。为了使作用于阀体上的力分布均匀,泵腔的上方开有环形槽。

图1(b)为阀体的结构示意图, H 为阀的总高度, h 为阀体的内锥形高度, d_1 为阀体的小端外径, d_2 为大端外径, θ_1 为内锥角, θ_2 为外锥角。

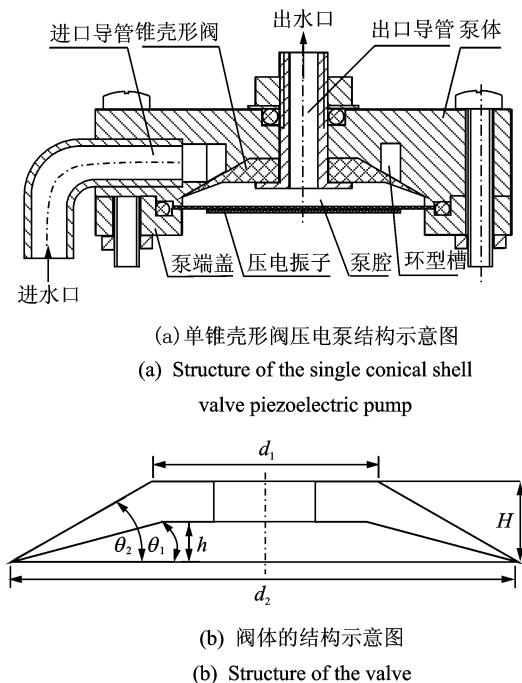


图1 泵的整体结构与阀体

Fig. 1 Structure of the pump and the valve

1.2 泵的工作原理

图2为泵的工作原理图,具体的工作过程如下所述。

第1阶段($0 \sim 1/4T$):随着电压的不断增大,压电振子 v 不断向下弯曲运动至极限位置,泵腔体积不断增大,腔内出现负压,阀体 f 打开,部分液体经阀体流入泵腔。 $(S_1 \rightarrow S_2)$

第2阶段($1/4T \sim 2/4T$):在这个过程中电压不断降低,压电振子 v 变形量减小,泵腔体积不断减小,腔内压强不断增大,阀体 f 在压力作用下紧贴于

泵腔上端,腔内部分液体被运出。 $(S_2 \rightarrow S_3)$

第3阶段($2/4T \sim 3/4T$):压电振子 v 随着电压的增大由平衡位置向上做弯曲运动至最高点。泵腔体积继续压缩,阀体 f 仍紧贴于泵腔上端,腔中液体继续被运出。 $(S_3 \rightarrow S_4)$

第4阶段($3/4T \sim T$):在这一阶段,压电振子上的电压不断降低,压电振子 v 的变形量不断减小,泵腔舒张,腔体体积增大,部分流体回流。 $(S_4 \rightarrow S_1)$

所以,当振子 v 沿 $S_4 \rightarrow S_1 \rightarrow S_2$ 运动时,泵腔处于舒张状态,泵腔体积增大,腔内出现负压,阀体 f 打开,部分液体通过阀体流入泵腔,为泵的吸程;当振子 v 沿 $S_2 \rightarrow S_3 \rightarrow S_4$ 运动时,泵腔压缩,腔内压强增大,阀体关闭,液体被运出,为泵的排程。因此,在一个工作周期内,吸程中经阀体流入泵腔的液体在排程中被运出,实现了液体的流动。

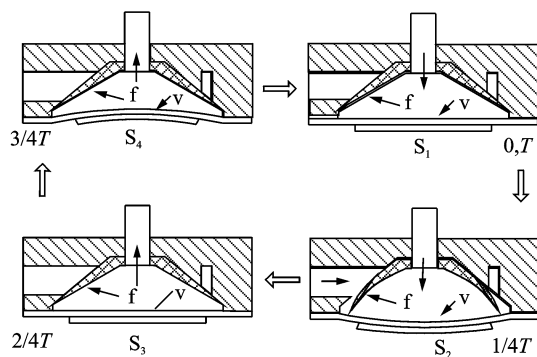


图2 泵工作原理图

Fig. 2 Working principle of the pump

2 阀体理论分析

从泵的工作原理图中可知,工作中,压电振子与阀体处于协调的振动状态。阀体在压电振子的作用力下做受迫振动并产生变形实现流道的导通与截止。由此可见,阀体对泵的正常工有重要影响,有必要对阀体的运动状态进行分析与研究。

阀体的形状以及载荷分布呈空间轴对称,可以将其受力转化为平面受力分析,如图3所示。在阀体开启时刻,因泵腔内外存在压力差,位于环形槽下端的阀体区域存在一个均布载荷 q 。阀体的一端在出口导管的作用下紧贴于泵腔上端,可视为固定端约束。故此刻阀体的受力可简化为变截面梁在均布载荷下的弯曲问题。

根据材料力学^[10]积分求解弯曲变形挠曲线微分方程的公式

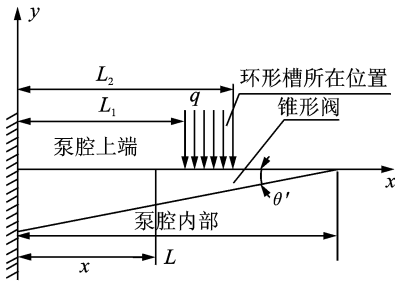


图 3 阀体的简化受力示意图

Fig. 3 Simplified stress diagram of the valve body

$$\begin{cases} EW'' = \frac{M(x)}{I(x)} \\ W = \iint (\frac{M(x)}{I(x)} dx) dx + Sx + Q \end{cases} \quad (1)$$

可得阀体任意点挠度 W 大小为

$$W = \frac{q}{E} P(x_i)$$

其中: $P(x_i)$ 为与该点的坐标及整体结构相关的一个常数; E 为材料的弹性模量; $M(x)$, $I(x)$ 为任意截面处对应的弯矩和截面惯性矩; S, Q 为常数。

由此可见,对于一定结构的单锥壳形阀压电泵模型,在阀体开启时刻,阀体上任意点的位移变形量 W (挠度)与作用在阀体上的均布压力 q 的大小呈线性相关,与材料的弹性模量 E 呈负相关。

在以上分析基础上,下面对阀体进行建模。取阀体上一点,假设该点所受激励为 $F(t) = F_0 e^{i\omega t}$,位移变形量为 x ,阻尼为 c ,结构的刚度为 k ,建立的运动学模型方程如下

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 e^{i\omega t} \quad (2)$$

变形后有

$$\ddot{x} + \frac{c}{m}\dot{x} + \frac{k}{m}x = \frac{F_0}{m}e^{i\omega t} \quad (3)$$

令: $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$ (系统的无阻尼固有频率), $\xi =$

$\frac{c}{2\sqrt{km}}$ (系统的阻尼比), 则式(3)可变为

$$\ddot{x} + 2\xi\omega_0\dot{x} + \omega_0^2 x = \frac{F_0}{k}\omega_0^2 e^{i\omega t} \quad (4)$$

令稳态解为 $x(t) = X e^{i(\omega t - \theta)}$ (X 为最大振幅, θ 为位移变形相对激励的滞后相位差), 则上式可变为

$$\begin{aligned} -X\omega^2 e^{i(\omega t - \theta)} + i2\xi\omega_0 X\omega e^{i(\omega t - \theta)} + \\ \omega_0^2 X e^{i(\omega t - \theta)} = \frac{F_0}{k}\omega_0^2 e^{i\omega t} \end{aligned} \quad (5)$$

化简求解得

$$X = \frac{\frac{F_0}{m}}{\sqrt{(\frac{k}{m} - \omega^2)^2 + \frac{c^2 \omega^2}{m^2}}} = \frac{F_0}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + c^2 \omega^2}}$$

从分析结果可得,当压电振子和施加的交流电压保持一定时,阀体上任一点的弯曲变形量 X 与结构刚度 k 、质量 m 以及阻尼 c 相关。当质量变化不大,忽略阻尼时,弯曲变形量 X 取决于刚度大小。当刚度 k 过大时,弯曲变形量 X 很小,阀体可能无法开启;刚度过小时,阀的变形很大,容易造成阀体边缘卷皱,也可能使泵无法正常工作。

在工作频率方面,由于阀体的材质为高分子弹性体,存在着结构阻尼,不能直接使用刚体的固有频率计算。但定性可知,质量变化不大时,阀体刚度越大,谐振频率也会越高。

综上可得,阀体的刚度与质量取决于阀的结构参数以及材料类型。同时结构刚度 k 和质量 m 对位移变形量 X 以及其谐振频率也产生重要的影响并共同决定泵的工作输出。为了证明相关的理论分析,下面将进行实验验证。

3 实验研究

为了研究锥壳形阀的结构参数与材料类型对泵工作输出的影响,分别设计了 3 组实验。第 1 组:内锥形高度 h 的影响;第 2 组:内外锥角的影响;第 3 组:材料属性的影响。实验样泵如图 4 所示。

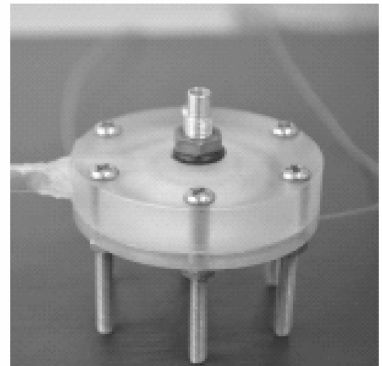


图 4 实验所用样泵

Fig. 4 The pump that used in the experiment

3.1 内锥形高度 h 的影响

实验中设计了三种结构形状(编号 A, B, C)的阀体,如表 1 所示。采用的压电振子外径为

27 mm,陶瓷直径为 20 mm,陶瓷厚度为 0.2 mm,压电振子总厚度为 0.45 mm,施加电压的峰值为 220 V。实验结果如图 5 所示。

表 1 A,B,C 三组锥壳形阀的主要结构参数

Tab. 1 Main structure parameters of the three groups of the conical shell valve of A,B,C

参数	A	B	C
$\theta_1 / (^\circ)$	20	20	20
$\theta_2 / (^\circ)$	30	30	30
h / mm	1.0	1.5	2.0

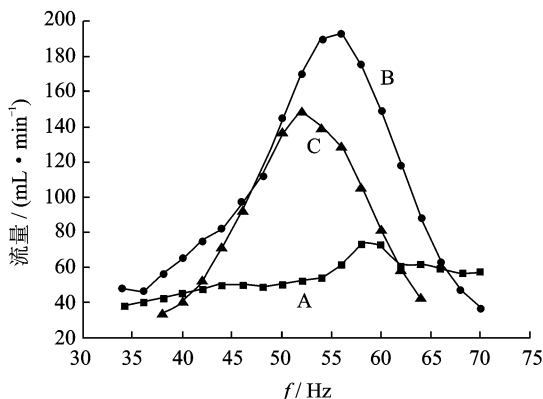


图 5 A,B,C 三阀的实验结果

Fig. 5 Experiment results by using A,B,C valves

从图 5 中可以看出,在其他结构参数一定时,随着 h 的增大,泵的工作频率不断减小,流量则呈非线性变化。这是因为,当 h 增大时,阀体刚度减小且相对质量变化更为剧烈,泵的工作频率减小;另外,当 h 较小时(比如 A 阀),阀体刚度过大造成阀体变形较小,影响了阀体的正常开启,进而造成流量的锐减。

3.2 内外锥角的影响

实验中,分别加工两组内锥角不同的阀体。内锥形高度 h 均为 1.5 mm,锥角大小如表 2 所示。实验结果如图 7 所示。

表 2 不同锥角的两组锥壳形阀

Tab. 2 Two groups of valve by using different cone angle

参数	C	D
$\theta_1 / (^\circ)$	20	15
$\theta_2 / (^\circ)$	30	30

从图 7 中可以发现,当锥角差($\theta_2 - \theta_1$)增大时,

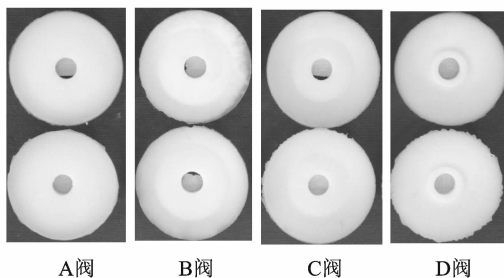


图 6 四组锥壳形阀实物图

Fig. 6 Physical figure of the four groups conical shell valve

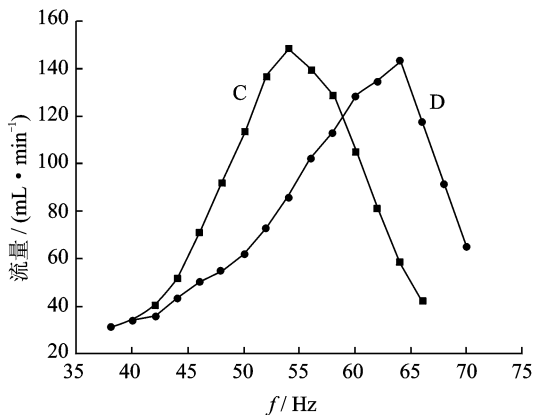


图 7 采用不同锥角锥壳形阀的实验结果

Fig. 7 Experiment result by using different cone angle

泵的工作频率增大,但流量变化不明显。这是因为,随着锥角差的增大,阀体质量有所增加,但阀体刚度增加相对更加剧烈,泵的工作频率升高。同时,阀体刚度增大又造成阀体位移变形量的减小,阀体张开程度减小,影响了泵的流量,出现泵工作频率增加但流量变化不大的情况。

3.3 材料属性的影响

实验中,分别采用两种高分子材料 a(PP), b(LDPE)来制作阀体,材料属性如表 3 所示。选取 A,C 两种阀体进行实验,实验结果如图 8,9 所示。

表 3 两组不同材料的主要参数

Tab. 3 Main parameters of the two groups of different materials

属性	a	b
密度/ ($\text{g} \cdot \text{cm}^{-3}$)	0.91	0.91~0.92
弹性模量/ GPA	1.32~1.42	0.15~0.25

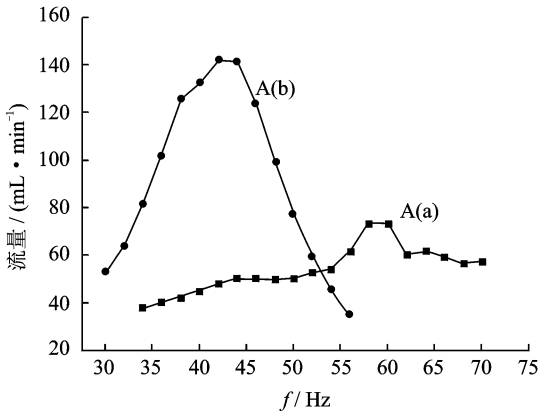


图 8 分别采用 a,b 材料时 A 阀的实验结果
Fig. 8 Experiment result by using valve “A” which made from “a” “b” materials

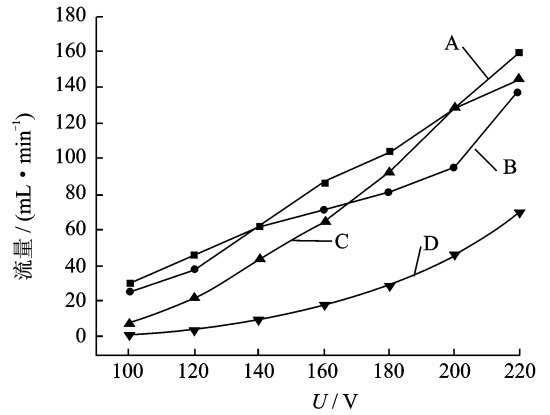


图 10 采用不同阀体时流量与电压的关系图
Fig. 10 Diagram of the flow rate and the voltage by using different valve

不断提高并呈线性关系。这是因为当电压升高时,压电振子的变形量线性增加,泵腔的容积变化量线性增加。工作频率一定,一个工作周期中,运送的液体体积增加量也将是线性的。

4 结束语

本研究主要工作是对单锥壳形阀压电泵的结构进行整体设计,阐述了泵的工作原理,理论分析了锥壳形阀在工作过程中的受力及变形情况,得到了阀体结构参数、材料属性对其工作输出的影响关系式。在此基础上,设计加工了不同结构及材料类型的锥壳形阀来进行相应的实验验证。实验结果表明,相应分析具有一定的参考价值,即通过改变锥壳形阀的结构及材料类型可以实现对工作输出的调节。

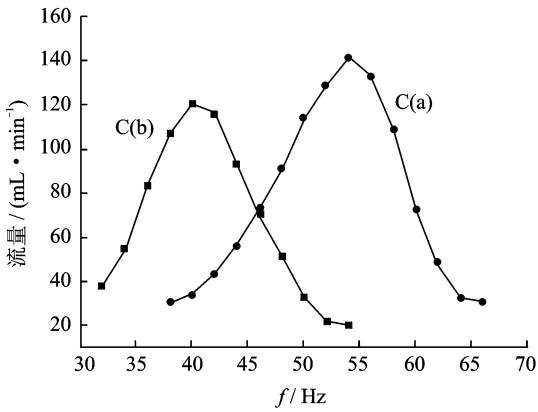


图 9 分别采用 a,b 材料时 C 阀的实验结果
Fig. 9 Experiment result by using valve “C” which made from “a” “b” materials

由图 8,9 可知,阀体的材料类型对泵输出性能影响很大,特别是对泵的工作频率有显著影响,当材料的密度变化不大时,弹性模量越大其工作频率也越高;反之,工作频率降低。这是因为,材料弹性模量越大,阀体抵抗变形能力越强(即刚度越大),工作频率升高。由此可见,当结构设计参数易造成刚度较大时(如 A 阀),选择弹性模量较小的材料来制作阀体有利于提高泵的输出流量。

3.4 泵工作流量与电压的关系

对采用同一种材料但不同结构的阀体进行实验,实验结果如图 10 所示。

由图可知,对于采用不同阀体的样泵,在谐振频率点工作时,随着电压的不断增大,泵的输出流量将

参 考 文 献

[1] Zhun Q Z E. Pump of using double vibrators [N]. Japanese public chartered bulletin, ZHAO 57-137671. (in Japanese)

[2] 阚君武,吴一辉,杨志刚,等. 悬臂梁微型阀特性研究 [J]. 哈尔滨工业大学学报, 2005, 37(2): 190-193. Kan Junwu, Wu Yihui, Yang Zhigang, et al. Study on the performance of micro-cantilever valve [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2005, 37(2): 190-193. (in Chinese)

[3] 黄毅,成伟,张建辉,等. 非对称坡面腔底无阀压电泵流场分析 [J]. 振动、测试与诊断, 2010, 30(3): 295-299. Huang Yi, Cheng Wei, Zhang Jianhui, et al. Analysis

- of flow field of piezoelectric pump with unsymmetrical slopes element[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2010, 30(3):295-299. (in Chinese)
- [4] 胡笑奇, 张建辉, 黄毅. 仿尾鳍压电双晶片无阀压电泵的模拟与实验[J]. *振动、测试与诊断*, 2011, 31(2): 193-197.
Hu Xiaoqi, Zhang Jianhui, Huang Yi. Simulation and design of caudal-fin-type valveless pump driven by piezoelectric bimorphs [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2011, 31(2):193-197. (in Chinese)
- [5] 胡笑奇, 张建辉, 黄毅, 等. 一种仿生型无阀压电泵[J]. *振动、测试与诊断*, 2012, 32(S):132-135.
Hu Xiaoqi, Zhang Jianhui, Huang Yi, et al. Bionic valveless piezoelectric pump[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2012, 32(S):132-135. (in Chinese)
- [6] 张建辉, 王大康, 王守印, 等. 压电泵的研究—泵阀滞后性[J]. *机械工程学报*, 2003, 39(5):107-110.
Zhang Jianhui, Wang Dakang, Wang Shouyin, et al. Research on piezoelectric pump-lagging of valve[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2003, 39(5): 107-110. (in Chinese)
- [7] Li Bo, Chen Quanfang. Development of large flow rate, robust, passive micro check valves for compact piezoelectricity actuated pumps[J]. *Sensors and Actuators A*, 2005, 117(3):325-330.
- [8] 李鹏, 程光明, 董景石, 等. 电磁驱动主动阀压电泵的设计及其性能[J]. *吉林大学学报:工学版*, 2008, 38(S): 111-114.
Li Peng, Cheng Guangming, Dong Jingshi, et al. Piezoelectric pump with active electromagnetic driven valve[J]. *Journal of Jilin University: Engineering and Technology Edition*, 2008, 38(S):111-114. (in Chinese)
- [9] 张建辉, 郭宗信, 黄毅, 等. 内外不等锥度的软质锥壳形单向阀压电泵的原理与试验研究[J]. *机械工程学报*, 2009, 45(24):143-149.
Zhang Jianhui, Guo Zongxin, Huang Yi, et al. Theory and experiment on the soft texture and conning shaped single valve piezoelectric pump with different interior and exterior taper[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2009, 45(24):143-149. (in Chinese)
- [10] 刘鸿文. *材料力学*[M]. 4版. 北京:高等教育出版社, 2004:176-197.



第一作者简介: 张建辉, 男, 1963年4月生, 博士、教授、博士研究生导师。主要研究方向为机械设计及理论和压电作动器。曾发表《“Y”形流管无阀压电泵流量及流管流阻特性分析》(《机械工程学报》2007年第43卷第11期)等论文。
E-mail: zhangjh@nuaa.edu.cn