

文章编号 1004-924X(2006)04-0001-04

# 压电振子及流体对泵近场噪声的影响

张建辉<sup>1</sup>, 路计庄<sup>1</sup>, 夏齐霄<sup>2</sup>, 王守印<sup>3</sup>

- (1. 北京工业大学 机械工程及应用电子技术学院, 北京 100022;
2. 北京联合大学 机电学院, 北京 100020;
3. 中国科学院长春光学精密机械与物理研究所, 吉林 长春 130022)

**摘要:**研究了压电振子的弯曲振动形变及振动辐射噪声。首先建立压电泵压电振子振动方程, 导出弯曲振动形变函数; 提出用微平面活塞振动理论简化压电振子振动模型, 推导了近场声压理论计算方程及泵内流体对泵噪声贡献量方程; 最后把理论计算结果与试验结果进行比较分析, 分别得出在不同频率下压电振子及泵内流体对泵噪声贡献的大小。在输入频率为 50 Hz 时, 泵噪声的理论值为 45 dB, 实际值为 37 dB, 泵内流体对泵噪声的影响较大, 实际值与理论值的相对误差为 21.6%; 在输入频率为 120 Hz 时, 泵噪声的理论值为 61 dB, 实际值为 62 dB, 泵内流体对泵噪声的影响较小, 实际值与理论值的相对误差为 1.6%, 证明了本研究所提出理论的正确性。

**关键词:**压电泵; 振动; 噪声; 微平面活塞

**中图分类号:** TN384; TH38 **文献标识码:** A

## Influence piezoelectric vibrator and fluid on the close noise field of pump

ZHANG Jian-hui<sup>1</sup>, LU Ji-zhuang<sup>1</sup>, XIA Qi-xiao<sup>2</sup>, WANG Shou-yin<sup>3</sup>

- (1. *College of Mechanical Engineer & Applied Electronics Technology, Beijing University of Technology, Beijing 100022, China*; 2. *College of Mechanical & Electronic Engineer, Beijing Union University, Beijing 100020, China*; 3. *Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130022, China*)

**Abstract:** The flexural vibration deformation and vibration radiation noise of piezoelectric vibration were researched. The vibration equations were built to deduce the flexural vibration deformation functions. Then, the simplified vibration model of piezoelectric vibrator was introduced using vibration theories of micro-plane piston. Also, theoretical equation of sound pressure in close noise field and noise contribution equation of fluid in pump were deduced. Finally, with comparison of the theoretical calculation and experimental testing, the results show that. the theoretical noise level of pump is 45 dB and the actual noise level is 37 dB When the input frequency is 50Hz. Under this frequency, the fluid in the pump exerts great influence on the pump noise, and the relative error between the testing value and theoretical calculation is 21.6%. The theoretical noise level is 61 dB and the actual noise level is 62 dB, when the input frequency is 120 Hz. In this case, fluid exerts little influence on the pump

收稿日期: 2005-07-22; 修订日期: 2006-08-18.

基金项目: 国家自然科学基金(No. 50575007); 北京市教育委员会科技发展计划(No. KM-200510005014)。

noise, and the relative error between the testing value and theoretical calculation is 1.6%. It is concluded that contribution quantities of piezoelectric vibrator and fluid in pump under different frequencies are obtained, which proves that the theory introduced by this research agrees with the experimental results well.

**Key words:** piezoelectric pump; vibration; noise; micro-plane piston

## 1 引言

压电泵是一种利用具有逆压电效应的压电陶瓷作为动力源的新型泵,其特点是机电转化率高、构造简单、控制方便。特别是无阀压电泵,因其可以进一步向微型化、集成化(MEMS)方向发展,所以除可代替小型往复式泵外,还可用于微小流体机械领域;同时,因其无电磁干扰与环境污染,故在医疗、保健、卫生等领域也有很好的应用前景<sup>[1-4]</sup>。

压电泵采用压电振子作动力源,压电振子的振动必然会产生并辐射噪声<sup>[5]</sup>。因压电振子振动量有限<sup>[6]</sup>,故其产生噪声的远场特性对压电泵的影响不大,对其产生重大影响的是压电泵的近场噪声特性。但迄今,对压电泵这方面的研究并不深入,除简化理论模型<sup>[7]</sup>和振动解析<sup>[8]</sup>外,仅仅在利用压电振子振动量来计算声压方面进行了研究<sup>[9]</sup>。

本文将首先根据压电泵工作时压电振子的受力情况,建立压电振子的弯曲振动微分方程,导出弯曲振动形变方程;然后,用微平面活塞振动理论对压电振子振动模型简化,推出压电振子振动噪声声压计算方程泵内流体对泵噪声贡献量方程;最后,通过该理论计算声压级,并将理论计算数值与测试结果进行比较,分析压电振子及泵内流体对泵噪声的影响。

## 2 压电泵与压电振子

压电泵分为有阀压电泵和无阀压电泵,图 1 为有阀压电泵。图 2 为圆锥形流管无阀压电泵<sup>[6,10]</sup>。图 3 为压电振子结构图,其由压电陶瓷片和金属放大片粘结在一起,组成一整体。图 4 为其工作原理:当施加在压电振子的电压方向与压电振子的极化方向相同时,压电振子会沿径向

延伸;电压方向与压电振子的极化方向相反时,压电振子会收缩,又因压电振子周围固定,所以压电振子径向变形受阻从而产生轴向弯曲变形,所以压电陶瓷片和金属放大片接反向电极时振子会沿轴向产生变形。当驱动电源是一定频率交流电时,振子就会在轴向形成周期性的变形振动,将电能转化为变形机械能,从而驱动泵腔内流体的流动。

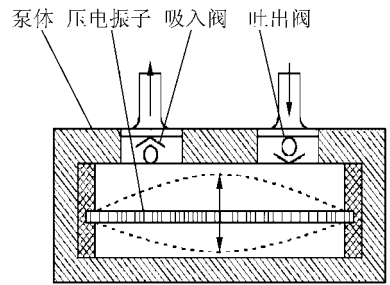
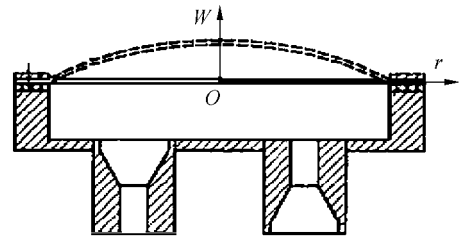


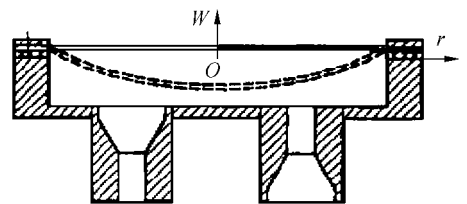
图 1 有阀压电泵

Fig. 1 Valve piezoelectric pump



(a) 吸入过程

(a) Sucking processing



(b) 吐出过程

(b) Draining processing

图 2 圆锥形流管无阀压电泵

Fig. 2 Valve-less piezoelectric pump with nozzle/diffuser-elements

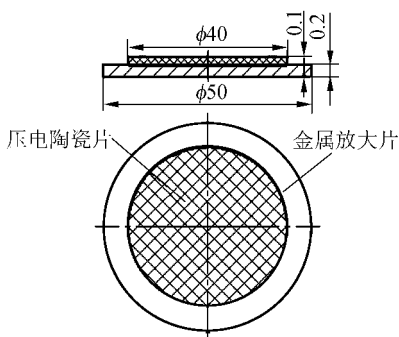


图 3 压电振子结构图

Fig. 3 Structure diagram of piezoelectric vibrator

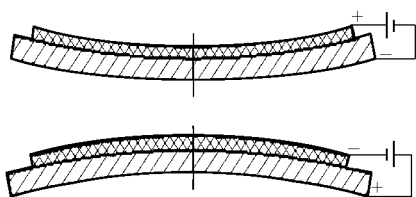


图 4 压电振子工作原理示意图

Fig. 4 Working principle diagram of piezoelectric vibrator

### 3 压电振子弯曲振动分析

压电泵的压电振子周围固定,如图 5 所示,

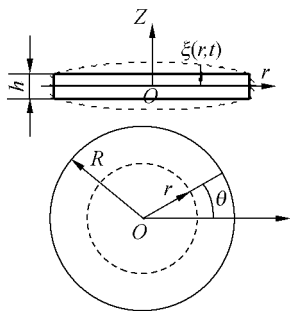


图 5 压电振子弯曲振动简图

Fig. 5 Flexural vibration diagram of piezoelectric vibrator

当在压电振子上施加交流电时,压电振子径向变形受阻从而产生弯曲变形,施加电压与径向压电应力关系为<sup>[8]</sup>:

$$\sigma_r = k_c / (1 - \mu) \times d_{31} \times (V/h), \quad (1)$$

式中: $\sigma_r$ 、 $d_{31}$ —径向应力和压电振子压电常数;

$k_c$ 、 $\mu$ —压电振子的弹性系数和泊松比;

$h$ —压电振子的厚度;

$V$ —施加的交流电压,  $V = V_0 e^{j\omega t}$  ( $\omega = 2\pi f$ )。

$\sigma_r$  是压电振子沿径向周期性变化的压电应力,由上公式可以算出压电振子径向压电应力的大小,但对压电振子在  $Z$  方向振动力分析时不考虑。

压电泵工作时,腔内压强周期性的变化及腔内的流体必然会对压电振子产生  $Z$  方向周期性的力作用,称之为振动阻力,因压电振子振动位移很小,故认为振动阻力在整个压电振子面上分布均匀,其表示为  $q = q_0 e^{j\omega t}$ 。考虑到压电振子受力对称性,所以当稳态振动时,压电振子的弯曲振动形变和振幅分布必然是以中心对称,由于压电振子自身重力作用只产生静形变,故在压电振子弯曲振动形变分析时不予考虑。图 5 设压电振子圆周固定时振动形变函数为  $\zeta(r, t)$ , 压电振子弯曲振动微分方程为<sup>[7]</sup>:

$$\Delta \Delta \zeta + \frac{1}{\gamma^2} \frac{\partial^2 \zeta}{\partial t^2} = \frac{q}{D}, \quad (2)$$

式中: $\Delta = \nabla^2$ —拉普拉斯算子;  $q = q_0 e^{j\omega t}$ ;  $D = Eh^3 / [12(1 - \mu^2)]$ ;  $\gamma = \sqrt{D/\rho_0}$ ,  $\rho_0$ —压电振子单位面积的质量,其大小为  $\rho_0 = h\rho_1$ ;  $h$ —压电振子的厚度;  $\rho_1$ —压电振子的密度;  $E$ 、 $\mu$ —杨氏模量和泊松比。将这些量代入式(2)可以得到:

$$\gamma^2 \Delta \Delta \zeta + \frac{\partial^2 \zeta}{\partial t^2} = \frac{q_0}{\rho_0} \cos \omega t, \quad (3)$$

此振动微分方程的解为:

$$\zeta(r, t) = Z(r) \cos \omega t, \quad (4)$$

式中: $Z(r)$ 为振幅分布函数,可表示成:

$$Z(r) = A_0 [G(r) - G(R)], \quad (5)$$

常数

$$A_0 = \frac{q_0}{\omega^2 h \rho_1} \cdot \frac{1}{G(R)}, \quad (6)$$

$$G(r) = I_1 \left( \sqrt{\frac{\omega}{r}} R \right) J_0 \left( \sqrt{\frac{\omega}{r}} r \right) +$$

$$J_1 \left( \sqrt{\frac{\omega}{r}} R \right) I_0 \left( \sqrt{\frac{\omega}{r}} r \right), \quad (7)$$

其中: $I_n(\beta) = \sum_{k=0}^{\infty} \frac{(\beta/2)^{n+2k}}{k!(k+n)!}$ ,  $I_0(\sqrt{\frac{\omega}{r}} r)$ 、 $I_1(\sqrt{\frac{\omega}{r}} r)$  分别是  $I_n(\sqrt{\frac{\omega}{r}} r)$  在  $n=0$  和  $I_n(\sqrt{\frac{\omega}{r}} R)$  在  $n=1$  时的值;  $J_0$ 、 $J_1$  分别为 0 阶贝塞耳函数和 1 阶贝塞耳函数,其表示为

$$J_0(x) = 1 - \frac{x^2}{2^2} + \frac{x^4}{2^2 \times 4^2} - \frac{x^6}{2^2 \times 4^2 \times 6^2} + \dots$$

$$J_1(x) = \frac{x}{2} - \frac{2x^3}{2 \times 4^2} + \frac{3x^5}{2 \times 4^2 \times 6^2} + \dots$$

将式(5)、(6)代入形变函数(4)可以得到压电振子圆周固定时的弯曲形变函数为:

$$\zeta(r, t) = \frac{q_0}{\omega^2 h \rho_1} \times \frac{1}{G(r)} [G(r) - G(R)] \cos \omega t, \quad (8)$$

$q_0$  是振动阻力幅值, 一般由实验测出, 由式(8)可以得出压电振子弯曲振动形变。

## 4 压电振子振动噪声分析模型及振动噪声

因压电振子振动中心对称, 可将压电振子分成若干个同心圆环, 每个圆环的宽度很小, 从而认为在这个圆环上每一个点的振动状态完全相同, 相当于平面活塞振动; 在这圆环上面取一个微面积元, 此微面积元振动产生的声压同微平面活塞振动产生的声压计算类似, 故可计算出由此微面积元振动在空间某点产生的声压, 进而可以推出圆环面振动产生的声压和整个振子振动产生的声压。

把整个压电振子分成  $n$  个同心圆环, 并保证每个圆环的面积近似相等, 这样可得到每一个圆环的宽度。压电振子的半径为  $R$ , 其中第  $i$  个圆环如图 6 所示,  $A$  点为测音压点, 为便于分析, 坐标系建立如下: 轴重叠于振子中心轴, 使  $Oz$ 、 $Ox$  轴与测点  $A$  在同一个平面内, 并使  $Oy$ 、 $Ox$  轴与振子表面共面。圆环的宽度为  $b_i$ , 半径为  $r_i$ , 测点  $A$  的坐标为  $A(l, a)$ , 其垂直高度  $h$  和水平  $Ox$  轴上投影长  $e$  分别为:

$$h = l \cos \alpha, e = l \sin \alpha, \quad (9)$$

圆环上微面积元  $ds$  到测点  $A$  及其水平投影点  $B$  的距离分别为  $r$ 、 $c$ ,  $\theta$  是  $ds$  半径与  $Ox$  轴夹角, 根据图 6 几何关系得:

$$c^2 = r_i^2 + e^2 - 2r_i e \cos \theta, \quad (10)$$

$$r^2 = h^2 + c^2, \quad (11)$$

$$\left. \begin{aligned} m &= l^2 + r_i^2 \\ n &= 2r_i l \sin \alpha \end{aligned} \right\}, \quad (12)$$

将式(9)、(10)和(12)带入式(11)得:

$$r = \sqrt{m - n \cos \theta}, \quad (13)$$

把微面积元  $ds$  放大成图 7 所示, 求出微面积  $ds$

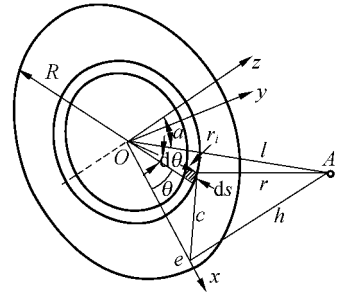


图 6 分割压电振子的第  $i$  个圆环元素

Fig. 6 Divided annulus element  $i$  of the vibrator

的值:

$$ds = r_i b_i d\theta, \quad (14)$$

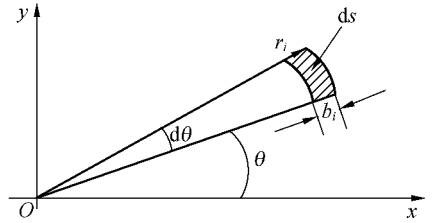


图 7 圆环上的微面积元  $ds$

Fig. 7 Micro-area element  $ds$  on the annulus  $i$

微面积元  $ds$  在  $A$  点产生的音压  $dp$  为:

$$dp = \frac{j\rho ck}{2\pi r} u_{im} e^{j\omega t} ds e^{-jkr}, \quad (15)$$

式中:  $\rho$ —空气密度;

$c$ —声音在空气中的声速;

$\omega$ —振动角频率, 大小为  $\omega = 2\pi f$  ( $f$  驱动电压频率);

$k$ —为波数, 其大小为  $k = \omega/c$ ;

$u_{im}$ —微面积元  $ds$  振速  $u_i$  的幅值;

微面积元  $ds$  的振动方程可表示为:

$$u_i = u_{im} e^{j\omega t}, \quad (16)$$

式中  $u_i$ 、 $u_{im}$  又可认为是第  $i$  个环面的瞬时振速和振速幅值(因为环面上各点振动情况认为相同)。因各环面的振幅可由式(8)计算或实验仪器易测, 且振幅很小, 为了便于计算每个环面上振速  $u_i$ , 可用各环面的平均振速  $\bar{u}_i$  来替代  $u_i$  进行计算, 第  $i$  个环面的平均振速可表示为:

$$\bar{u}_i = 4f A_{i,m}, \quad (17)$$

式中  $A_{i,m}$  为环面的振幅, 第  $i$  个环面在  $A$  点处产生的音压为:

$$p_i(l, \alpha) = \iint \frac{j\rho ck}{2\pi r} u_{im} e^{j\omega t} e^{-jkr} ds, \quad (18)$$

将式(13)、(14)、(15)和(17)带入上式得:

$$p_i(l, \alpha) = \frac{j\rho cr_i b_i k}{2\pi} u_i \int_0^{2\pi} \frac{e^{-jk\sqrt{m-n}\cos\theta}}{\sqrt{m-n}\cos\theta} d\theta, \quad (19)$$

整个压电振子在点 A 处产生的声压可以表示为:

$$p_1 = \sum_{i=1}^n p_i(l, \alpha), \quad (20)$$

$p_1$  是仅考虑压电振子振动所产生的噪声声压。因压电泵工作时产生的噪声不仅仅是由压电振子振动引起的,泵腔内流体流动及气穴等因素对泵工作时产生的噪声也有一定的影响。泵腔内流体流动及气穴等是由压电振子振动引起的,因此,这些因素对泵外任一处  $A(l, a)$ , 产生噪声的频率可设与压电振子振动噪声频率相同,并把这种影响称为泵内影响噪声,其大小设为:

$$p_2 = j p_c e^{j(\omega t + \varphi_c)} R_2(l, \alpha), \quad (21)$$

式中  $p_c$ 、 $\varphi_c$  分别为泵内影响噪声的幅值和初相位; $R_2(l, a)$ 是关于  $l, a$  的函数,其大小是由泵外侧点  $A(l, a)$  的位置决定。泵外  $A(l, a)$  处的总噪声可表示为:

$$p = p_1 + p_2, \quad (22)$$

由式(19)、(20)可计算出压电振子振动噪声声压  $p_1$ 。取  $p_1$ 、 $p$  的虚数部分  $\text{Im}(p_1)$  分别表示成  $P_1$  和  $P$ , 振子振动噪声的声压级  $L_{p_1}$  可由  $P_1$  和基准音压  $p_0(20\mu\text{Pa})$  来表示:

$$L_{p_1} = 20\lg\left(\frac{P_1}{p_0}\right), \quad (23)$$

设实验实测的噪声声压级为  $L_p$ , 其大小应为:

$$L_p = 20\lg\left(\frac{P}{p_0}\right), \quad (24)$$

由泵腔内流体流动及气穴等因素对泵外任一处  $A(l, a)$  噪声声压级的贡献量为:

$$\Delta L_p = L_p - L_{p_1} = 20\lg(P/P_1), \quad (25)$$

### 5 实验和理论计算

为证明上述理论的正确性,采用对有阀压电泵振动放射噪声测量的装置和实验数据,实验装置如图 8 所示,所用设备主要有高频敏感噪声传感器(RION NA-20)、激光测振传感器(KEYENCE LK-030)及计算机等<sup>[9]</sup>。

该试验压电振子的半径  $R$  为 25 mm,驱动电源的频率分别为 50~120 Hz;噪声传感器位于振子几何中轴上方 30 mm 处,即测点位置是  $A(30, 0)$ ,激光测振传感器测振子各环面振幅  $A_{i_m}$  ( $i =$

1, 2, 3, 4)。在进行理论计算时,将压电片分成等面积的  $n=4$  个同心圆环,每个圆环的宽度为  $b_i$  ( $i = 1, 2, 3, 4$ ),理论计算的主要参数及数值由表 1 给出。

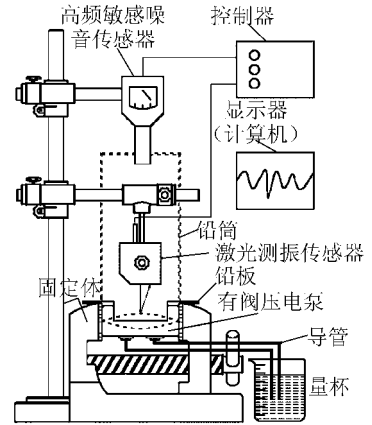


图 8 噪音测试装置

Fig. 8 Pump noise measuring instrument

图 9 是在输入电压频率为 120 Hz 时,压电泵在点  $A(30, 0)$  处的声压水平及压电振子振动变形随时间的变化曲线,图 9 上半部分是声压水平(纵坐标)随时间(横坐标)变化的曲线,下半部分是压电振子振动变形(纵坐标)随时间(横坐标)变化的曲线。

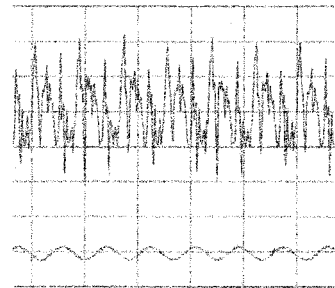


图 9 输入电压频率 120 Hz 时,压电泵噪声水平及压电振子振动形变随时间变化曲线

Fig. 9 Noise level curve and vibration deformation curve along with time, under frequency 120 Hz

表 1 理论计算主要参数及数值

Tab. 1 Theoretical calculating parameters and their value

参数	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$c$ (m/s)	$r_i$ (mm)	$b_i$ (mm)	$f$ (Hz)
数值	1.21	343	[12, 17, 21, 25]	[12, 5, 4, 4]	50-120
备注	温度在 20℃		$i=1-4$		

将上各参数带入式(13),计算出的在不同驱动频率  $f$  下的理论声压级与实验所测声压级由表 2 给出,比较可知,理论值与实验值相差量可由表 2 得出,相差部分就是泵腔内流体流动及气穴等因素所造成的影响,式(25)反映了流体流动及气穴等因素对泵工作噪声声压级贡献量的大小,由表 2 也可以表明此贡献量在低频时是负贡献,它使实际噪声声压级较理论值小;而在高频时是正贡献,使实际噪声声压级较理论值高;同时也表明,流体流动及气穴等因素对泵工作噪声声压级的贡献量在低频时较显著。从总体上看,试验值和理论值相差不大,基本上相吻合。

表 2 噪声的理论声压级与实验声压级

Tab. 2 Theoretical noise level and experimental noise level

$f/\text{Hz}$ (驱动频率)	$L_p/\text{dB}$ (实测值)	$L_{p1}/\text{dB}$ (理论值)	$\nabla L_p/\text{dB}$ (泵腔内流体流动及气穴等因素贡献量)
50	37	45	-8
60	42	49	-7
70	47	51	-4
80	50	54	-4
90	53	56	-3
100	66	60	6
110	63	60	3
120	62	61	1

## 6 结 论

1. 根据压电泵工作时压电振子受力情况,建立压电振子的弯曲振动微分方程,导出弯曲振动形变函数;

2. 用微平面活塞振动理论对压电振子振动模型进行简化,并依此模型推出压电振子振动噪声声压计算方程;

3. 通过理论计算,将理论结果与实验值相比较,最大误差在输入频率为 50 Hz 时,相对误差为 21.6%;最小误差在输入频率为 120 Hz 时,相对误差为 1.6%,其结果表明用微平面活塞振动理论计算的压电振子振动噪声声压级与实验实测压电泵噪声声压级基本上相吻合,从而证明用微平面活塞振动理论计算压电泵噪声声压级正确。

4. 理论上分析了泵腔内流体等因素对压电泵噪声的影响,并从实验得到此影响对压电泵噪声声压级的贡献量大小:在输入频率为 50 Hz 时,贡献量最大,为 -8 dB,在输入频率为 120 Hz 时,贡献量最小,为 1 dB。该项研究为以后深入研究压电泵振动噪声及泵内流体流动与压电振子的耦合影响打下了基础。

## 参考文献:

- [1] STEMME E, STEMME G. A valveless diffuser/nozzle-based fluid pump[J]. *Sensors and Actuators*, 1993, 39: 159-167.
- [2] 阚君武, 杨志刚, 程光明. 压电泵的现状与发展[J]. *光学 精密工程*, 2002, 10(6): 619-625.  
KAN J W, YANG ZH G, CHENG G M. Research on piezoelectric pump and its development[J]. *Optics and Precision Engineering*, 2002, 10(6): 619-625. (in Chinese)
- [3] 杨树臣, 程光明. 微型压电泵系统的设计研究[J]. *光学 精密工程*, 2005, 13(3): 318-323.  
YANG SH CH, CHENG G M. Design of piezoelectric micro-pump[J]. *Optics and Precision Engineering*, 2005, 13(3): 318-323. (in Chinese)
- [4] CHENG G M, SUZUKI K, HIROSE S, et al. A piezoelectric pump with new structure[C]. *The 76th JSME Fall Annual Meeting*. Senn Dai, 1998, 5: 247-248.
- [5] 陈西平, 杨志刚. 双弯曲振子型压电式管内移动机构的试验研究[J]. *压电与声光*, 2002, 24(4): 323-326.  
CHEN X P, YANG ZH G. Research on in-pipe locomotive mechanism using piezoelectric bicurved vibrators[J]. *Piezoelectrics & Acoustooptics*, 2002, 24(4): 323-326. (in Chinese)
- [6] 张建辉, 王大康. 压电泵的研究-泵阀滞后性[J]. *机械工程学报*, 2003, 39(5): 107-110.

- ZHANG J H, WANG D K. Research on piezoelectric pump-lagging of valve[J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2003,39(5):107-110. (in Chinese)
- [7] 牟影,张建辉. 压电泵振动放射噪声的理论模型[J]. *机械设计*, 2003,20:65-67.  
MOU Y, ZHANG J H. Theory model of vibration radiation noise of piezoelectric pump[J]. *Journal of Mechine Design*, 2003,20:65-67. (in Chinese)
- [8] 张建辉,王守印. 压电锥形流管无法泵的研究-振动解析及泵体容积变化量[J]. *压电与声光*, 1999,21(6):457-460.  
ZHANG J H, WANG SH Y. A study on a valveless, piezoelectric diffuser/nozzle-based fluid pump: analysis of vibration and the changed amount of the chamber volume[J]. *Piezoelectrics and Acoustooptics*, 1999,21(6):457-460. (in Chinese)
- [9] 张建辉,王大康,夏齐霄等. 压电泵振动放射噪声的研究[J]. *压电与声光*, 2005,27(1):37-39.  
ZHANG J H, WANG D K, XIA Q X, *et al.* The research on the vibration radiation noise of piezoelectric pump [J]. *Piezoelectrics& Acoustooptics*, 2005,27(1):37-39. (in Chinese)
- [10] 张建辉,王守印. 压电锥形流管无法泵的研究-气穴现象[J]. *压电与声光*, 2001,23(6):470-477.  
ZHANG J H, WANG SH Y. Study of gas porosity phenomenon of piezoelectric valveless diffuser/nozzle-based fluid pumps[J]. *Piezoelectrics& Acoustooptics*, 2001,23(6):470-477. (in Chinese)
- [11] 何祚镛,赵玉芬. 声学理论基础[M]. 北京:国防工业出版社,1981.  
HE Z Y, ZHAO Y F. *The basis of sound theory*[M]. Beijing:National Defence Industry Press,1981. (in Chinese)

作者简介:张建辉(1963—),男,日本国立山形大学工学博士,主要研究方向为压电元器件研究。