

基于附壁效应的无阀压电泵研究*

杨嵩¹ 袁寿其¹ 何秀华² 蔡盛川² 韦丹丹²

(1. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 镇江 212013; 2. 江苏大学能源与动力工程学院, 镇江 212013)

摘要: 提出一种基于附壁效应的无阀压电泵, 该泵利用附壁射流元件造成吸入过程和排出过程中进出口的流量差, 实现流体输送。首先通过动网格技术及数值模拟研究微泵的内部流场和外特性, 结果表明该无阀压电泵的容积效率 η 可以达到 0.5 以上, 高于传统扩散/收缩管无阀压电泵。然后讨论了平面锥管长度和两分流直管间凹劈面宽度对微泵性能的影响, 平面锥管长度 L_1 必须大于 $d \cot(\theta/2)$, 当 $c_2/c_1 = 1$ 时 $L_1/d = 9$ 的微泵在零输出压力下流量最大; 不同输出压力和 c_2/c_1 的微泵流量对比表明凹劈面宽度越宽微泵输出压力性能越佳, 但是在低输出压力下微泵随着凹劈面宽度的增加其容积效率降低。最后应用响应面方法对平面锥管长度和凹劈面宽度进行优化, 结果表明当输出压力为 5 kPa 时, 最优的参数选取范围为 $4 \leq L_1/d \leq 5$, $0.75 \leq c_2/c_1 \leq 0.85$, 当 $L_1/d = 4.3$, $c_2/c_1 = 0.80$ 时 η 达到最大, 为 0.323。其数值模拟为 0.317, 相差 1.89%。

关键词: 无阀压电泵 附壁效应 数值模拟 响应面

中图分类号: TH38; TN384 **文献标识码:** A **文章编号:** 1000-1298(2014)11-0343-06

引言

压电泵作为一种微流体系统的驱动元件, 在微化学分析系统^[1]、微药物输送系统^[2]、便携燃料电池^[3]和仿生系统^[4]等领域有广泛的应用前景。

无阀压电泵没有可动阀结构, 具有结构简单、易于加工和良好的通过能力等优点^[5]。最早提出的无阀压电泵是扩散/收缩管无阀压电泵^[6-7]。这也是研究最为广泛的无阀压电泵类型。其他无阀压电泵用流管有 TESLA 管^[8]、漩涡管^[9]、Y 型管^[10]、三通扩散/收缩管^[11]等。这些流管都是基于两个方向流动流阻不同的原理。然而由于这些流管两个方向流动流阻差异不大, 造成这种类型的无阀压电泵流量较低。

为了提高无阀压电泵的性能, 提出一种基于附壁效应的无阀压电泵。通过数值模拟方法及动网格技术研究微泵的内部流场和外特性, 讨论结构参数对微泵性能的影响, 并对结构参数进行响应面优化。

1 微泵结构与原理

无阀压电泵结构如图 1a 所示, 由泵体、泵盖和压电振子组成。在泵体上加工有泵腔、附壁射流元件、进(出)口腔; 泵盖上加工有进(出)口。泵体可

以通过 MEMS 加工技术用硅、PMMA 等材料制作, 然后与泵盖键合或粘合。

附壁射流元件结构如图 1b 所示, 是由 1 个平面锥管和 2 个分流直管组成的三通结构。泵腔与平面

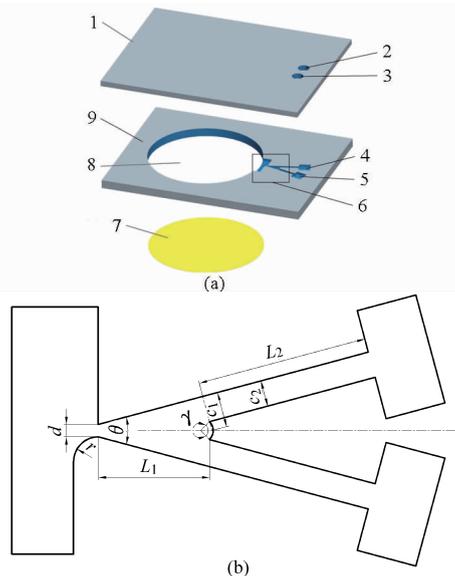


图 1 微泵及附壁射流元件结构示意图

Fig. 1 Structure of micropump

(a) 无阀压电泵 (b) 附壁射流元件

1. 泵盖 2. 进口 3. 出口 4. 进口腔 5. 出口腔 6. 附壁射流元件 7. 压电振子 8. 泵腔 9. 泵体

收稿日期: 2013-10-28 修回日期: 2013-12-06

* 国家自然科学基金资助项目(51276082)和江苏高校优势学科建设工程资助项目

作者简介: 杨嵩, 博士生, 主要从事压电泵及其内部流动研究, E-mail: yangmiaohao@126.com

通讯作者: 何秀华, 教授, 主要从事流体机械内部流动研究, E-mail: xiuhua.he@ujs.edu.cn

锥管连接的一侧为圆角过渡,另一侧为尖角连接。两个分流直管间存在一个圆弧凹劈。附壁射流元件的主要结构参数包括:平面锥管最小通道宽度 d ,圆角半径 r ,平面锥管长度 L_1 ,平面锥管角度 θ ,分流直管宽度与一半平面锥管最大宽度的比值 c_2/c_1 (一半平面锥管最大宽度 c_1 为 $\tan(\theta/2) + d/2$),圆弧凹劈圆心角 γ ,分流直管长度 L_2 。附壁射流元件和进(出)口腔深度相同。

微泵的一个工作周期包括排出过程和吸入过程。当压电振子向泵腔方向位移时,流体被排出泵腔并进入附壁射流元件,该过程为排出过程,其附壁射流元件内的流动如图 2a 所示。由于射流喷口处采用一侧圆角过渡另一侧尖角连接的不对称结构,造成两侧的压力差异,根据附壁响应原理,射流的方向在很短时间内发生偏转并附在由圆角过渡的一侧壁面上,所以泵腔内排出的流体全部经该侧分流直管流向出口,其流量为 $q_{c,e}$;而且由于射流在平面锥管内产生漩涡卷吸,一部分流体由进口被卷吸进锥管并流向出口,其流量为 $q_{in,e}$ 。所以排出过程中出口流量为

$$q_{out,e} = q_{c,e} + q_{in,e} \quad (1)$$

当压电振子向远离泵腔方向位移时,流体由进出口被吸入泵腔,该过程为吸入过程,其附壁射流元件内的流动如图 2b 所示。由于平面锥管和 2 个分流直管组成的三通管为对称结构,所以分别由进口和出口流入的流量相同,即 $q_{out,s} = q_{in,s}$,吸入过程由出口流入的流量为

$$q_{out,s} = q_{c,s} - q_{in,s} = \frac{1}{2}q_{c,s} \quad (2)$$

定义微泵的容积效率 η 为泵送流量与泵腔体积变形量之比,则

$$\eta = \frac{\int_0^T q_{out} dt}{\int_0^{T/2} q_c dt} = \frac{\int_0^{T/2} q_{out,e} dt - \int_0^{T/2} q_{out,s} dt}{\int_0^{T/2} q_c dt} \quad (3)$$

将式(1)、(2)代入式(3),得到

$$\eta = \frac{1}{2} + \frac{\int_0^{T/2} q_{in,e} dt}{\int_0^{T/2} q_c dt} \quad (4)$$

由式(3)可知应用附壁效应的无阀压电泵容积效率 η 可以达到 50% 以上。如果传统的扩散/收缩管无阀压电泵的要达到 50%,其扩散/收缩管的不同方向流阻比要达到 9^[12]。根据研究,雷诺数在 100 ~ 2 000 范围内,扩散/收缩管的不同方向流阻比最大约为 2 左右^[13],所以应用附壁效应的无阀压电泵的容积效率远高于扩散/收缩管无阀压电泵。

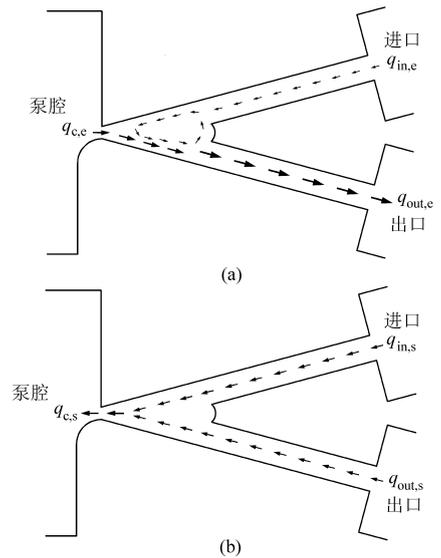


图 2 微泵运行原理图

Fig. 2 Principle of the micropump

(a) 排出过程 (b) 吸入过程

2 微泵的数值模拟

2.1 压电振子的模拟

应用动网格模拟压电振子的振动,通过压电振子振动模型设定动网格边界条件。压电泵通常使用圆形压电振子,如图 3 所示,包括压电陶瓷片、粘结剂层和弹性基板。 a 和 b 分别为压电陶瓷和弹性基板的半径, h_1 和 h_2 分别为压电陶瓷和弹性基板的厚度。压电振子采用周边固支方式。

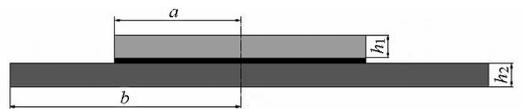


图 3 压电振子结构示意图

Fig. 3 Structure of piezoelectric actuator

Bu 等提出过一种压电振子位移模型^[14]。该模型忽略了粘结剂层(该层厚度相对很薄),为双层结构模型。将压电振子位移分为中心双层圆板和周边圆环板两部分计算。表达式为

$$\omega(x) = \begin{cases} \frac{M_0 \left[(b^2 - a^2)(a^2 - x^2) + a^2 \left(a^2 - 2b^2 \ln \frac{a}{b} - b^2 \right) \right]}{2 \{ D_{s2} [a^2(1 + \nu_2) + b^2(1 - \nu_2)] + D_e (b^2 - a^2)(1 + \nu_e) \}} & (0 \leq x \leq a) \\ \frac{M_0 a^2 \left(x^2 - 2b^2 \ln \frac{x}{b} - b^2 \right)}{2 \{ D_{s2} [a^2(1 + \nu_2) + b^2(1 - \nu_2)] + D_e (b^2 - a^2)(1 + \nu_e) \}} & (a < x \leq b) \end{cases} \quad (5)$$

其中

$$M_0 = D_e \frac{-d_{31} U}{\frac{h}{2} + \frac{2}{h} \left(\frac{1}{E_{11} h_1} + \frac{1}{E_2 h_2} \right) (D_{s1} + D_{s2})} \quad (6)$$

式中 M_0 ——加载在压电陶瓷层圆环边界的力矩
 D_{s1} ——压电陶瓷片的刚度
 D_{s2} ——弹性基板的刚度
 E_{11} ——压电陶瓷片的弹性模量
 E_2 ——弹性基板的弹性模量
 ν_2 ——弹性基板的泊松比
 D_e ——中心双层圆板的等效刚度
 ν_e ——中心双层圆板的泊松比
 d_{31} ——压电常数 U ——激励电压
 x ——压电振子的半径
 h ——压电振子的总厚度

对于动网格边界条件,压电振子最大位移 ω_{max} 的设定是已知的,所以式(5)转换为

$$\omega(x) = \begin{cases} \omega_{max} \left(1 + \frac{b^2 x^2 - a^2 x^2}{2a^2 b^2 \ln \frac{a}{b}} \right) & (0 \leq x \leq a) \\ \omega_{max} \frac{b^2 + 2b^2 \ln \frac{x}{b} - x^2}{2b^2 \ln \frac{a}{b}} & (a < x \leq b) \end{cases} \quad (7)$$

如果激励电压为正弦交流电压,则压电振子位移随周期变化的表达式为

$$\omega(x) = \begin{cases} \omega_{max} \left(1 + \frac{b^2 x^2 - a^2 x^2}{2a^2 b^2 \ln \frac{a}{b}} \right) \sin(2\pi ft) & (0 \leq x \leq a) \\ \omega_{max} \left(\frac{b^2 + 2b^2 \ln \frac{x}{b} - x^2}{2b^2 \ln \frac{a}{b}} \right) \sin(2\pi ft) & (a < x \leq b) \end{cases} \quad (8)$$

式中 f ——振动频率 t ——时间

2.2 流动模型及边界条件的设定

应用 CFD 软件 CFX 对微泵进行数值模拟,计算流动区域如图 4 所示。式(8)应用在中心圆面和圆环面以模拟振子振动。部分参数设置为 $a = 4.5 \text{ mm}$, $b = 5 \text{ mm}$, $d = 100 \text{ }\mu\text{m}$, $x = 200 \text{ }\mu\text{m}$, $\theta = 30^\circ$, $\gamma = 90^\circ$ 。附壁射流元件和进(出)口腔深度为 $100 \text{ }\mu\text{m}$, 网格划分使用六面体网格,单元数为 90 万。

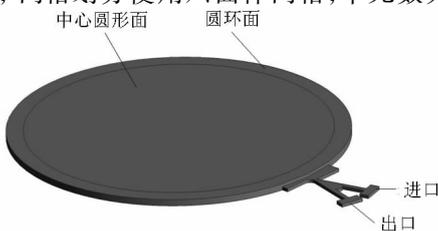


图 4 微泵的计算流动区域

Fig. 4 Computational domain of micropump

流体介质为水,黏度为 $1.01 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 。设振子最大位移 ω_{max} 为 $4.5 \text{ }\mu\text{m}$, 振动频率为 100 Hz 时,则喷口处最大雷诺数为 1 000, 根据文献[15]该流动为不可压缩湍流,所以使用 SST 湍流模型[16]。进出口设为压力边界条件,进口静压为零,出口静压为输出压力。

2.3 模拟结果及分析

取 $L_1/d = 9$, $c_2/c_1 = 0.75$, 零输出压力下一个周期内进出口瞬时流量如图 5 所示,不同时刻的附壁射流元件内速度矢量如图 6 所示。 $0 \sim 0.5T$ 为排出过程, $0.5T \sim 1.0T$ 为吸入过程。正流量表示流体流出微泵,负流量表示流体流入泵腔。可以看出排出过程中在 $0.1T$ 时进出口流量开始出现差异,射流已经发生附壁;随后进出口流量差异随着排出总流量的增减而相应的增减,而射流处于附壁状态直到吸入过程。吸入过程从 $0.6T$ 到 $1.0T$ 进出口流量基本相同。该微泵一个周期的输送流体体积和泵腔体积变化量分别为 $0.198 \text{ }\mu\text{L}$ 和 $0.333 \text{ }\mu\text{L}$,其容积效率为 59.5% ,泵送流量为 $1.19 \text{ mL}/\text{min}$ 。

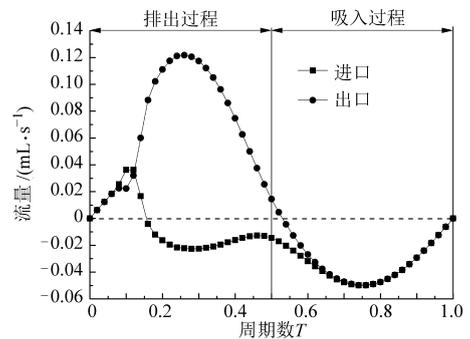


图 5 输出压力为零时一个周期内的进出口瞬时流量 ($L_1/d = 9$, $c_2/c_1 = 0.75$)

Fig. 5 Instantaneous flowrates of inlet and outlet in a cycle at zero pump pressure

3 结构参数对微泵性能的影响

平面锥管长度和两分流直管间凹劈面宽度对微泵性能的影响很大,需要对其进行研究。

3.1 平面锥管长度对微泵性能的影响

排出过程中流量达到最大时平面锥管内的速度矢量如图 7 所示。喷口附近射流完全附壁在一侧,只在锥管的另一侧产生漩涡,射流边界在射流核心区近似平行于锥管壁面,如图 7a 所示。为保证射流通过分流管,平面锥管长度 L_1 必须大于 $\cot(\theta/2)d = 1.87d$ 。而锥管长度过长会因为逆压力梯度造成射流在远处脱离壁面,如图 7b 所示。

零输出压力下不同 L_1/d 微泵的容积效率如图 8 所示。选取 $c_2/c_1 = 1$ 是为了减小分流直管流阻,使微泵在零输出压力下达到最大流量。结果表

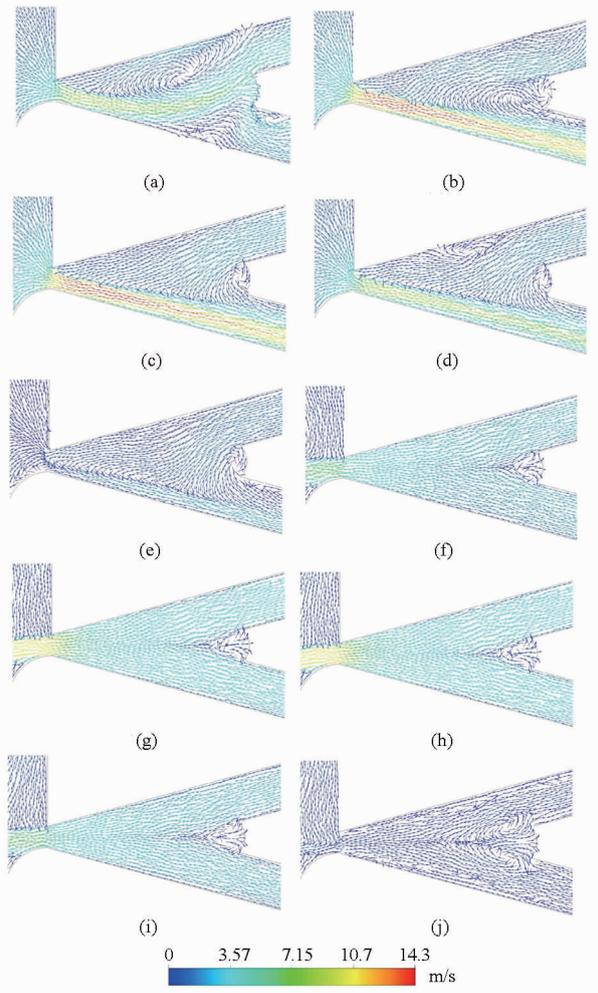


图6 一个周期内不同时间点的附壁射流元件内速度矢量图

Fig. 6 Velocity vectors in the Coanda jet at different time in a cycle

(a) 0.1T (b) 0.2T (c) 0.3T (d) 0.4T (e) 0.5T
(f) 0.6T (g) 0.7T (h) 0.8T (i) 0.9T (j) 1.0T

明:当 L_1/d 为 1.5 时由于射流不能完全通过分流管, $\eta < 0.5$; 当 L_1/d 升高到 9 时由于锥管漩涡卷吸面积的增大使得 η 达到 0.6; 而当 L_1/d 达到 12 时由于逆压力梯度的影响又造成 η 下降。

3.2 圆弧凹劈面宽度对微泵性能的影响

圆弧凹劈面宽度可由参数 c_2/c_1 确定。圆弧凹劈面的宽度随 c_2/c_1 的增加而减小, 当 c_2/c_1 为 1 时, 凹劈变为尖劈。选取 $L_1/d = 9$, 则输出压力为 0、5、10 kPa 时不同 c_2/c_1 微泵的容积效率如图 9 所示。结果表明: η 随着输出压力的上升呈现近似线性的下降, 且随着 c_2/c_1 的增加其下降率增大。 η 小于零表示流体从出口流向进口。输出压力为零时, c_2/c_1 越大其 η 越高, 输出压力为 10 kPa 时, c_2/c_1 越大其 η 越低。所以凹劈面宽度越宽微泵输出压力性能越好, 但是在低输出压力下微泵随着凹劈面宽度的增加其容积效率降低。

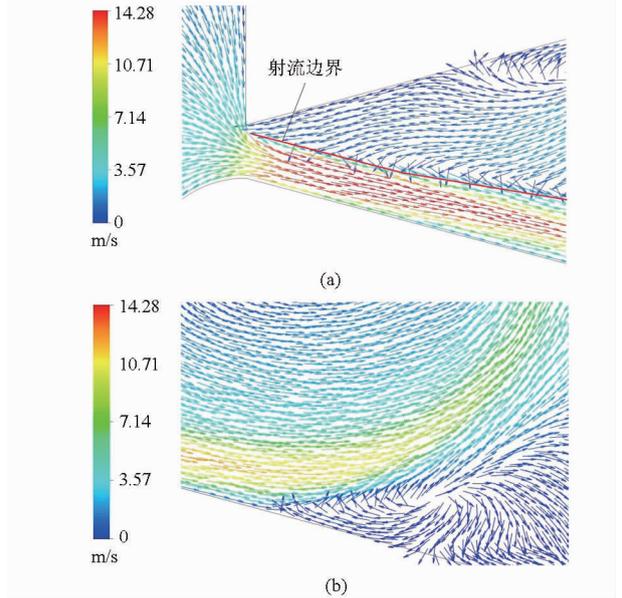


图7 流量最大时平面锥管内的速度矢量图

Fig. 7 Velocity vectors in flat cone tube when velocity reach the maximum in ejection process

(a) 靠近喷口的射流附着区域
(b) 远离喷口的射流脱离壁面区域

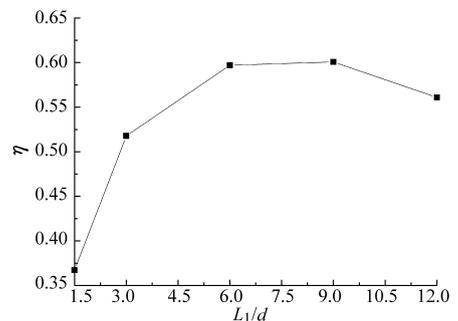


图8 输出压力为零时不同 L_1/d 微泵的容积效率变化曲线 ($c_2/c_1 = 1$)

Fig. 8 Volume efficiencies η with different L_1/d at zero pump pressure

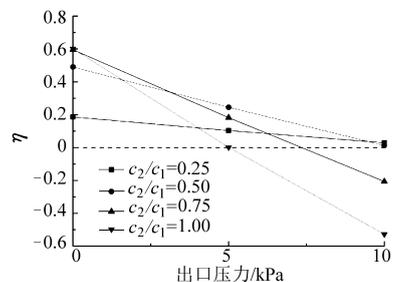


图9 不同输出压力时不同 c_2/c_1 微泵的容积效率变化曲线 ($L_1/d = 9$)

Fig. 9 Volume efficiencies η with different c_2/c_1 as pump pressures are 0, 5 and 10 kPa

设输出压力为 5 kPa, 一个周期内 $c_2/c_1 = 0.5$ 和 $c_2/c_1 = 1$ 的微泵出口瞬时流量对比如图 10 所示。结果表明只有在排出过程最大流量时 $c_2/c_1 = 1$ 的出口流量稍大于 $c_2/c_1 = 0.5$, 而在吸入过程和排出过

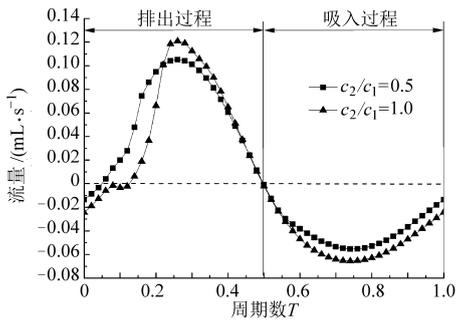


图 10 输出压力为 5 kPa 时一个周期内 $c_2/c_1 = 0.5$ 和 $c_2/c_1 = 1$ 的微泵出口瞬时流量对比 ($L_1/d = 9$)

Fig. 10 Comparison of instantaneous flowrates of outlet in a cycle as $c_2/c_1 = 0.5$ and $c_2/c_1 = 1$ under 5 kPa

程的前半段 $c_2/c_1 = 0.5$ 的出口流量大于 $c_2/c_1 = 1$ 。造成这种现象的原因是较低 c_2/c_1 使得分流直管宽度变窄,进而增大了分流直管流阻。在吸入过程中进口和出口流量可以表示为

$$q_{in,s} = A \sqrt{\frac{p_{in} - p_c}{\xi}} \quad (9)$$

$$q_{out,s} = A \sqrt{\frac{p_{out} - p_c}{\xi}} = A \sqrt{\frac{\Delta p + p_{in} - p_c}{\xi}} \quad (10)$$

式中 p_{in} ——进口压力 p_{out} ——出口压力

p_c ——平面锥管的压力

Δp ——输出压力

A, ξ ——分流直管的横截面积和压力系数

把式(9)、(10)代入式(2),得

$$q_{out,s} = q_{c,s} \frac{q_{out,s}}{q_{out,s} + q_{in,s}} = q_{c,s} \left(\frac{1}{1 + \sqrt{\frac{p_{in} - p_c}{\Delta p + p_{in} - p_c}}} \right) \quad (11)$$

式(11)表明输出压力 Δp 一定时,吸入过程中 $q_{out,s}$ 随着分流直管压力损失 $p_{in} - p_c$ 的增高而降低。即分流直管流阻的增大使从出口流入泵体的流量减少。

4 微泵结构参数的响应面优化

为了获得结构参数 L_1/d 和 c_2/c_1 的较佳选取范围,应用响应面方法(RSM)进行微泵的优化。首先优化设计选取的结构参数范围为 $1.5 \leq L_1/d \leq 7.5$, $0.25 \leq c_2/c_1 \leq 1$,选用的输出压力为 5 kPa。因为只有两个因素,选用全因子设计。 L_1/d 的水平数为 5,分别为 1.5、3.0、4.5、6.0、7.5; c_2/c_1 的水平数为 4,分别为 0.25、0.50、0.75、1.00; 试验点总数为 20 个。然后通过数值模拟得到微泵容积效率 η ,最后对 η 的分布进行线性回归并获得响应面。

二次、三次和四次方程分别被用于线性回归,复相关系数 R^2 分别为 0.855、0.976、0.998, F 检验的 P 值分别为 0.000 261、0.000 786、0.000 752。结果表明四次回归方程的 R^2 最高,且 F 检验显示方程非常显著 ($P < 0.01$)。所以使用四次回归方程建立响应面。

响应面结果如图 11 所示,可以看出输出压力为 5 kPa 时最优的参数选取范围为: $4 \leq L_1/d \leq 5$, $0.75 \leq c_2/c_1 \leq 0.85$,且 c_2/c_1 的选取随着 L_1/d 的增大而减小。响应面表明当 $L_1/d = 4.3$, $c_2/c_1 = 0.80$ 时 η 达到最大,为 0.323。选用该参数进行数值模拟, $\eta = 0.317$,相差 1.89%。

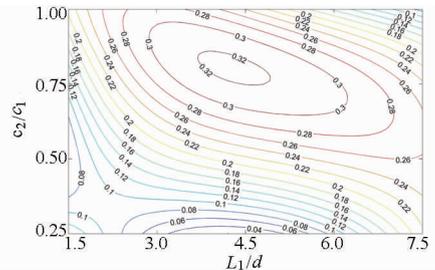


图 11 四次方程的响应面图

Fig. 11 Response surface for the quartic model

5 结论

(1) 提出一种基于附壁效应的无阀压电泵,该泵利用附壁射流元件造成吸入过程和排出过程中的进出口流量差,实现流体输送。分析了压电振子位移并通过数值模拟方法及动网格技术研究微泵的内部流场和外特性。结果表明无阀压电泵的容积效率高于传统扩散/收缩管无阀压电泵。

(2) 讨论了平面锥管长度和两分流直管间凹劈面宽度对微泵性能的影响。结果表明平面锥管长度 L_1 必须大于 $d \cot(\theta/2)$,且长度不能过长,否则会因为逆压力梯度造成射流在远处脱离壁面。当 $c_2/c_1 = 1$ 时, $L_1/d = 9$ 的微泵在零输出压力下流量最大, η 为 0.6。

(3) 不同输出压力和 c_2/c_1 的微泵流量对比表明凹劈面宽度越宽微泵输出压力性能越佳,但是在低输出压力下微泵随着凹劈面宽度的增加其容积效率降低。

(4) 最后应用响应面方法对平面锥管长度和凹劈面宽度进行优化,当输出压力为 5 kPa 时,最优的参数选取范围为 $4 \leq L_1/d \leq 5$, $0.75 \leq c_2/c_1 \leq 0.85$,当 $L_1/d = 4.3$, $c_2/c_1 = 0.80$ 时 η 达到最大,为 0.323。其数值模拟为 0.317,相差 1.89%。

参 考 文 献

- 1 van der Schoot B H, van den Berg A, Jeanneret S, et al. A miniaturized chemical analysis system using two silicon micro pumps [C]//1991 International Conference on Solid-state Sensors and Actuators, Digest of Technical Papers, TRANSDUCERS'91, 1991: 789 - 791.
- 2 Ma B, Liu S, Gan Z, et al. A PZT insulin pump integrated with a silicon microneedle array for transdermal drug delivery[J]. *Microfluidics and Nanofluidics*, 2006, 2(5): 417 - 423.
- 3 Zhang T, Wang Q M. Valveless piezoelectric micropump for fuel delivery in direct methanol fuel cell (DMFC) devices[J]. *Journal of Power Sources*, 2005, 140(1): 72 - 80.
- 4 Doll A, Heinrichs M, Goldschmidtboeing F, et al. A high performance bidirectional micropump for a novel artificial sphincter system[J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 2006, 130 - 131: 445 - 453.
- 5 Singhal V, Garimella S V, Raman A. Microscale pumping technologies for microchannel cooling systems[J]. *Applied Mechanics Reviews*, 2004, 57(3): 191 - 221.
- 6 Stemme E, Stemme G. A valveless diffuser /nozzle based fluid pump[J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 1993, 39(2): 159 - 167.
- 7 Gerlach T, Wurmus H. Working principle and performance of the dynamic micropump[J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 1995, 50(1 - 2): 135 - 140.
- 8 Forster F K, Ronald L B, Martin A A, et al. Design fabrication and testing of fixed-valve micro-pumps[C]//Proceedings of the ASME Fluids Engineering Division, 1995, 234: 39 - 44.
- 9 Izzo I, Accoto D, Mencias A, et al. Modeling and experimental validation of a piezoelectric micropump with novel no-moving-part valves[J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 2007, 133(1): 128 - 140.
- 10 张建辉, 黎毅力, 刘菊银, 等. “Y”形流管无阀压电泵模拟与试验[J]. *光学精密工程*, 2008, 16(4): 669 - 675.
- 11 何秀华, 王健, 杨嵩, 等. 三通全扩散/收缩管无阀压电泵的流阻性能[J]. *排灌机械工程学报*, 2010, 28(10): 497 - 501.
- 12 Olsson A, Stemme G, Stemme E. A valve-less planar fluid pump with two pumps chambers[J]. *Sensors and Actuators A: Physical*, 1995, 47(1 - 3): 549 - 556.
- 13 Wang Y C, Hsu J C, Kuo P C, et al. Loss characteristics and flow rectification property of diffuser valves for micropump applications[J]. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009, 52(1 - 2): 328 - 336.
- 14 Bu M, Tracy M, Graham E, et al. Design and theoretical evaluation of a novel microfluidic device to be used for PCR[J]. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 2003, 13(4): S125 - S130.
- 15 Gravesen P, Branebjerg J, Jensen O S. Microfluidics—a review[J]. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 1993, 3(4): 168 - 182.
- 16 邓志丹, 何秀华, 杨嵩, 等. 无阀压电泵用椭圆组合管正交优化设计及试验研究[J]. *农业机械学报*, 2013, 44(9): 284 - 288, 278.

Valveless Piezoelectric Micropump Based on Coanda Effect

Yang Song¹ Yuan Shouqi¹ He Xiuhua² Cai Shengchuan² Wei Dandan²

(1. *Research Center of Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China*

2. *School of Energy and Power Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China*)

Abstract: A valveless piezoelectric micropump applying Coanda effect has been developed. The dynamic mesh method and numerical simulation were applied for studying the fluid field and performance of micropump. The results show that due to the Coanda jet, the volume efficiency η of the micropump was able to reach over 0.5 at zero pump pressure, which was larger than the traditional diffuser/nozzle valveless micropump. The effect of the flat cone tube and the concaved surface was discussed and the results show that the length of flat cone tube must be larger than $d \cot(\theta/2)$, and when $c_2/c_1 = 1$, $L_1/d = 9$, the flowrate of micropump reaches a maximum at zero pump pressure. And the comparison of η with the different c_2/c_1 and pump pressures shows the large width of the concaved surface could enhance the performance of micropump at a high pump pressure, but reduce the performance of micropump at a low pump pressure. Response surface methodology was utilized to optimize the structural parameters. When the pump pressure was 5 kPa, the recommend region was $4 \leq L_1/d \leq 5$ and $0.75 \leq c_2/c_1 \leq 0.85$. When $L_1/d = 4.3$ and $c_2/c_1 = 0.80$, the maximum volume efficiency was 0.323 and the difference was 1.89% comparing with the value of simulation which was 0.317.

Key words: Valveless piezoelectric micropump Coanda effect Numerical simulation Response surface methodology