

DOI: 10.7652/xjtub201405016

无阀压电泵用平面锥管的非稳态特性研究

何秀华¹, 蔡盛川¹, 邓志丹², 杨嵩³, 韦丹丹¹

(1. 江苏大学能源与动力工程学院, 212013, 江苏镇江; 2. 江苏大学理学院, 212013, 江苏镇江;

3. 江苏大学流体机械工程技术研究中心, 212013, 江苏镇江)

摘要: 利用 CFX 软件在不同 Womersley 数(Wo)下对锥角为 5° 和 10° 的平面锥管的非稳态特性进行了数值模拟研究, 目的在于获得非稳态条件下影响无阀压电泵用平面锥管流动特性的因素。锥管进口设为随时间按正弦规律变化的压力边界条件, 压力幅值分别取 0.5、1 和 5 kPa。结果表明: 流量变化滞后于压力变化, 且 Wo 越大, 压力幅值越小, 相位差越大; 净流量随压力幅值和锥角的增大而增大; 锥管扩散方向和收缩方向的压力损失系数随 Wo 的增大而增大, 随压力幅值和锥角的增大而减小; 低 Wo 下, 压力幅值越大, 微泵的整流效率越高, 高 Wo 下, 压力幅值越小, 整流效率越高; 非稳态流动产生的旋涡对无阀压电泵的输出性能有重要影响。

关键词: 无阀压电泵; 平面锥管; 非稳态特性; 数值模拟

中图分类号: S277.9; TH38 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2014)05-0089-07

Transient Characteristics of Flat-Walled Diffuser/Nozzle Elements of Valveless Piezoelectric Micropumps

HE Xiuhua¹, CAI Shengchuan¹, DENG Zhidan², YANG Song³, WEI Dandan¹

(1. School of Energy and Power Engineering, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China;

2. Faculty of Science, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China; 3. Research Center of

Fluid Machinery Engineering and Technology, Jiangsu University, Zhenjiang, Jiangsu 212013, China)

Abstract: Transient behaviors of flat-walled diffuser/nozzle elements are numerically characterized in the case of diffuser angles of 5° , 10° and various Wo numbers. For obtaining the factors affecting flow characteristics of the micropumps under unsteady conditions, a time-dependent sinusoidal pressure with amplitudes of 0.5, 1 and 5 kPa is applied on the inlet. The results show that the variation of flow rate lags the variation of pressure, and the greater Wo numbers, or the smaller pressure amplitude, the greater phase difference appears; net flow rate increases with increasing pressure amplitude and diffuser angle; both the pressure loss coefficients of the diffuser and nozzle increase with increasing Wo numbers, and decrease with increasing pressure amplitude and diffuser angle. The rectification efficiency of micropumps increases with increasing pressure amplitude for smaller Wo numbers, whereas increases with decreasing pressure amplitude for greater Wo numbers. The vortex generated by transient flow exerts obvious influence on the output performance of valveless piezoelectric micropumps.

Keywords: valveless piezoelectric micropumps; flat-walled diffuser/nozzle elements; transient characteristics; numerical simulation

压电泵的研发是集机械、电子、材料以及流体等多学科与一体的综合性研究课题,在微化学分析系统^[1]、微混合器^[2]、芯片冷却系统^[3]、微动力系统^[4]等中有着广泛的应用。无阀压电泵主要由泵体、泵盖、压电振子以及微流管等部件构成^[5]。无阀压电泵中的特殊流管结构主要包括锥管、TESLA管、涡旋管、“Y”型管^[6-8]等,其中锥形管结构简单、易于加工,对其性能和结构进行优化是提高无阀压电泵性能的重要途径之一。

以往关于无阀压电泵用流管的研究多是在稳态流动情况下进行的,而实际上压电泵内流动情况是非稳态的。Sun等对锥管内的非稳态流动进行了数值模拟研究,分析了扩散角和驱动频率对其流动性能的影响^[9]。Ahmadian等建立了二维锥管模型,研究了其在不同频率下的动态特性^[10]。Wang等通过数值模拟研究锥管的稳态与非稳态特性,发现非稳态情况下 St 取0.013时可获得最大净流量^[11]。Tanaka等对锥管无阀压电泵进行了实验研究,结果显示流量随驱动频率的增大而增大^[12]。Nabavi等在高频($10\text{ kHz} \leq f \leq 30\text{ kHz}$)下对不同锥角的平面锥管进行了数值模拟研究,发现当驱动频率很高时,速度变化相对于压强变化滞后的相位约为 $\pi/2$ ^[13]。

以上文献多在固定压力幅值下研究高频率范围内锥管的非稳态特性,而在不同压力幅值下低频率范围内对平面锥管非稳态特性的研究较为缺乏,且锥管内的非稳态流动易发生分离,产生的旋涡对其性能有重要影响。由于非稳态旋涡运动规律复杂,目前该方面的研究极为有限。因此,本文应用数值模拟的方法,研究了不同压力幅值下低频率范围内平面锥管的流动特性,探究旋涡的运动规律及其对锥管输出特性的影响。

1 无阀压电泵用锥管的理论分析

锥管无阀压电泵的工作原理如图1所示。无阀压电泵利用流管两个方向流动阻力不同的特性,导

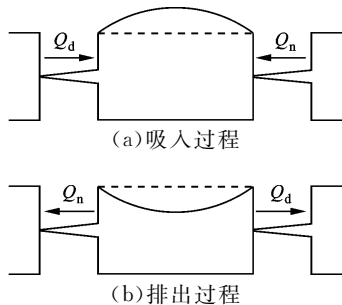


图1 无阀压电泵的工作原理

致在压电振子振动的一个周期里通过流管的流量不相等,从而实现流体单向泵送。

设流体沿锥管扩散方向的流动为正向流动,沿收缩方向的流动为反向流动,则一个周期内流体沿正(反)方向流动时,所受压力为^[9]

$$P_{d(n)} = \frac{\int_0^{1/2f} P_0 \sin(2\pi ft) dt}{1/(2f)} = \frac{2P_0}{\pi} \quad (1)$$

式中: f 为驱动频率; P_0 为压力幅值; t 为时间。

流体在锥管内沿正(反)方向流动时的压力损失系数为

$$\xi_{d(n)} = \frac{P_{d(n)}}{\rho Q_{d(n)}^2 / (2A_t^2)} \quad (2)$$

式中: ρ 为流体密度; A_t 为锥管最小过流断面面积; $Q_{d(n)}$ 为一个周期内锥管正(反)方向的体积流量。

一个周期 T 内通过平面锥管的净流量为

$$Q_{\text{net}} = Q_d - Q_n = \frac{1}{\rho T} \int_0^T q_{\text{inlet}}(t) dt \quad (3)$$

式中: q_{inlet} 为通过锥管进口的瞬时质量流量。

无阀压电泵的整流效率为^[14]

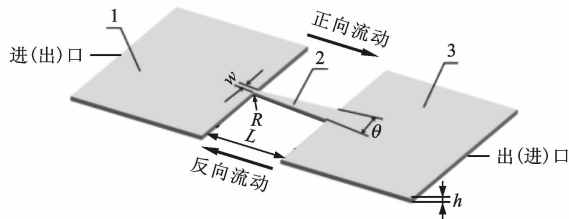
$$\eta = \frac{Q_d - Q_n}{Q_d + Q_n} \quad (4)$$

η 的大小反映了微泵效率的高低,其他条件相同时, η 越大,无阀压电微泵的效率越高。

2 数值计算

2.1 计算模型

应用于无阀压电泵中常见的锥管结构有3种,分别为圆锥管、棱锥管以及平面锥管。通过实验^[15]发现在最佳输出状态下,平面锥管的长度比圆锥管短10%~80%,有利于压电泵的微型化。本文研究的平面锥管结构如图2所示,包括进口缓冲腔、锥管段及出口缓冲腔。影响平面锥管流阻性能的主要结构参数为锥管最小过流断面宽度 w ,扩散管长度 L ,锥角 θ 及锥管高度 h 。本模拟中平面锥管进口倒圆角,其圆角半径 R 取0.075 mm, w 取150 μm , h 取150 μm , L 取3 mm, θ 取 5° 和 10° 。



1:进口缓冲腔;2:锥管;3:出口缓冲腔

图2 平面锥管结构

2.2 初始和边界条件设定

利用 CFX 对 θ 为 5° 和 10° 的锥管内的流动进行数值模拟,流动介质选用不可压缩的水,密度 ρ 为 $1\,000\text{ kg/m}^3$,运动黏度 ν 为 $1\times 10^{-6}\text{ m}^2/\text{s}$,温度为 $20\text{ }^\circ\text{C}$,忽略流体重力及锥管内气泡混入所产生的影响。

锥管段采用结构网格进行划分,进(出)口缓冲腔区域采用非结构网格进行划分,由于锥管段与进(出)口缓冲腔衔接处压力梯度较大,需要对这些区域的网格加密。平面锥管进口施加随时间按正弦规律变化的压力边界条件, $P_{\text{inlet}} = P_0 \sin(2\pi ft)$, P_0 取 0.5 、 1 、 5 kPa ,锥管出口相对压力设为 0 。

当 Womersley 数 $Wo(Wo = (D_h/2)(f/\nu)^{1/2})$,其中 D_h 为锥管最小截面处的水力直径)超过 45 时,振荡流为湍流^[16],本模拟中 D_h 为 $150\text{ }\mu\text{m}$, f 取最大值 500 Hz 时,计算可得 Wo 为 1.677 ,远小于 45 。另外,根据层流向湍流过渡的经验公式 $Re_t = 30L/D_h$ ^[17] 得到 Re_t 为 600 ,而模拟结果表明最大雷诺数约为 485 ,所以采用层流对平面锥管进行非稳态模拟。当驱动频率较低($Wo < 1.06$)时,经过约半个周期的计算,流量开始呈现出稳定的周期性变化;当驱动频率较高($Wo > 1.06$)时,要使流量变化趋于稳定则需要更多的迭代周期(当 $f = 500\text{ Hz}$ 时,需要约两个周期)。因此,在较低频率下计算两个压力周期且计算数据从第 2 个周期开始取值,较高频率下计算数据从第 3 个压力周期开始取值。

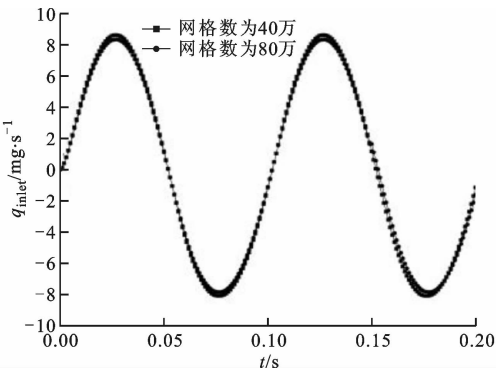
2.3 网格无关性分析

图 3a 为 $P_0 = 0.5\text{ kPa}$ 、 $\theta = 5^\circ$ 、 $f = 10\text{ Hz}$ 、网格数分别约为 40 万和 80 万时前两个周期内通过平面锥管的瞬时流量随时间的变化关系,可以看出两条曲线基本相同,瞬时流量的最大相对误差为 3.2% ,净流量的最大相对误差为 1.8% 。为节省计算资源,根据锥管角度的不同选取网格数为 40 万~ 50 万。图 3b 为 $P_0 = 0.5\text{ kPa}$ 、 $\theta = 5^\circ$ 、 $f = 10\text{ Hz}$,一个周期内时间步为 100 和 200 时前两个周期内通过平面锥管的瞬时流量随时间的变化关系,结果显示时间步对瞬时流量的影响很小,瞬时流量的最大相对误差仅为 0.92% 。

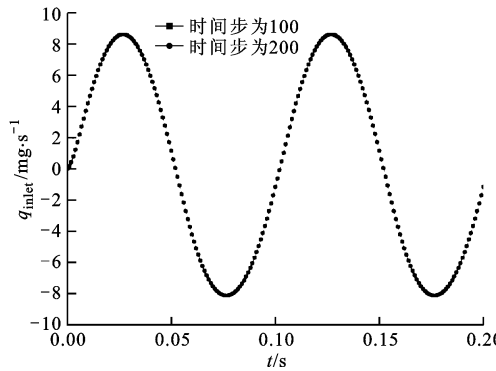
3 计算结果

3.1 滞后效应分析

图 4 为 $P_0 = 5\text{ kPa}$ 、 $\theta = 5^\circ$ 、不同 Wo 下平面锥管进口流量随时间的变化曲线。结果表明,速度变化相对于压力变化存在滞后性,两者之间的相位差随



(a) 网格数为 40 万和 80 万时的结果对比



(b) 时间步为 100 和 200 时的结果对比

图 3 不同网格数和时间步下锥管进口流量随时间的变化曲线($P_0 = 0.5\text{ kPa}$, $\theta = 5^\circ$, $f = 10\text{ Hz}$)

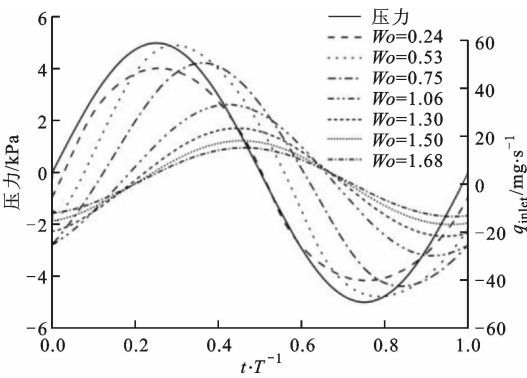


图 4 不同 Wo 下平面锥管进口流量随时间的变化曲线($P_0 = 5\text{ kPa}$, $\theta = 5^\circ$)

着 Wo 的增大而增大。非稳态流动情况下平面锥管内的流体质点受压力、黏性力和惯性力的共同作用。当 Wo 很小($Wo = 0.24$)时,驱动频率很低,管内流速较高,非稳态惯性力所占比重较小,使得流量与压力变化几乎同步;随着 Wo 的增大,驱动频率升高,管内流速降低,非稳态惯性力对流动的影响逐渐加强,使得流量变化相对于压力变化的滞后增大。由图 5 可以看到,相同 Wo 下,压力幅值越大,管内流速越大,流量相对于压力的滞后越小。

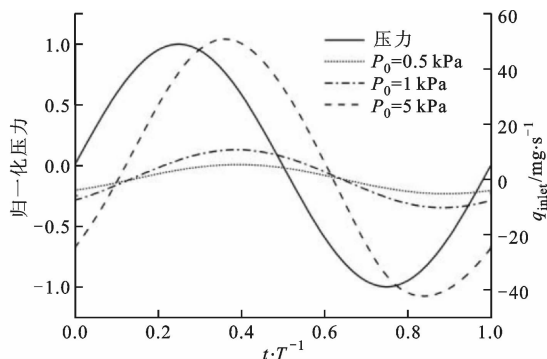


图5 不同压力幅值下平面锥管进口流量随时间的变化曲线($Wo=0.75, \theta=5^\circ$)

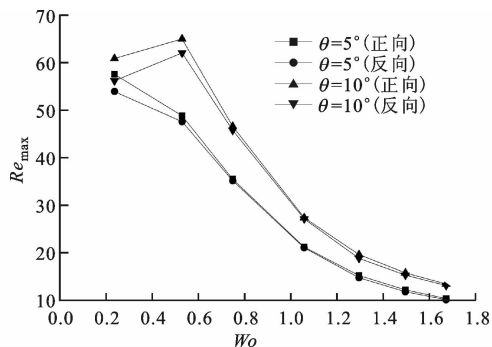
3.2 最大流量分析

不同压力幅值和锥角下平面锥管正(反)方向的 $Re_{\max}$ ($Re_{\max} = (u_{\max} D_h) / \nu$, 其中 $u_{\max}$ 表示平面锥管最小过流断面处速度的最大值)与 Wo 的变化关系如图6所示,最大 $Re_{\max}$ 处,流量取得最大值。非稳态流动情况下,流量相对于压力的滞后效应造成锥管最大流量的降低,速度剖面(速度剖面指的是平面锥管过流断面在同一时刻的速度值所形成的曲面)相对于速度变化的滞后效应造成锥管最大流量的提高^[18]。由文献[19]可知,扩散角、流速越大,速度剖面相对于速度变化的滞后越容易产生。

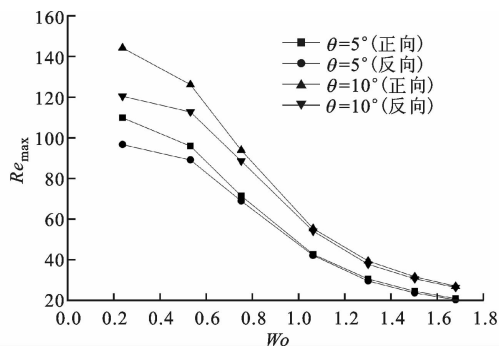
当 $P_0 = 0.5$ kPa 时,对 θ 为 5° 的锥管,其 $Re_{\max}$ 随 Wo 的增大而减小,这是由于小角度锥管内流速较小且分布较为平均,速度剖面相对于速度变化的滞后较小,且在较低压力幅值下流量相对于压力的滞后较大。对于 θ 为 10° 的锥管,当 $Wo < 0.53$ 时, $Re_{\max}$ 随 Wo 的增大而增大,表明速度剖面相对于速度变化的滞后效应对 $Re_{\max}$ 的影响大于流量相对于压力的滞后效应的影响;当 $Wo > 0.53$ 时, $Re_{\max}$ 随 Wo 的增大而减小,表明后者的影响大于前者。当 $P_0 = 1$ kPa 时,两种角度锥管的 $Re_{\max}$ 随 Wo 的增大而减小,表明速度剖面相对于速度变化的滞后效应对 $Re_{\max}$ 产生的影响小于流量相对于压力的滞后效应的影响。当 $P_0 = 5$ kPa 时,对 θ 为 5° 的锥管,当 $Wo < 0.53$ 时, $Re_{\max}$ 随着 Wo 的增大而增大,当 $Wo > 0.53$ 后, $Re_{\max}$ 随 Wo 的增大而减小;对于 θ 为 10° 的锥管,其正向流动的 $Re_{\max}$ 随 Wo 的变化与 θ 为 5° 的锥管具有相同的趋势,而反向流动的 $Re_{\max}$ 随 Wo 的增大而减小。

3.3 净流量

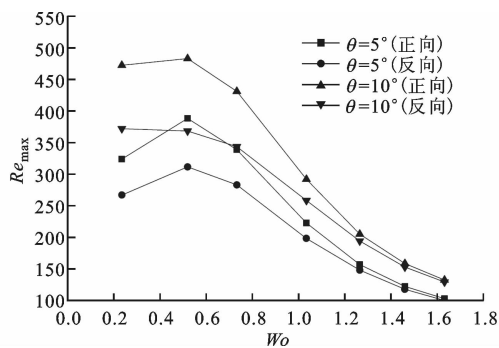
图7为不同 P_0 和 θ 下通过平面锥管的净流量 Q_{net} 随 Wo 的变化。较低压力 ($P_0 = 0.5, 1$ kPa) 下,



(a) $P_0 = 0.5$ kPa



(b) $P_0 = 1$ kPa



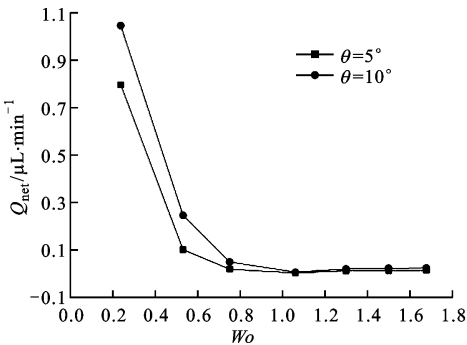
(c) $P_0 = 5$ kPa

图6 不同压力幅值和锥角下 $Re_{\max}$ 随 Wo 的变化曲线

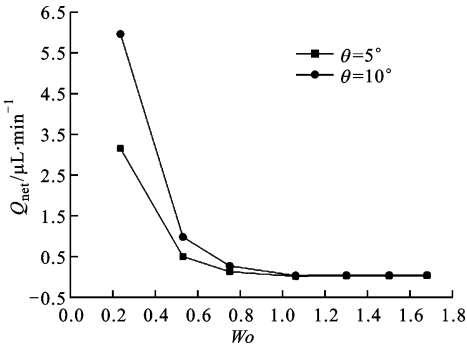
当 $Wo < 0.53$ 时, Q_{net} 随 Wo 的增大以较快的速率递减,之后缓慢减小,当 $Wo > 1.06$ 后, Q_{net} 随 Wo 的增大略有小幅的递增;较高压力幅值 ($P_0 = 5$ kPa) 下,如图7c所示, Q_{net} 随 Wo 的增大而减小,同样在 Wo 较小时递减速率较快,当 $Wo > 1.30$ 后, Q_{net} 基本不随 Wo 的增大而变化。同时可以看出, P_0 和 θ 越大, Q_{net} 也越大,且随 Wo 的增大,锥角对 Q_{net} 的影响作用减弱。

3.4 压力损失系数

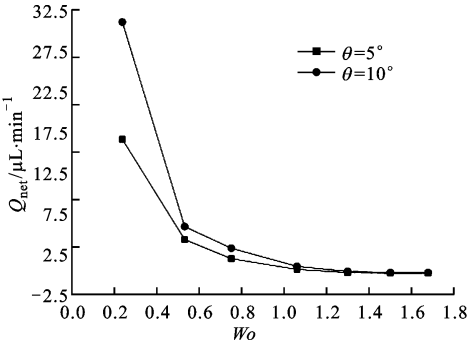
根据式(1)、(2)分别计算出 ξ_d 、 ξ_n , 得到其随 Wo 的变化如图8所示。 ξ_d 始终小于 ξ_n , 使得一个周期内获得沿正方向的净流量,且 ξ_d 和 ξ_n 均随 Wo 的增大而增大,随 P_0 的增大而减小;同时可以看出, ξ_d



(a) $P_0=0.5\text{ kPa}$



(b) $P_0=1\text{ kPa}$



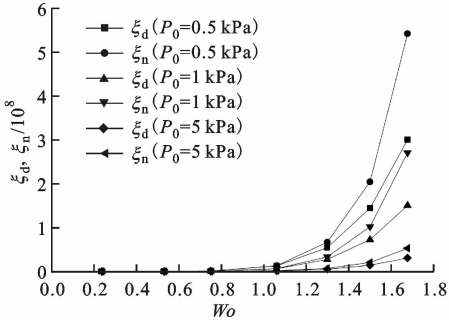
(c) $P_0=5\text{ kPa}$

图 7 不同压力幅值和锥角下净流量随 Wo 的变化曲线

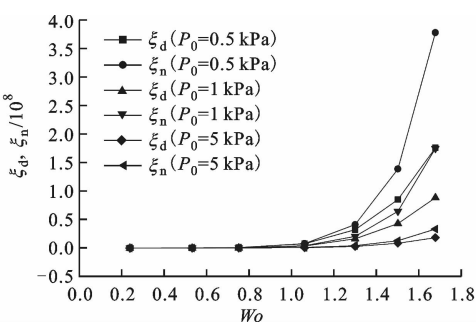
和 ξ_n 随 θ 的增大而减小,且当 $Wo>1.06$ 后,锥角对 ξ_d 和 ξ_n 的影响越来越明显。

3.5 整流效率

微泵效率 η 随 Wo 的变化如图 9 所示。不同角度的平面锥管,在不同压力幅值下 η 随 Wo 的变化具有相同的趋势;当 P_0 为 0.5 和 1 kPa、 $Wo<1.06$ 时, η 均随 Wo 的增大而减小,在 $Wo=1.06$ 处取得最小值,当 $Wo>1.06$ 后, η 随 Wo 的增大而显著增大; P_0 为 5 kPa 时, η 均先随 Wo 的增大而增大,之后随着 Wo 的增大而减小,在 $Wo=1.3$ 处取得最小值,并且当 $Wo>1.5$ 后显著增大。同时结果表明,当 $Wo<1.3$ 时, P_0 越大, η 也越大,当 $Wo>1.3$ 后, P_0 为 0.5、1 和 5 kPa 对应的 η 均随 Wo 的增大而增

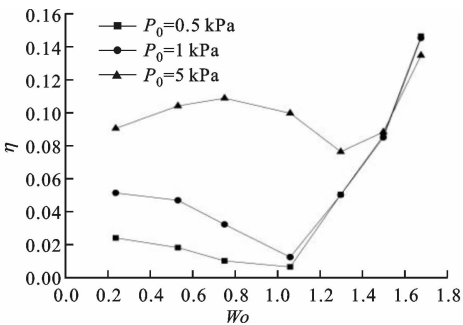


(a) $\theta=5^\circ$

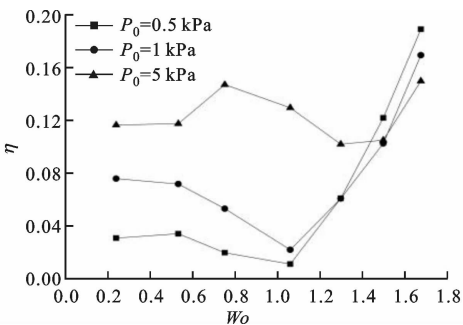


(b) $\theta=10^\circ$

图 8 不同压力幅值和锥角下 ξ_d 、 ξ_n 随 Wo 的变化曲线



(a) $\theta=5^\circ$



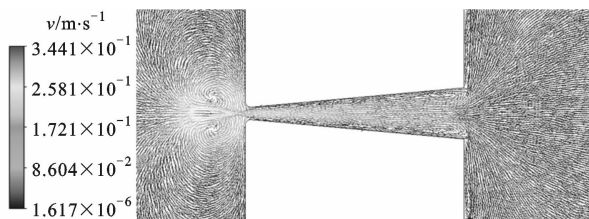
(b) $\theta=10^\circ$

图 9 不同压力幅值和锥角下 η 随 Wo 的变化曲线

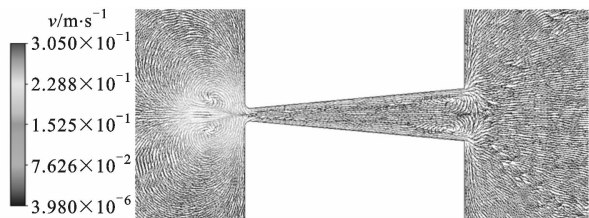
大,但增幅依次变大,致使当 $Wo=1.68$ 时表现出 P_0 越小, η 越高;对 θ 为 10° 的微泵,在 P_0 为 0.5 kPa 时 η 达到了 18.9%。

3.6 平面锥管内部流场分析

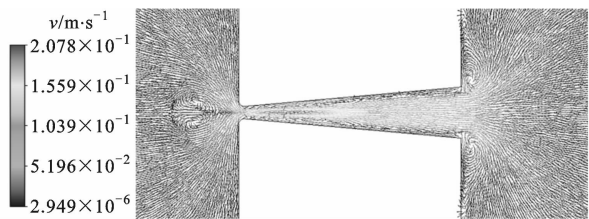
非稳态流动情况下平面锥管内产生的旋涡运动增加了流管流阻。图10为 $P_0=1\text{ kPa}$ 、 $\theta=10^\circ$ 、 $Wo=0.75$ 时锥管中间截面在一个周期内不同时刻的速度矢量图。正向流动时,靠锥管面积较大一端的壁上产生一对旋涡,随着锥管两端压差的减小,该



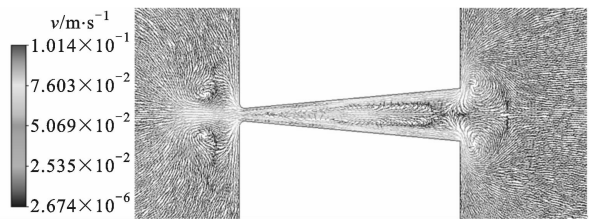
(a) 0.13T



(b) 0.15T



(c) 0.63T



(d) 0.67T

图10 平面锥管中间截面的速度分布

旋涡脱离壁面向锥管中心移动且大小不断变化;反向流动时,靠锥管面积较小一端的壁上产生一对旋涡,同样随着锥管两端压差的减小,该旋涡脱离壁面向锥管中心移动且大小不断变化。

图11为 $P_0=0.5\text{ kPa}$ 、 $\theta=5^\circ$ 时锥管段内旋涡的持续时间随 Wo 的变化,由图可知反向流动时旋涡的持续时间始终大于正向流动时的持续时间。 Wo 较小时,旋涡的持续时间较短,由此造成的压力损失

较小,故通过锥管的净流量较大,随着 Wo 的增大,旋涡的持续时间增大,由旋涡运动造成的压力损失增大,使得通过锥管的净流量减小,当 $Wo>1.06$ 后,正向压力损失随 Wo 的增大而减小,反向压力损失却随 Wo 的增大而增大,从而有如图7a所示流量有小幅递增的现象。随着压力幅值进一步增大,正(反)方向旋涡的持续时间出现相反变化,对应的 Wo 变大,当 $P_0=5\text{ kPa}$ 时,给定 Wo 范围内正(反)方向旋涡的持续时间均随 Wo 的增大而增大,因而通过锥管的净流量随 Wo 的增大而减小。

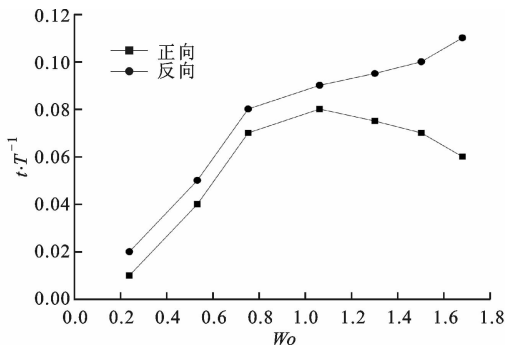


图11 锥管中旋涡的持续时间随 Wo 的变化曲线

4 结论

(1)流量变化滞后于压力变化,且 Wo 越大,压力幅值越小,相位差越大。

(2) P_0 为 0.5 kPa 时, θ 为 5° 的锥管 $Re_{\max}$ 随 Wo 的增大而减小, θ 为 10° 的锥管 $Re_{\max}$ 随 Wo 的增大先增大后减小; P_0 为 1 kPa 时,两种锥管的 $Re_{\max}$ 随 Wo 的增大而减小; P_0 为 5 kPa 时, θ 为 5° 的锥管 $Re_{\max}$ 存在最大值, θ 为 10° 的锥管正向流动时 $Re_{\max}$ 随 Wo 的变化与 θ 为 5° 的锥管具有相同的趋势,而反向流动时 $Re_{\max}$ 随 Wo 的增大而减小。

(3)较低压力幅值(P_0 为 $0.5, 1\text{ kPa}$)下,净流量先随 Wo 的增大而减小,之后有小幅递增;较高压力幅值(P_0 为 5 kPa)下,净流量随 Wo 的增大而减小; P_0 和 θ 越大,通过平面锥管的净流量也越大。

(4)平面锥管正(反)方向的压力损失系数 ξ_d 、 ξ_n 均随 Wo 的增大而增大,随 P_0 和 θ 的增大而减小,且 ξ_d 始终小于 ξ_n 。微泵的整流效率 η 随 Wo 变化有相同的趋势,较低 Wo 下, P_0 越大, η 也越大,较高 Wo 下, P_0 越小, η 越大; θ 为 10° 的微泵,当 P_0 为 0.5 kPa 、 Wo 为 1.68 时 η 达到了 18.9% 。

(5)非稳态流动情况下平面锥管内产生的旋涡运动增加了流动阻力,且旋涡运动的持续时间越长,通过锥管的净流量越小。

参考文献:

- [1] WEIBEL D B, WHITESIDES G M. Applications of microfluidics in chemical biology [J]. *Current Opinion in Chemical Biology*, 2006, 10(6): 584-591.
- [2] SHEEN H J, HSU C J, WU T H, et al. Experimental study of flow characteristics and mixing performance in a PZT self-pumping micromixer [J]. *Sensors and Actuators: A Physical*, 2007, 139(2): 237-244.
- [3] GARIMELLA S, SINGHAL V, LIU D. On-chip thermal management with microchannel heat sinks and integrated micropumps [J]. *Proceedings of the IEEE*, 2006, 94(8): 1534-1548.
- [4] SINGHAL V, GARIMELLA S V, RAMAN A. Microscale pumping technologies for microchannel cooling systems [J]. *Applied Mechanics Reviews*, 2004, 57(3): 191-221.
- [5] 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与实验 [J]. *农业机械学报*, 2013, 44(9): 284-289.
DENG Zhidan, HE Xiuhua, YANG Song, et al. Orthogonal optimization design and experimental of oval composite tube in valveless piezoelectric pump [J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery*, 2013, 44(9): 284-289.
- [6] FORSTER F K, BARDELL L, AFROMOWITZ M A, et al. Design, fabrication and testing of fixed-valve micro-pumps [C]// *Proceedings of the ASME Fluids Engineering Division*. New York, USA: ASME, 1995: 39-44.
- [7] IZZO I, ACCOTO D, MENCIASSI 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.
- [8] 张建辉, 黎毅力, 夏齐霄, 等. “Y”形流管无阀压电泵振动分析及泵流量计算 [J]. *光学精密工程*, 2007, 15(6): 922-929.
ZHANG Jianhui, LI Yili, XIA Qixiao, et al. Research on vibration and pump flow rate of valveless piezoelectric pump with Y-shape tubes [J]. *Optics and Precision Engineering*, 2007, 15(6): 922-929.
- [9] SUN C L, HUANG K H. Numerical characterization of the flow rectification of dynamic microdiffusers [J]. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 2006, 16(7): 1331-1339.
- [10] AHMADIAN M T, SAIDI M H, MEHRABIAN A, et al. Performance of valveless diffuser micropumps under harmonic piezoelectric actuation [C]// *Proceedings of the 8th Biennial ASME Conference on Engineering Systems Design and Analysis*. New York, USA: ASME, 2006: 693-699.
- [11] WANG C T, LEU T S, SUN J M. Unsteady analysis of microvalves with no moving parts [J]. *Journal of Mechanics*, 2007, 23(1): 9-14.
- [12] TANAKA S, TSUKAMOTO H, MIYAZAKI K. Development of diffuser/nozzle based valveless micropump [J]. *Journal of Fluid Science and Technology*, 2008, 3(8): 999-1007.
- [13] NABAVI M, MONGEAU L. Numerical analysis of high frequency pulsating flows through a diffuser-nozzle element in valveless acoustic micropumps [J]. *Microfluidics and Nanofluidics*, 2009, 7(5): 669-681.
- [14] SINGHAL V, GARIMELLA S, MURTHY J. Low Reynolds number flow through nozzle-diffuser elements in valveless micropumps [J]. *Sensors and Actuators: A Physical*, 2004, 113(2): 226-235.
- [15] OLSSON A, STEMME G, STEMME E. Numerical and experimental studies of flat-walled diffuser elements for valve-less micropumps [J]. *Sensors and Actuators: A Physical*, 2000, 84(1/2): 165-175.
- [16] FRANK M W. *Viscous fluid flow* [M]. New York, USA: McGraw-Hill Higher Education, 1991: 135-136.
- [17] GRAVESEN P, BRANEBJERG J, JENSEN O S. Microfluidics: a review [J]. *Journal of Micromechanics and Microengineering*, 1993, 3(4): 168-182.
- [18] 曹超, 应济, 焦致凯. 无阀微泵非稳态特性及整流效率仿真 [J]. *浙江大学学报: 工学版*, 2013, 47(6): 1036-1042.
CAO Chao, YING Ji, JIAO Zhikai. Simulation of unsteady characteristics and rectification efficiency of valveless micropump [J]. *Journal of Zhejiang University: Engineering Science*, 2013, 47(6): 1036-1042.
- [19] SCHLICHTING H, GERSTEN K. *Boundary-layer theory* [M]. Bochum, Germany: Springer, 2000: 731-750.

(编辑 荆树蓉)