

文章编号 1004-924X(2015)09-2605-08

非零迎流角半球缺群无阀泵流场及流量特性

胡彩旗¹, 吴殿亮¹, 纪晶^{1*}, 胡笑奇²

(1. 青岛农业大学机电工程学院, 山东 青岛 266109;

2. 丽水学院工程与设计学院, 浙江 丽水 323000)

摘要: 理论研究了以半球缺群作为无移动部件阀的无阀压电泵的液体输送和混合搅拌功能, 针对半球缺群迎流角的变化对该压电泵的泵送性能及混合搅拌效果的影响进行了仿真分析与试验验证。围绕迎流角 θ 在 $0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$ 的变化, 建立多组有限元模型, 模拟了半球缺群迎流角变化引起的速度场、压强差、阻力系数及仿真流量的变化规律, 并进行了试验验证。结果表明, $0^\circ \leq \theta \leq 45^\circ$ 时, 仿真流量随 θ 的增加而增加; $45^\circ < \theta \leq 90^\circ$ 时, 仿真流量随 θ 的增加而减小; $\theta \approx 45^\circ$ 时取得最大流量 96.13 mL/min。此外, 研究显示旋涡的大小及强度具有与仿真流量相同的变化趋势。泵流量试验验证了仿真研究及其结果的正确性: 在 $\theta \approx 45^\circ$ 时, 试验流量达到 67.90 mL/min; $0^\circ < \theta \leq 360^\circ$ 时, 试验流量与仿真流量的变化趋势一致, 并且 θ 在一个周期的变化中泵流量及旋涡强度出现 2 次正向最大值和 2 次反向最大值。本研究为优化无阀压电泵的泵送性能和混合功能奠定了基础。

关键词: 半球缺群; 无阀泵; 压电泵; 迎流角; 流阻差; 泵流量; 混合搅拌

中图分类号: TH38; TN384 **文献标识码:** A **doi:** 10.3788/OPE.20152309.2605

Flowfield and flow rate properties of valve-less piezoelectric pump with flow-facing angle hemisphere-segment group

HU Cai-qi¹, WU Dian-liang¹, JI Jing^{1*}, HU Xiao-qi²

(1. College of Mechanical and Electrical Engineering,

Qingdao Agricultural University, Qingdao 266109, China;

2. College of Engineering and Design, Lishui University, Lishui 323000, China)

* Corresponding author, E-mail: qnjijing@163.com

Abstract: The fluid delivery and fluid mixing functions of a valve-less piezoelectric pump by taking a hemisphere-segment group as no-moving part valve were researched. The influences of flow-facing angle θ change on pumping and mixing performance of the valve-less piezoelectric pump were simulated and verified experimentally. For the flow-facing angle changes in the range of $0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$, several kinds of finite element models were established and the change laws of velocity field, pressure difference, flow resistance coefficient and flow rate caused by different flow-facing angles of hemisphere-segment group were simulated. The results show that when $0^\circ \leq \theta \leq 45^\circ$, the simulation flow rate increases with the increasing of θ ; when $45^\circ < \theta \leq 90^\circ$, that decreases with the increasing of θ .

收稿日期: 2015-02-20; **修订日期:** 2015-03-21.

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (No. 51375227, No. 51475221); 浙江省自然基金资助项目 (No. LY13E050015); 青岛农业大学名校工程资助项目.

and when $\theta \approx 45^\circ$, that reaches to the maximum value of 96.13 mL/min. Meanwhile, the change laws of vortex size and strength caused by the change of flow-facing angle are the same as the simulation flow rate. The experiments on pumping flow rate with pump prototype verify the simulation results, the experimental flow rate reaches to the maximum value of 67.90 mL/min at $\theta \approx 45^\circ$; the change trends of experimental and simulation flow rates are the same at the range of $0^\circ < \theta \leq 360^\circ$. During the flow-facing angle changes in a cycle, the flow rate and vortex strength reach to their forward and reverse maximum values twice respectively. The research in this paper lays a foundation for pumping performance optimization and fluid mixing delivery.

Key words: hemisphere-segment group; valve-less pump; piezoelectric pump; flow-facing angle; flow resistance difference; pump flow rate; mixing and stirring

1 引言

无阀压电泵以内置或外置的无移动部件阀控制流体的单向泵送^[1-3],减少了运动部件间的磨损及润滑,具有加工成本低,易于微型化,能耗少,无噪声,可控性好等优点,在集成微小流量压电液体混合与输送等方面显示出其独特的优势^[4-5]。

H. J. SHEEN 等人提出了集液体混合搅拌与输送为一体的无阀压电泵^[6]。利用在流管中加入锥形挡块与交错的凸状物产生旋涡来混合流体;张建辉、夏齐霄等人提出了非对称坡面无阀压电泵^[7],利用流体流经非对称坡面形成的湍流与旋涡实现混合搅拌功能。但非对称坡面、锥形挡块或凸状物均加大了压电泵结构和工艺的难度。而半球缺群阻流体无阀泵是以固定在泵座上的半球缺群作为无运动阀件^[8-9],由于多个半球缺对流体的遮流、干扰效应致使流场中产生湍流和旋涡,达到对流体混合搅拌和输送的目的。

绕流体迎流角的变化直接影响流体阻力的大小。David J. BALL 研究了桩群阻力系数与桩柱个数及桩群迎流角的关系^[10],发现桩群平均阻力系数随着桩柱数目增加及迎流角的增大而减小; C. DALON 对绕流多圆柱阻力系数与圆柱间距和迎流角关系进行了实验研究^[11],结果表明:在一定的间距和迎流角范围内,由于相邻圆柱间的相互作用,使阻力系数受到强烈影响,这种相互作用随迎流角的增大而减弱,当 θ 为 90° 和间距为至少 2 倍圆柱直径时这种相互影响变得很微弱,而当间距为 4 倍直径后阻力基本保持不变。非对称坡面腔底无阀压电泵研究表明^[7],适当旋转可动腔底的角度即可改变流体在各流道流入流出的阻

力,进而改变各流道流体的流量。

半球缺群结构工艺简单,泵的可调可控性好;其迎流角的变化直接影响泵送性能和混合搅拌效果。本文围绕半球缺群迎流角 θ 在 $0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$ 的变化,建立多组有限元模型,通过数值分析探讨速度、压强、阻力系数及仿真流量的变化规律,进而分析半球缺迎流角变化对泵送性能及混合搅拌效果的影响;结合泵流量试验对仿真结果进行验证,并进一步比较了迎流角 θ 在 $0^\circ \leq \theta \leq 360^\circ$ 时变化仿真流量与试验流量的变化趋势,得到迎流角 θ 的变化对泵送性能及流体混合泵送效果的影响规律,为进一步优化半球缺群无阀泵的泵送性能及提高混合搅拌效果奠定了基础。

2 半球缺群无阀泵结构

图 1 所示为半球缺群无阀压电泵结构,由矩形排列半球缺群、入口流管、出口流管、压电振子、泵腔、泵座及密封装置等构成。中间入口流管与出口流管连轴线的方向定义为流体流向,半球缺群的迎流角为 θ (定义为半球缺群主轴线与流体流向的夹角,参见图 3),半球缺行间距、列间距分别相等且朝向一致。流体绕流半球缺时,因球面和圆面对流体阻力不同,使流体经由出、入管口同时流入或流出泵腔的体积不同,从而使泵能够产生单向流动^[9]。而按一定规律排列的半球缺群的圆面与球面能够产生更大的流阻差,因而能够显著地提升无阀泵的泵送性能。3 个入口流管(横截面尺寸相同)可以实现不同成分不同比例流体的输入,流体在流经半球缺群所形成的复杂流场中,旋涡和湍流使得流体充分混合搅拌,经出口流管流出,实现了集混合搅拌及输送为一体的无阀

压电泵。为研究方便,定义流体由入口管流入、经出口管排出的流动为正向流动(简称正流);由出口管流入、经入口管流出的流动为反向流动(简称反流)。

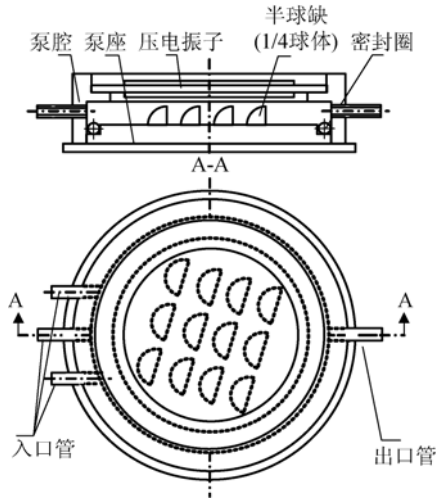


图 1 压电泵结构
Fig. 1 Piezoelectric pump structure

3 泵理论流量解析

根据文献[12],振子频率为 f 时泵理论流量 Q 为:

$$Q = \pi \omega_b R^2 f \frac{\xi - 1}{\xi + 1}, \quad (1)$$

其中: $\xi = \sqrt{\frac{\xi_n}{\xi_p}}$, R 为压电振子半径; ω_b 为压电振子中心的最大振幅; f 为压电振子振动频率; ξ_p, ξ_n 为无移动部件阀正、反向流阻系数。

对于半球缺群无阀压电泵,其无移动阀件即为半球缺群,若零迎流角 n 行 m 列 ($n \times m$) 半球缺群的正、反向总阻力系数用 $\sum C_{Dz}$, $\sum C_{Df}$ 表示,根据 Singhal 等的理论[13],流体正、反向流经半球缺群时的流阻系数与流体的总压强损失、流速、密度存在如下关系:

$$\sum C_{Dz} = 2 \sum \Delta p_z / \rho v_z^2, \quad (2)$$

$$\sum C_{Df} = 2 \sum \Delta p_f / \rho v_f^2, \quad (3)$$

式中: $\sum \Delta p_z, \sum \Delta p_f$ 为正、反向总压强损失; $\sum C_{Dz}, \sum C_{Df}$ 为正、反向绕流半球缺群的总阻力系数; v_z, v_f 为正、反向平均速率; ρ 为流体密度。

而正、反向总压强损失及总阻力系数分别为单个半球缺的压强损失和阻力系数的叠加,即:

$$\sum \Delta p_z = \sum_{i=1}^n \left(\sum_{j=1}^m \Delta p_{ijz} \right), \quad (4)$$

$$\sum \Delta p_f = \sum_{i=1}^n \left(\sum_{j=1}^m \Delta p_{ijf} \right), \quad (5)$$

$$\sum C_{Dz} = \sum_{i=1}^n \left(\sum_{j=1}^m C_{Dijz} \right), \quad (6)$$

$$\sum C_{Df} = \sum_{i=1}^n \left(\sum_{j=1}^m C_{Dijf} \right). \quad (7)$$

改变半球缺群的迎流角 θ 值将改变半球缺群的受阻状态。用流向(迎流角)影响系数 λ 定义半球缺群迎流角 θ 对半球缺群总阻力的影响程度,则考虑流向影响下的绕流半球缺群正、反向总阻力系数可表示为:

$$\sum C_{Dz\lambda} = \lambda_z \sum_{i=1}^n \left(\sum_{j=1}^m C_{Dijz} \right), \quad (8)$$

$$\sum C_{Df\lambda} = \lambda_f \sum_{i=1}^n \left(\sum_{j=1}^m C_{Dijf} \right). \quad (9)$$

根据式(1)、(8)和(9),考虑流向影响下的泵理论流量 Q_λ 为:

$$Q_\lambda = \pi \omega_b R^2 f \frac{\sqrt{\sum C_{Df\lambda} / \sum C_{Dz\lambda}} - 1}{\sqrt{\sum C_{Df\lambda} / \sum C_{Dz\lambda}} + 1}. \quad (10)$$

由于半球缺的球面对流体的阻力小于圆面,所以半球缺群的正、反向流阻有关系式 $\sum C_{Dz\lambda} \neq \sum C_{Df\lambda}$ 成立,即 $\sqrt{\sum C_{Df\lambda} / \sum C_{Dz\lambda}} \neq 1$ 时,因而压电泵单位时间的流量 $Q \neq 0$,从而半球缺群无阀压电泵具有单向泵送流体的功能,且反、正向流阻差越大,其泵送流体的能力就越强。

4 半球缺群的迎流角对流场的影响

4.1 模型建立

改变半球缺群的迎流角,会直接改变正、反向绕流半球缺群的阻力系数 $\sum C_{Dz\lambda}, \sum C_{Df\lambda}$,因而改变了半球缺群无阀压电泵的泵送性能。泵腔内因半球缺群的阻流及迎流角的变化而使流场变得极为复杂,其流动方程式也无法得到速度及压强的解析解;而仿真分析绕流场的速度、压强,进而研究阻力系数及流量的变化是分析和探寻迎流角变化对半球缺群无阀泵泵送性能影响的有效方法。

仿真分析中以行列间距为 $S=H=12\text{ mm}$ 的矩形排列半球缺群 3×4 为例,利用 FLUENT 软件对半球缺群迎流角在 $0^\circ\leq\theta\leq 90^\circ$ 内变化而引起的泵腔流场变化进行研究。泵结构参数为:半球缺直径为 8 mm ,入口、出口管内外直径分别为 4 mm , 5 mm ,泵腔高度为 6 mm ,振子直径、泵腔内径及外径分别为 50 , 68 和 80 mm 。出入口采用标准大气压,工作介质为水,视为黏性不可压缩流体。通过 RNG $k-\epsilon$ 湍流模型,模拟连续性方程和 N-S 方程,以获取速度、压强及阻力系数的变化规律。

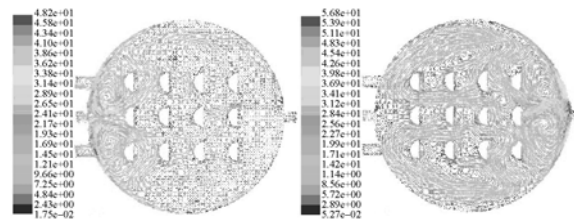
4.2 半球缺群迎流角变化对流场影响

4.2.1 对速度场的影响

由流体绕流固体理论可知,黏性流体绕流固体物面后会发生边界层脱离物面并在物面附近出现回流而形成旋涡,旋涡不断地被主流流体带走,并在固体后面形成尾涡区(又称旋涡区)。边界层分离后尾涡区大及旋涡强度大的绕流体,由于物面压力发生大的变化,物体前后压力明显不平衡,形成压差阻力,压差阻力越大,流体动能损耗就越多,流动速度就越低。

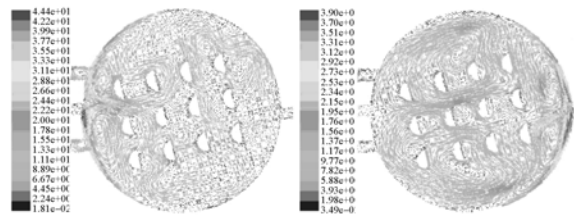
图 2 所示为半球缺群迎流角的变化对速度场的影响。流体正、反向绕流过半球缺群物面后,由于流体在半球缺球面或圆面上的分离,在其尾部便出现了大量涡旋。图 2(a)~(f)中流体反向绕流过半球缺圆面后形成的旋涡强度及尾涡区明显大于正向绕流球面后的旋涡强度及尾涡区,因而反向流动时流体绕流过圆面后的动能损耗大于正向绕流过球面后的动能损耗,说明反向来流的阻力显著地大于正向来流。同时,也进一步说明了半球缺群能够形成无移动部件阀的本质原因。

由图 2(a)~(e)中正、反向绕流半球缺群速度矢量图可知,随着半球缺群迎流角 θ 在 $0^\circ\leq\theta\leq 60^\circ$ 增加,其正、反向形成的旋涡强度逐渐增加,引起动能消耗及压差阻力增大,因而流动阻力增大;尤其是迎流角处于 $15^\circ\leq\theta\leq 45^\circ$ 内反向流动时形成的旋涡强度显著地强于 0° 和 60° 的旋涡强度,因而在这个角度内,反向流动时的流动阻力更大。特别地,迎流角 $\theta=90^\circ$ 时的半球缺群关于泵的入口、出口流道呈对称布置,因而正流和反流时的速度场极为相似,旋涡强度、动能消耗和流动阻力也比较接近。



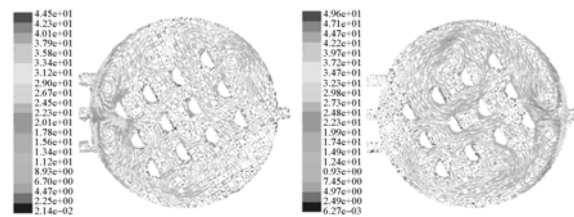
(a) $\theta=0^\circ$ 正流和反流速度矢量图

(a) Velocity vector diagram of forward and reverse flows at $\theta=0^\circ$



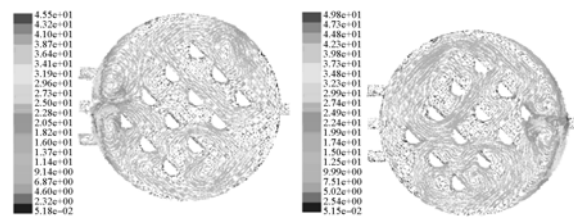
(b) $\theta=15^\circ$ 正流和反流速度矢量图

(b) Velocity vector diagram of forward and reverse flows at $\theta=15^\circ$



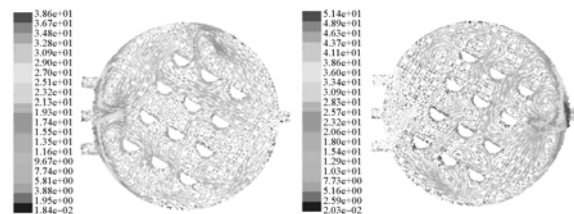
(c) $\theta=30^\circ$ 正流和反流速度矢量图

(c) Velocity vector diagram of forward and reverse flow at $\theta=30^\circ$



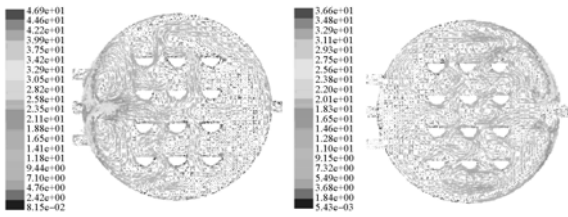
(d) $\theta=45^\circ$ 正流和反流速度矢量图

(d) Velocity vector diagram of forward and reverse flows at $\theta=45^\circ$



(e) $\theta=60^\circ$ 正流和反流速度矢量图

(e) Velocity vector diagram of forward and reverse flows at $\theta=60^\circ$



(f) $\theta=90^\circ$ 正流和反流速度矢量图

(f) Velocity vector diagram of forward and reverse flows at $\theta=90^\circ$

图 2 半球缺群迎流角 θ 变化对速度场的影响

Fig. 2 Influence of flow-facing angle θ on velocity field

4.2.2 压强、阻力系数及仿真流量分析

流体绕流过半球缺群后由于边界层的分离会产生大量的旋涡和速度脉动,引起半球缺群前后压强及绕流阻力的变化。

如图 3 所示,取距离最左边一列半球缺球面顶点及最右边一列半球缺圆面各 10 mm 处的平面 $a-a$ 、 $b-b$ 作为参考平面,依次提取迎流角 $\theta=0, 15, 30, 45, 60$ 和 90° 对应流场中 $a-a$ 、 $b-b$ 平面中心位置处的平均压强 \bar{p}, \bar{p}' ,则流体正、反向绕流过半球缺群后的压强差分别表示为 $\Delta p = \bar{p} - \bar{p}'$, $\Delta p' = \bar{p}' - \bar{p}$,根据式(2)、(3)可获得对应各迎流角下半球缺群的正、反向阻力系数值,如表 1 所示。

由表 1 可知,随着半球缺群迎流角 θ 在 $0^\circ \leq \theta \leq 45^\circ$ 内增加,正、反向绕流半球缺群的压强差及阻力系数均增加,且在 $\theta \approx 45^\circ$ 时流阻差达到最大值;反向压强差及阻力系数增加的幅度显著地大于正向; θ 介于 $45^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$ 之间时,随着 θ 的增加,压强差及阻力系数均减小,至 $\theta=90^\circ$ 时,正、反向压强差及阻力系数近似相等且流阻差减小到接近零值。

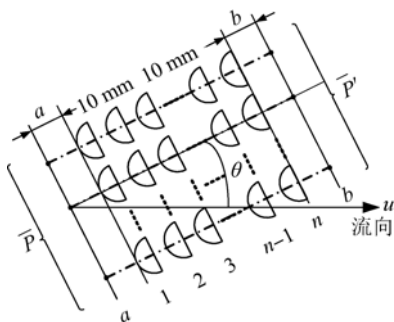


图 3 流场指定位置处压强取值分布示意图

Fig. 3 Pressure distribution of specified plane

表 1 压强差、流阻的比较

Tab. 1 Comparison of pressure difference and flow resistance

角度/ $^\circ$	流向	压强差/Pa	阻力系数	反、正向流阻差
0	正向	67133	4.026	1.308
	反向	144311	5.334	
15	正向	81901	4.611	1.466
	反向	168192	6.077	
30	正向	97703	5.183	1.952
	反向	200675	7.135	
45	正向	129223	5.556	2.04
	反向	207979	7.596	
60	正向	103591	5.091	1.93
	反向	120133	7.021	
90	正向	1459	0.067	0.03
	反向	1488	0.097	

分析原因认为,随着迎流角 θ 在 $0^\circ \leq \theta \leq 60^\circ$ 内增加,结合图 2 可知,正向、反向流动时形成的旋涡强度增加,因而压强差及流动阻力较 $\theta=0^\circ$ 时均增加,尤其是反向绕流圆面后产生旋涡尾流区显著地大于正向,所以反向压强差及阻力系数增加的幅度大于正向;特别地,当 θ 处于 $30 \sim 45^\circ$ 时,反向绕流半球缺群后形成的旋涡强度达到极值,因而流阻差达到最大;当 $60^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$ 时,矩形排列的半球缺群逐渐对称于入口、出口所在直线的位置,因而正流、反流的压强差及流动阻力逐渐减小,至 $\theta=90^\circ$ 压降达到最低,流阻差接近于零值。

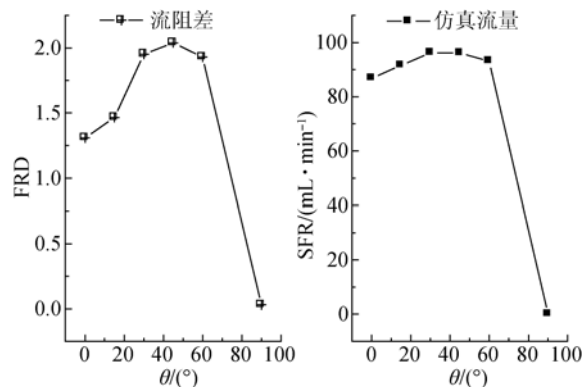


图 4 流阻差与流量随迎流角的变化曲线

Fig. 4 Change curves of Flow Resistance Difference (FRD) and Simulation Flow Rate (SFR) along with different flow-facing angles

图 4 所示为流阻差与仿真流量随迎流角变化曲线。流阻差与仿真流量随迎流角 θ 的变化趋势相近,在 θ 处于 $30\sim 45^\circ$ 内流阻差增加较显著,在 $\theta \approx 45^\circ$ 时仿真流量达到最大值 96.13 mL/min ,在 $\theta = 90^\circ$ 时,流阻差和仿真流量达到理论零值。

4.3 对混合搅拌效果的影响

综合图 2 可知,在迎流角 $0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$ 内变化时,流体正、反向绕流半球缺群后都会产生湍流和旋涡现象,不同成分的流体流经上述半球缺群区域时,流体经过一系列或一排半球缺的湍流和旋涡还没有散开,就会被推进到下一列或下一排半球缺的影响区域,这样会发生多重混合,这种层层叠加的多重混合有利于浓度、密度、黏度不同的流体实现高度均匀混合,实现到对流体混合和输送。

5 试验验证

5.1 泵流量测试

泵流量测试是指零压差下的流量测量,图 5 所示为泵流量测试示意图。由信号发生器和功率放大器提供泵振子需要的驱动频率及电压,利用高精度电子秤(精度 0.01 g)测量规定时间内流出泵腔的液体质量或直接读出刻度量杯中液体的体积,多次测试取其平均值记为流量值,试验流体为纯净水。泵流量测试时,事先调整储液杯杯口位置与泵出口、入口管轴线处于同一高度上,为确保试验过程中的零压差测试条件,试验中通过蓄水瓶及调节阀源源不断地向储液杯内补充水分,使储液杯内液面总是处于满盈状态,多出的水自动溢出于储液杯下面的玻璃槽内,以确保储液杯液位与出入管口液位持平。泵流量试验样机及试验条件与仿真分析中泵参数及条件一致,试验中以行距、列距相等($S=H=12 \text{ mm}$)的 3×4 矩形排列半球缺群为测试对象,以纯净水为测试流体,取驱动电压及频率为 120 V 、 6 Hz ,依次测试迎流角 θ 为 0° 、 15° 、 30° 、 45° 、 60° 和 90° 对应的泵流量。

试验测得的泵流量随半球缺群迎流角的变化曲线如图 6 所示。当迎流角 $\theta \leq 45^\circ$ 时,随着 θ 的增加,泵流量增加,在 θ 处于 $30^\circ \sim 45^\circ$ 内,泵具有较好的输出效果,在 $\theta \approx 45^\circ$ 时泵流量达到极值

68.8 mL/min ;当 $45^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$ 时,泵流量随 θ 的增加而减小,在 $\theta \approx 90^\circ$ 时,由于空气的影响,泵流量非零值而为 16.3 mL/min 。

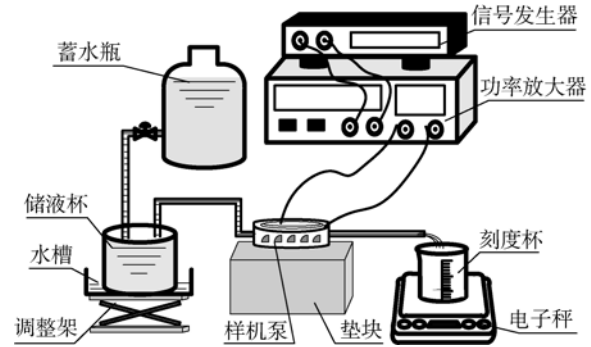


图 5 泵流量试验示意图

Fig. 5 Schematic diagram of pump flow rate test

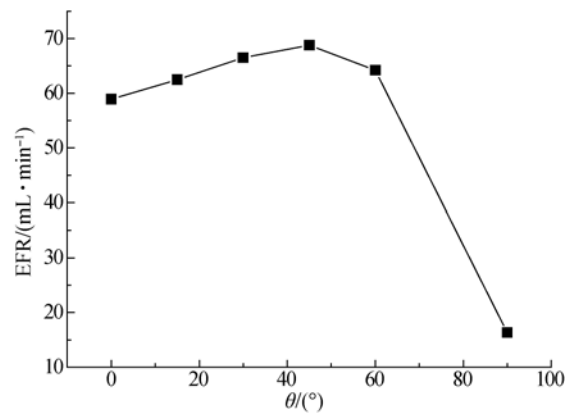


图 6 试验流量随半球缺群迎流角的变化曲线

Fig. 6 Change curve of Experimental Flow Rate (EFR) along with different flow-facing angles

5.2 泵试验流量与仿真流量的比较

图 7 所示为泵流量随半球缺群迎流角一个周期内变化曲线。仿真流量曲线在 $\theta = 90^\circ$ 、 270° 出现零流量值,在 $90^\circ < \theta < 270^\circ$ 内出现反向出流,一个周期内出现 4 次流量峰值。试验流量曲线在迎流角为 $90^\circ \leq \theta \leq 270^\circ$ 内,由于空气的影响,正向出流并非理论零值(见图 6),如果将泵的入口、出口管反置则可实现反向出流。综合以上分析可知,泵的仿真流量与试验流量随迎流角在一个周期内变化的趋势一致;仿真流量相对试验流量的最大、最小偏差分别为 32.1% 、 28.4% 。

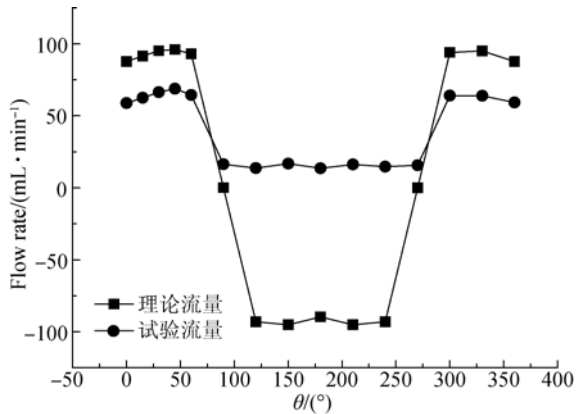


图7 泵试验、仿真流量随半球缺群迎流角一个周期内的变化曲线

Fig. 7 Change curve of experimental and simulation flow rates along with flow-facing angles in a cycle

分析误差产生的原因,有如下几方面的因素:

(1)仿真流量是对流体模型简化后得到的,忽略了实际瞬态流流场中因激波、湍流及脉动现象消耗的大量热能而导致的机械能不守恒,使仿真流量高于试验流量;

(2)试验流量测试中,流体绕过多个半球缺后会产生边界层分离现象,并在分离处产生大量旋涡及涡旋,造成流体能量的损失,使试验流量减小;

(3)旋涡的迂回、碰撞、气泡、样机的密封、试验环境等因素引起的误差随机出现,无法量化到

试验中去,因而直接影响试验结果。

6 结 论

经过对迎流角变化时半球缺群无阀压电泵的泵送和混合搅拌性能的理论研究,仿真分析和试验验证,得到如下结论:(1)针对半球缺群迎流角在 $0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$ 的变化对半球缺群无阀泵泵送性能影响的仿真分析中,得到增加迎流角对速度场、压强差、阻力系数及仿真流量的影响规律,揭示了增加迎流角能够增加反、正向流阻差的本质原因,得到了迎流角 θ 介于 $30^\circ \sim 45^\circ$ 之间时反、正向流阻差达到最大的结论。同时,还发现旋涡的大小及强度具有与仿真流量相同的变化趋势。(2)分析了迎流角在 $0^\circ \leq \theta \leq 90^\circ$ 变化时的仿真流量并进行了泵流量的试验验证,仿真分析和试验结果表明,迎流角 $\theta \approx 45^\circ$ 时,仿真流量及试验流量均获得最大值 96.13 mL/min、68.80 mL/min。(3)对迎流角 θ 在 $0^\circ \leq \theta \leq 360^\circ$ 内变化的仿真流量及试验流量进行了比较,发现迎流角 θ 在一个周期内变化会出现 2 次正向流量峰值和 2 次反向流量峰值。本研究为半球缺群无阀压电泵泵送性能的优化分析及实现流体的混合泵送奠定了基础。

参考文献:

- [1] IVANO I, DINO A. Modeling and experimental validation of a piezoelectric micropump with novel no-moving-part valves [J]. *Sensors and Actuators A*, 2007, 133(18):128-140.
- [2] 张建辉,曹炳鑫,陈道根,等. 半球缺阻流体无阀压电泵的实验验证[J]. *光学精密工程*, 2014, 22(1):76-84.
ZHANG J H, CAO B X, CHEN D G, et al.. Experimental verification on valve-less piezoelectric pump with hemisphere-segment bluff-body [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2014, 22(1): 76-84. (in Chinese)
- [3] 胡笑奇,张建辉,黄毅,等. 仿尾鳍式变截面摆动振子无阀压电叠堆泵的结构设计[J]. *光学精密工程*, 2011, 19(6): 1334-1343.
HU X Q, ZHANG J H, HUANG Y, et al.. Structure design of caudal-fin-type piezoelectric-stack pump with variable cross-section oscillating vibrator [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2011, 19(6): 1334-1343. (in Chinese)
- [4] 黄俊,张建辉,王守印. 多级“Y”型流管无阀压电泵的原理与试验验证[J]. *光学精密工程*, 2013, 21(2):423-430.
HUANG J, ZHANG J H, WANG SH Y. Theory and experimental verification on valveless piezoelectric pump with multistage Y-shape tubes [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2013, 21(2): 423-430. (in Chinese)
- [5] MORRIS C J, FORSTER F K. Low-order modeling of resonance for fixed-valve micropumps based on first principles [J]. *Journal of Microelectromechanical Systems*, 2003, 12(3):325-334.
- [6] SHEEN H J, HSU C J. Experimental study of flow characteristics and mixing performance in a PZT self-pumping micromixer [J]. *Sensors and Actuators A*, 2007, 139(2):237-244.
- [7] 夏齐霄,张建辉,李洪. 非对称坡面腔底无阀压电泵[J]. *光学精密工程*, 2006, 14(4): 641-647.

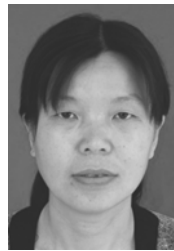
- XIA Q X, ZHANG J H, LI H. Valve-less piezoelectric pump with unsymmetrical slope chamber bottom[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2006, 14(4): 641-647. (in Chinese)
- [8] 纪晶, 张建辉, 陈道根, 等. 无阀压电泵半球缺阻流体横向排列流阻干扰特性研究[J]. *农业机械学报*, 2014, 45(9): 340-346.
- JI J, ZHANG J H, CHEN D G, *et al.*. Research on flow resistance interference property of hemisphere-segment arranging in transverse for valve-less piezoelectric pump with hemisphere-segment [J]. *Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery*, 2014, 45(9): 340-346. (in Chinese)
- [9] JI J, ZHANG J H, XIA Q X, *et al.*. Theoretical analysis and experimental verification on valve-less piezoelectric pump with hemisphere-segment bluff-body [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2014, 27(3): 595-605.
- [10] BALL D J, PENOYRE R B J, O'CONNOR B A. Numerical modeling of the hydrodynamics of complex civil engineering structures[C]. *International Conference on Hydraulic Modeling of Civil Engineering Structures*, 1982:22-24.
- [11] DALON. C. Drag force of the group of cylinder [J]. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 1977(2): 103-112.
- [12] 张建辉, 黎毅力, 夏齐霄. “Y”形流管无阀压电泵流量及流管流阻特性分析[J]. *机械工程学报*, 2007, 43(11): 136-141.
- ZHANG J H, LI Y L, XIA Q X. Analysis of the pump volume flow rate and tube property of the piezoelectric valveless pump with Y-shape tubes [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2007, 43(11): 136-141. (in Chinese)
- [13] SINGHAL V, GARIMELLA S, MURTHY J. Low reynolds number flow through nozzle-diffuser elements in valveless micropumps[J]. *Sensors and Actuators*, 2004, 113(2): 226-235.

作者简介:



胡彩旗(1974—),女,山东郯城人,博士,副教授,2004年于上海交通大学获得博士学位。主要从事流体机械的性能分析和优化设计研究, E-mail: hucaiqi@163.com

通讯作者:



纪晶(1974—),女,吉林长春人,博士,讲师,2014年于南京航空航天大学获得博士学位,主要从事新型压电泵的结构设计及理论研究。E-mail: qnjijing@163.com

(版权所有 未经许可 不得转载)