

文章编号 1004-924X(2019)12-2639-11

新型无阀泵机理与试验验证

赵丽清*, 纪 晶

(青岛农业大学 机电工程学院, 山东 青岛 266109)

摘要:针对生物、化学、医学、航空等领域混合输送微流体、微流体介质的需要,提出了集流体混合、泵送为一体的复合阻流体无阀泵,并借助复合阻流体致涡实现涡致混合功能。基于流体绕流原理对绕流阻力进行了全新诠释和表达;并利用“尾流空间压强比较法”和“流体单元动量分析法”进行了绕流复合阻流体的阻力分析,揭示了复合阻流体致阀及其本质性成因;改变传统无阀泵的结构,通过引入分流环和复合阻流体,减少泵回流量的同时实现了涡致混合的功能。制作了泵样机,在驱动频率为 11 Hz、电压为 180 V 条件下进行了泵流量试验和流体混合试验,其瞬时流量达到 53.7 mL/min;同时,借助流体涡的运动较好地混合了流体,试验验证了新型泵具有混合及泵送流体的功能。新型泵的提出创新和丰富了无阀泵的结构和功能,为无阀泵应用于微流体混合传输领域奠定了基础。

关键词:无阀;压电泵;阻流体;绕流阻力;微混合器

中图分类号:TH35;TH38 **文献标识码:**A **doi:**10.3788/OPE.20192712.2639

Principle and experimental verification of valve-less pump

ZHAO Li-qing*, JI Jing

(College of Mechanical and Electrical Engineering, Qingdao Agricultural University,
Qingdao 266109, China)

* Corresponding author, E-mail: zhliq017214@163.com

Abstract: In order to meet the demands of transmitting mixed micro-fluidics and micro-fluid media in the fields of biology, chemistry, medicine, aviation, etc., a composite drag-reducing fluid and a valve-less pump that integrates fluid mixing and pumping was proposed. It enabled simultaneous vortex inducing and mixing by using a bluff body. A new interpretation and expression of flow resistance was established based on fluid flow theory. A resistance analysis of the vortex-inducing composite bluff body was carried out by a "comparative method of pressure around the wake flow" and a "fluid unit momentum analysis", which revealed the essential mechanisms of the composite bluff body-causing valve and pump. The structure of a traditional valve-less pump was modified, and swirl mixing was realized while the pump-back flow was reduced by introducing a shunt ring and a composite bluff body group. A pump prototype was developed, and the pump flow and fluid mixing tests were carried out at a driving frequency of 11 Hz and a voltage of 180 V. The instantaneous flow rate reached 40.1 ml/min and the fluid was well mixed by the motions of the fluid vortex. These tests verify that the new type of pump can mix and transmit fluids better than other types. It improves the structure and function of the valve-less pump, and at the same time, lays a foundation for the use of valve-less

收稿日期:2019-06-05;修订日期:2019-06-25.

基金项目:山东省重点研发计划资助项目(No. 2017YF066, No. 2017CXGC0213, No. 2018GNC2310)

pumps in the field of micro-fluid transmission.

Key words: valve-less; piezoelectric pump; bluff body; floe resistance; micro mixer

1 引言

无阀压电微泵集驱动与传动为一体,具有结构简单、无电磁干扰、便于微型化等优点,作为微流体驱动器有广阔的应用前景。近年来,在性能优化^[1-2]、新结构泵^[3-4]和应用研究^[5]方面不断出现新的研究成果。特别地,根据形成“无移动部件阀”的结构不同,无阀泵还能实现对流体的混合,因而具有集混合、输送为一体的泵送功能,同时,其泵结构易于微型化和集成化,更适应微流控的发展趋势。

在流体混合输送方面,J. C. Rife 提出了压电驱动式微流体混合器^[6],能够实现对流体的有效混合但不能输送流体;H. J. sheen 设计了一种无阀泵,借助流管内置入的交错排列的锥形挡块实现流体的混合泵送^[7];夏齐霄利用腔底的非对称坡面混合流体设计了非对称坡面无阀压电泵^[8-9];张建辉、黄俊等设计的 Y 形流管^[10]、多级 Y 形流管^[11]无阀泵泵送流体的同时利用特殊形状的 Y 形管道对流体产生混合作用;姜枫、刘国君等设计了一种无阀压电泵驱动的集成式微混合器,将驱动源无阀压电泵和 Y 型微混合流道集成于 PDMS 基板上,集成式微混合器采用脉动驱动的工作方式,实现对含有粒子溶液的精密输送和可控混合^[12]。以上锥形挡块、非对称坡面及 Y 形流管的存在使流体实现了混合,但也增加了泵的工艺难度及结构尺寸。

阻流体无阀压电泵^[13]是通过正向、反向绕流泵底座上的阻流体时形成的流阻差来实现泵送流体的。半球缺阻流体无阀压电泵^[13-14]能够混合流体,但半球缺阻流体通常是沿流体进出的方向单列或多列并行排布的,由于不能保证每组阻流体均沿流体流入、流出的方向布置,且因其均是同一类型的阻流体而未能发挥最大的引流、阻流效果,使泵送性能和混合效果受到泵体结构的限制。

另外,由于无阀压电泵内部没有截止阀片,导致泵的截止性较差,因而无阀泵的回流现象一直是无阀泵未能攻克的技术难题。尽管近年来有关无阀泵的研究成果颇多,但多集中于新型泵的结

构设计和参数优化方面,鲜有涉及无阀压电泵回流性能方面的研究。而回流量现象的存在严重影响着无阀泵的泵送性能和流体混合效果。因此,无阀泵要实现较好的混合输送性能,必须要改善泵的回流性能。

本文提出了一种集流体混合和泵送为一体的新型无阀压电泵,该泵以复合阻流体作为无移动部件阀,使泵具有泵送流体的功能,同时借助复合阻流体产生流体涡而实现涡致混合的功能。研究内容包括:通过研究分流装置、创新泵座及阻流体形状,有效抑制了回流量;提出新型复合阻流体作为无移动部件阀,解析复合阻流体致阀、致泵的单向流动机理;制作泵的原理样机,并进行泵送性能试验和流体混合性能试验。理论分析和试验研究表明,新型泵结构有效抑制回流的同时能够实现流体的高效混合和输送。

新型泵的提出丰富和扩大了无阀泵的结构和功能;同时,因利用泵腔内部的“复合阻流体阀”替换了泵腔外部的“管道阀”,且阻流体尺寸、泵体尺寸有微小化的空间,因而能够显著地缩小泵的结构和体积,使其面向微流控、微机电系统的混合传输成为可能。

2 复合阻流体无阀泵结构及工作过程

2.1 新型“复合阻流体阀”的提出

无阀压电泵是指泵内没有可运动的实体阀类零件,但有能够形成流阻差的结构特征(如锥形流管无阀泵^[15]、Y 形流管无阀泵^[10-11]中的锥形流管和 Y 形流管等),该结构特征即称为无移动部件阀。而阻流体无阀泵是将具有一定结构形状的阻流体(钝体)置于泵腔内,利用流体反向和正向绕流阻流体时的流动阻力不等而泵送流体的,这种阻流体起到了无移动部件阀的作用,被称作阻流体阀^[13]。因流体绕流过阻流体会产生涡旋,而涡旋的运动能够混合流体,因而阻流体无阀泵能够实现对流体的混合和泵送,且其混合泵送的效果主要取决于流阻差及涡强。基于流体绕流理论,能够形成反向、正向流阻差的阻流体有很多,如半

球、半球壳、三棱柱等, 而要形成大流阻差和强涡流效应则需具有复杂廓形的阻流体以形成较大的形状阻力来实现。由此可知, 以独立的阻流体或同类型的阻流体构成的无阀泵^[13-14]不是效果最好的, 本文提出新型复合阻流体阀及其无阀泵, 其结构如图 1 所示。

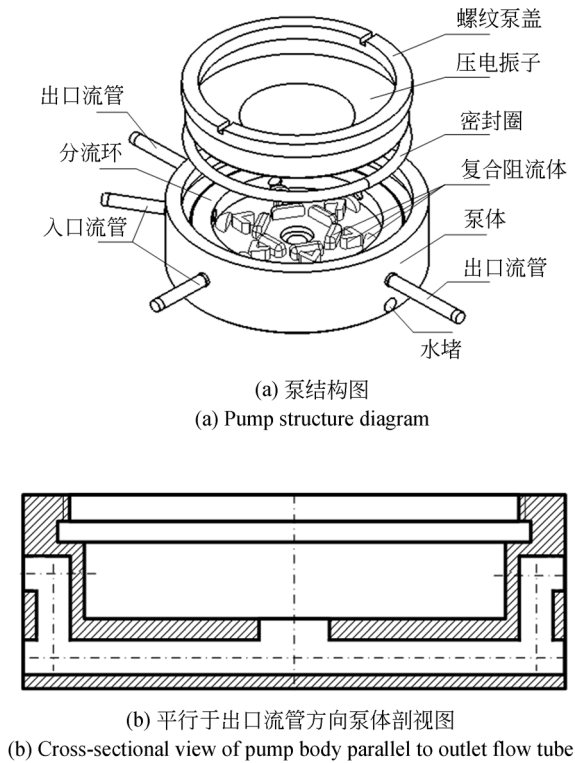


图 1 复合阻流体无阀泵结构
Fig. 1 Composite bluff body valve-less pump structure

2.2 新型泵结构

新型泵由泵体、螺纹泵盖, 分流环, 压电振子, 复合阻流体及密封圈组成, 其结构如图 1 所示。图 1(a)中, 泵体内壁近上端面处加工有螺纹, 螺纹下方加工有安装密封圈和分流环的槽; 分流环侧壁上沿圆周方向均布有 6 个流体流入、流出泵腔的孔口; 泵底面圆周上均布有 6 组复合阻流体, 每个阻流体组(可结合图 3)包含: 1/4 球体、V 形块和带圆角的长方体, 且每组阻流体中的 1/4 球面正对分流环的孔口布置、长方体的矩形表面正对泵腔底面中心的出口布置; 压电振子置于密封圈上, 附有缓冲胶垫的螺纹泵盖与泵体进行螺纹连接的同时压紧振子。出口流道结构如图 1 中 (b)图所示, 由垂直于泵腔底面的中心孔、平行于

泵腔底面且位于泵腔底面内部的内孔流道、平行于泵体壁面的壁面内孔流道和壁面上端出水口组成, 而壁面下端水孔为工艺孔, 泵工作时需要用水堵密封。

为方便描述, 规定流体沿入口流管流入经分流环分流后流入泵腔和泵腔底面中心孔至出口流管排出的流动为正向流动, 反之, 流体由底面中心孔回流至泵腔并绕流矩形表面经分流环孔口和入口流管排出的流动为反向流动。

2.3 泵工作过程

压电振子在驱动电压作用下以一定的频率做向上隆起(远离泵腔)和向下凹入(趋近泵腔)的往复运动, 如图 2 所示, 分别实现泵内流体的吸入过程和排出过程。

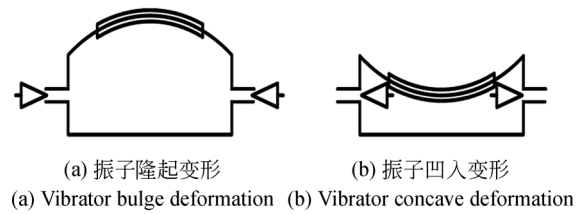


图 2 压电振子形变模拟
Fig. 2 Piezoelectric vibrator deformation simulation

2.3.1 泵腔内流体吸入阶段

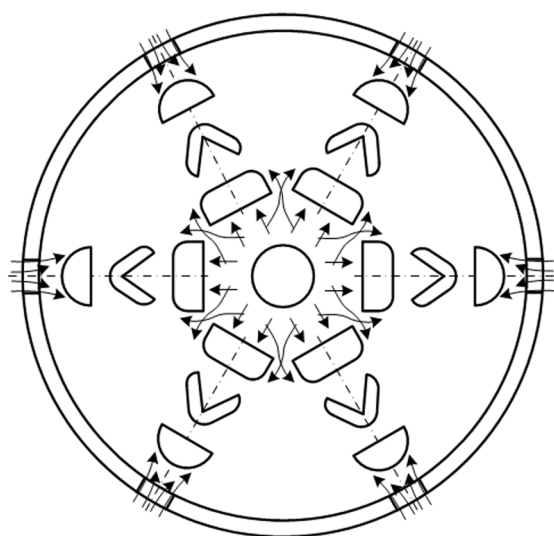
如图 2(a)所示, 当振子向上运动时, 泵腔体积增大、压强减小, 泵处于吸入流体阶段, 即流体沿正向流动和反向流动同时被吸入泵腔, 其流向如图 3(a)所示。但由于反向流动的流体要克服自身的重力势能, 同时, 还要克服沿圆周辐射分布的 6 个矩形陡直端面对流体的阻力, 因而流体反向流动使泵吸入的回流量较少, 即泵处于吸入流体阶段受流体回流的影响较小, 流体正向流动可使泵获得较高的净吸入量。

2.3.2 泵腔内流体排出阶段

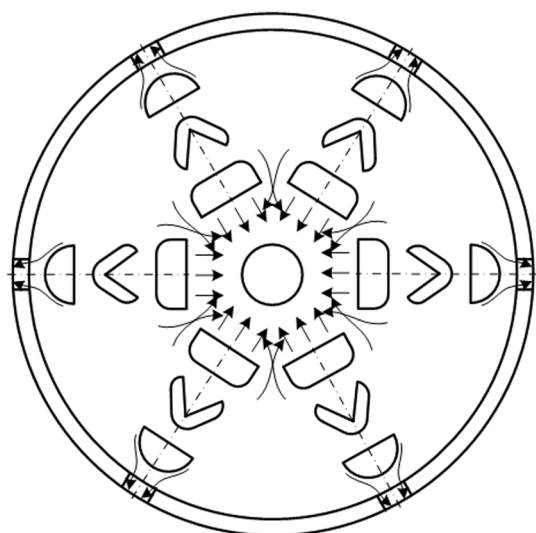
如图 2(b)所示, 当振子向下运动时, 泵腔内体积减小压强增大, 泵处于排出流体阶段, 即流体沿正向和反向同时排出泵腔, 其流向如图 3(b)所示。由于流体反向绕流排出时, 需绕流过矩形端面、锥形凹面、进入分流环孔口、再经入口管才能排出, 其整个流动路径的流动阻力远远大于流体正向绕流过光滑圆顺的球面、V 形块和长方体轮廓面的阻力, 所以反向排出流体的体积较少, 即泵处于排出流体阶段受流体回流的影响较小, 因而

流体正向流动可以使泵获得较高的净排出量。

由此,在振子一个周期的振动形变中,由入口吸入的流体多,由出口吸入的流体少;由出口排出的流体多,由入口排出的流体少;配合振子的周期运动,宏观上即实现了无阀泵单向泵送流体的功能;同时由于引入多组复合阻流体,克服了传统无阀压电泵受回流量影响严重的弊端。



(a) 吸程时流体流向
(a) Fluid flow during suction



(b) 排程时流体流向
(b) Fluid flow during scheduling

图 3 泵工作周期内的流体流向示意图

Fig. 3 Schematic diagram of fluid flow during pump duty cycle

新型复合阻流体无阀泵与传统无阀泵相比较,在结构上由于舍去了锥形(或 Y 形)等复杂的流管结构而充分利用了泵体内部的空间,使无阀压电泵的结构更紧凑,体积更小,利于微型化及微流控集成;与半球缺阻流体无阀泵相比较:(1)增加了分流环,减少回流量的同时,提高了净输入输出流体量。分流环使流体可由分流环上的多个入口同时流入泵腔,且每组阻流体均沿流体入口方向布置,获得最大的流阻差的同时减少回流量;(2)改变了传统泵座的结构和阻流体结构,易于实现涡致耦合。流体出口流道设置在泵底面中心和泵底面内部,易于实现腔内多路流体的急剧汇流,提高混合效率和效果;同时,进口流管可设计成多个,每个进口流管可流入同相或不同相的液体,若为不同相的液体,流体在分流环内撞击和绕流多组阻流体后均会产生旋涡,在旋涡的作用下能够实现充分、高效的混合。因而新型泵的提出,减少泵回流量的同时,集成了流体混合功能,扩大了无阀压电泵的应用领域。

3 复合阻流体无阀泵泵送机理解析

根据流体力学理论,绕流阻力是摩擦阻力与压差阻力之和,但由于流场的复杂性和瞬变性,在数学上还没有统一的流动方程式来求解任意形状物体的绕流阻力。工程研究中多通过试验研究方法获得阻力值。本文为探索新型泵泵送机理,从物理、力学视角入手,结合流体力学理论,以图 3 中复合阻流体为研究对象,分析论证绕流阻力的形成原因及作用规律,从理论上解析复合阻流体无阀压电泵能够单向泵送流体的成因。

3.1 绕流阻力的全新诠释和表达

传统的绕流阻力的表达式是用摩擦阻力与压差阻力之和来表示,但是压差阻力与物体的形状特征密切相关,针对某一特定形状的物体其压差阻力的计算没有统一的求解公式。

为方便分析绕流中各表面的受力及力学计算,本文深入剖析绕流阻力基础上,重新诠释了绕流阻力的物理含义,认为物体在流体里运动除受到摩擦阻力外,还包括:(1)物体前部迎流面上由于受到流体的静压强作用,在迎流面上产生向后的推力;(2)物体前部对周围流体进行绕动分流所消耗的力;(3)物体后部背流面上受到的向前的推

力。由此:图 4 中正向、反向来流绕流过复合阻流体的绕流阻力可表示为:

$$F_{Dz} = F_{fz} + P_{pz} - P_{tz} + F_{rz}, \quad (1)$$

$$F_{Df} = F_{ff} + P_{pf} - P_{tf} + F_{rf}, \quad (2)$$

其中: F_{fz}, F_{ff} 为正向、反向绕流的摩擦阻力; P_{pz}, P_{pf} 为正向、反向绕流前端面(迎流面)时的流体静压力; P_{tz}, P_{tf} 为正向、反向绕流后端面(背流面)时的流体的逆压推力; F_{rz}, F_{rf} 为正向、反向绕流前端面(迎流面)时对周围流体的扰动力; F_{Dz}, F_{Df} 为正反向绕流复合阻流体时的绕流阻力。

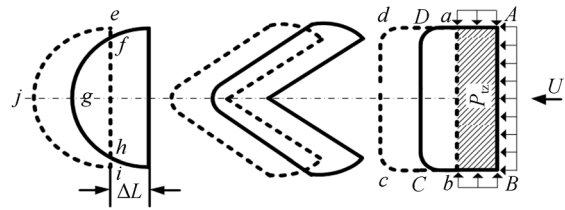
根据式(1)和式(2), 绕流阻力表达式可细分为摩擦力、物体前部的流体静压力、物体后部的逆压推力和前部对周围流体扰动力 4 个部分。而从流体绕流本质而言, 流体静压力、逆压推力和扰动力的综合作用导致流体流经物体后产生压强损失, 最终表现为压差阻力或形状阻力, 这与流体力学中的“绕流物体受到的流动阻力是摩擦阻力和压差阻力之和”是一致的。综上, 将抽象的压差阻力用具体的前部流体静压力、扰动力和后部流体逆压推力来表达, 为复杂、瞬变的绕流阻力的分析和计算提供了一种切实可行的新方法。

图 1 中的复合阻流体若能够具有“阀”的功能, 则流体正、反向绕流复合阻流体的流动阻力必不相等, 且必有 $F_{Dz} < F_{Df}$ 。由于流场运动的不稳定性, 若仍然利用流体力学理论对逆压推力 P_{tz}, P_{tf} 和扰动力 F_{rz}, F_{rf} 进行分析和比较, 是比较困难的。下文从数学和物理的角度出发, 利用上述对绕流阻力全新的物理分析和表达, 对复合阻流体进行力分析, 进而比较正向、反向绕流复合阻流体时绕流阻力的大小。

3.2 正向、反向绕流复合阻流体时后端面处逆压推力分析及比较

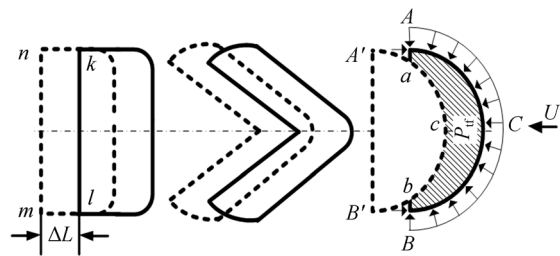
设来流以低速 U 绕流过静止的复合阻流体, 根据运动的相对性原理, 相当于复合阻流体以低速 U 在静止流体中运动。图 4 是正向、反向绕流复合阻流体时逆压推力 P_{tz}, P_{tf} 的分析示意图。

正向绕流时, 设复合阻流体在 Δt 时间内向左前方移动一段微小距离 Δ_L , 其移动后的位置如图 4(a) 中虚线所示, 这时复合阻流体的前端半球形迎流面向左侧推开了 $efghije$ 空间内的流体, 复合阻流体后端处的长方体的尾外侧则腾出了 $aABb$ 可以想象的体积空间, 该空间为长方体区域, 其空



(a) 正向绕流球面时的速度方向

(a) Direction of velocity when sphere is moving in forward direction



(b) 反向绕流矩形平面时的速度方向

(b) Speed direction when rectangular plane is reversely flow

图 4 正、反向绕流复合阻流体逆压推力分析

Fig. 4 Forward and reverse flow combined flow resistance back pressure thrust analysis

间体积 V_z 的表达式如式(3)所示; 而一旦形成这样的体积空间, 周围的流体就会通过进流面 S_z 迅速涌入 V_z 空间内, 使该空间内的压强快速回升, 进流面积 S_z 如式(4)所示(复合阻流体的几何参数见表 1):

$$V_z = a \cdot b \cdot \Delta_L = 8 \times 4 \cdot \Delta_L = 32\Delta_L, \quad (3)$$

$$S_z = a \cdot b + a \cdot \Delta_L + 2b \cdot \Delta_L = 32 + 16\Delta_L. \quad (4)$$

反向绕流时, 同理, 设复合阻流体在 Δt 时间内向左前方移动一段微小距离 Δ_L , 即图 4(b) 中复合阻流体移动到虚线位置。此时, 复合阻流体前端的长方体向左侧推开了 $klmn$ 空间内的流体, 其后端处的 $1/4$ 半球的尾外侧则腾出了 $ACBbcaA$ 所包围的可以想象的体积空间 V_f , 其数值应为 $1/4$ 球体的体积与 $1/4$ 球缺体积的差值, 如式(5)所示; 而一经形成 V_f 体积空间, 周围的流体就会通过 $1/4$ 球面 $aACBb$ 涌入 V_f 空间内, 其进流面积 S_f 约等于球面积的 $1/4$, 其表达式如式(6)所示:

$$V_f = (V_1 - V_2)/4 = (4\pi r^3/3 - \pi(r - \Delta_L)^2(2r + \Delta_L)/3)/4 = \pi r^3/6 + \Delta_L \pi r^2/12 = 33.51 + \Delta_L \pi r^2/12, \quad (5)$$

其中: r 为球体半径, V_1 为 1/4 球体的体积, V_2 为 1/4 球缺的体积。

$$S_f \approx S_Q/4 = \pi r^2 = 50.27. \quad (6)$$

因设定的移动距离 Δl 较小, 比较式(3)和式(5)可知, $V_f \gg V_z$; 比较式(4)和式(6)可知, $S_f \approx S_z$, 即在 Δt 时间内, 正向绕流复合阻流体时, 其长方体的尾后部所腾出的体积空间 V_z 远远小于反向绕流复合阻流体时的 1/4 球面所腾出的体积空间 V_f ; 而其正向进流面积近似等于反向进流面积。

封闭空间内的压力与进入该空间内的流量和该闭合空间的体积有关。图 4 中, 背流面只要一腾出有效的体积空间 V_z, V_f , 该空间即会被外围的流体迅速填满, 使密闭空间内的压力值快速回升。由于正向绕流和反向绕流的背流面处进流面积近似相等, 而密闭的体积空间 $V_f \gg V_z$, 故在相同的时间内, 即 V_z 空间内的各点的压力值较 V_f 空间各点压力值上升或恢复得快, 也即 V_z 空间内逆压推力远远大于 V_f 空间内的逆压推力。

以上通过对尾流空间内压强的比较, 讨论了逆压推力的大小, 得到如下结论: 正向绕流复合阻流体时背流面处产生的逆压推力 P_{tz} 远远大于反向绕流复合阻流体背流面处产生的逆压推力 P_{tf} 。本文将比较逆压推力大小的方法命名为“尾流空间压强比较法”。

3.3 正向、反向绕流复合阻流体前端迎流面处扰动力分析

在流体中前进的形体会对流体产生强力扰动, 这个扰动流体的力牛顿描述为^[16]: 扰动力等于单位时间(s)内施加给流体单元的动量, 即:

$$MU = \rho AU^2, \quad (7)$$

其中: ρ 为流体密度; U 为型体的运动速度; A 为型体的迎流面面积。

利用此公式定性分析流体正向、反向绕流复合阻流体迎流面时所受到的扰动力, 进而比较绕流球面迎流面和矩形平面迎流面时对流体扰动力的大小。

图 5 是正向、反向绕流复合阻流体时的两种迎流面上速度方向示意图。图(a)中正向来流以水平均速 U 作用到半球面上, 则其沿球面法线方

向的速度为 $U \sin \theta$ (θ 为作用在圆上任意点的速度方向与该点切线方向的夹角); 图(b)中反向来流时作用到矩形表面上的速度 U 是垂直于表面的。因此可知, 流体正向绕流球面迎流面时施加给流体单元的速度仅为反向绕流矩形表面迎流面的 $1/\sin \theta$, 即球面对流体的扰动度远远小于矩形表面。

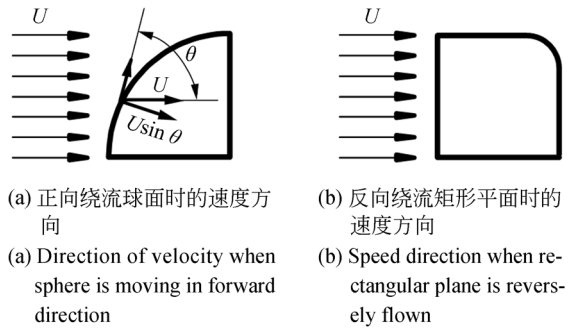


图 5 正向、反向绕流复合阻流体迎流面速度方向示意图

Fig. 5 Schematic diagram of velocity direction of forward and reverse flow composite bluff body

对于球面迎流面, 建立图 6 所示的极坐标系 (为分析计算方便将 1/4 球沿水平方向镜像成 1/2 半球, 最后将计算结果再缩小 1/2), 其中球心作为原点, θ 为极角, r 为极径。

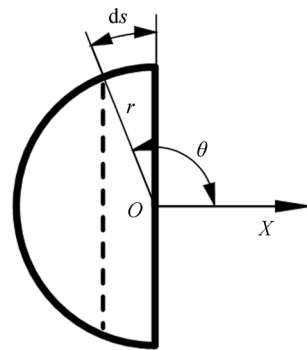


图 6 半球面作为迎流面的极坐标系示意图

Fig. 6 Schematic diagram of polar coordinate system of hemispherical surface as upstream surface

如图 6 所示, 要计算球面迎流面的面积, 可通过计算 ds 沿圆周方向围成的球台面积对 θ 的积

分而获得,根据式(7),1/2 球面对流体的扰动量为: $MU_Q = \int \rho U^2 dA = \rho \int_{\pi/2}^{\pi} (U \sin \theta)^2 2\pi r \cos \theta ds = \rho \int_{\pi/2}^{\pi} (U \sin \theta)^2 2\pi r \cos \theta \sqrt{(r \sin \theta)^2 + (r \cos \theta)^2} d\theta = 2\pi \rho r^2 U^2 / 3$,则 1/4 球面对流体的扰动量 F_{rz} 为:

$$F_{rz} = MU_Q / 2 = \pi \rho r^2 U^2 / 3 = 16.76 \rho U^2. \quad (8)$$

反向绕流矩形表面时对流体的扰动量 F_{rf} 为:

$$F_{rf} = MU = \rho U^2 A = \rho U^2 a \cdot b = 32 \rho U^2. \quad (9)$$

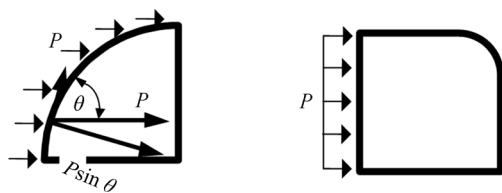
通过比较式(8)、式(9)可知:反向绕流时的矩形迎流面对流体的扰动量大于正向绕流时球面迎流面对流体的扰动量。

以上通过分析流体单元的动量,讨论了扰动力的大小,得到如下结论:正向绕流复合阻流体时前面对流体的扰动量 F_{rz} 小于反向绕流复合阻流体前端面处产生的扰动量 F_{rf} 。本文将分析扰动量的方法命名为“流体单元动量分析法”。

3.4 正向、反向绕流复合阻流体的摩擦力和正压力分析

流体正向绕复合阻流体时,根据斯托克斯关于圆球阻力的探讨可知,低速运动时摩擦阻力值较小,对流动阻力的影响可以忽略,故球面上仅考虑正压力作用;反向绕流复合阻流体时,因流体速度与矩形迎流面的壁面垂直,因而摩擦阻力在水平方向的投影量为零,故矩形迎流面上只受到流体正压力的作用。

图 7 是正向、反向绕流复合阻流体时前端面



(a) 正向绕流球面时受正压力状态
(a) Positive pressure state when ball is moving in forward direction
(b) 反向绕流矩形面时受正压力状态
(b) Positive pressure state when reversing rectangular surface in reverse

图 7 正向、反向绕流复合阻流体前端面受正压力示意图

Fig. 7 Schematic diagram of positive pressure on front end surface of forward and reverse flow rectifying fluids

受正压力作用示意图。设流体作用到前端面上的压强为 P , θ 的定义同图 5,则正向绕流时作用到 1/4 球面上的正压力如式(10)所示,反向绕流时作用到矩形表面上的正压力如式(11)所示:

$$P_{pz} = \int p \sin \theta dA \approx \pi r^2 p / 3 = 16.76 p, \quad (10)$$

$$P_{pf} = a \cdot b \cdot p = 32 p. \quad (11)$$

比较式(10)、式(11)可知,正向绕流复合阻流体时前端面上的正压力 P_{pz} 小于反向绕流时前端面上的正压力 P_{pf} 。

3.5 正向、反向绕流复合阻流体绕流阻力比较

汇总以上分析结果,结合式(1)、式(2)可知:

$$\begin{cases} F_{fz} \approx F_{ff} \\ P_z < P_f \\ P_{tz} \ll P_{tf} \\ F_{rz} < F_{rf} \end{cases}$$

即正向绕流复合阻流体的绕流阻力 F_{Dz} 远远小于反向绕流复合阻流体的绕流阻力 F_{Df} ($F_{Dz} \ll F_{Df}$)。依据流阻系数定义公式(12):

$$C_D = 2F_D / \rho U^2 A, \quad (12)$$

则有: $C_{Dz} < C_{Df}$ 。由此可知,反向和正向绕流复合阻流体时存在阻力系数差值,且有 $C_{Df} - C_{Dz} > 0$,因而图 1、图 4 中的复合阻流体具有无阀泵中的无移动部件阀的功用,将其置于泵腔中,配合阵子的周期运动,致使同时吸入流体和同时排出流体的体积不等,驱动着流体的定向泵送。

3.5 正反向绕流复合阻流体的流阻仿真分析

为验证上述理论分析结果,现利用计算流体力学软件 CFD 分析绕流复合阻流体的正、反向流动阻力(用阻力系数 C_D 表示)。其边界条件:振子的频率 f 取为 11 Hz(经试验测试:11 Hz 为该泵低频段谐振频率)、振幅 ω 为 0.294 mm(经 CCD 微位移传感器测试获得),进出口设置为自由进出口,流体密度为 998.2 kg/m^3 ,压力差、进出口的平均速度及模拟流量均由模拟过程瞬时获得。基于此,仿真分析出正向、反向绕流复合阻流体的阻力系数分别为: $C_{Dz} = 19.3$, $C_{Df} = 43.2$,即 $C_{Df} - C_{Dz} > 0$ 成立。仿真结果验证了理论解析结果是正确的。

综上所述,结合流体绕流理论,从物体受力角度出发,对绕流阻力的含义进行全新诠释和表

达,提出了以扰动力、逆压推力、流体静压力细化压差阻力的性质和作用;并通过“尾流空间的压强比较”和“流体单元动量分析”的方法,论证了正向、反向绕流复合阻流体时绕流阻力不等的原因,进而解析了复合阻流体致阀及致泵的本质性成因。

4 复合阻流体无阀泵泵送性能试验验证

4.1 泵试验样机制作

图 8 是实际制作的复合阻流体无阀泵样机,其尺寸参数见表 1。泵体、V 形块、长方体均采用亚克力材料制造,1/4 球体采用钢球通过线切割工艺制造。

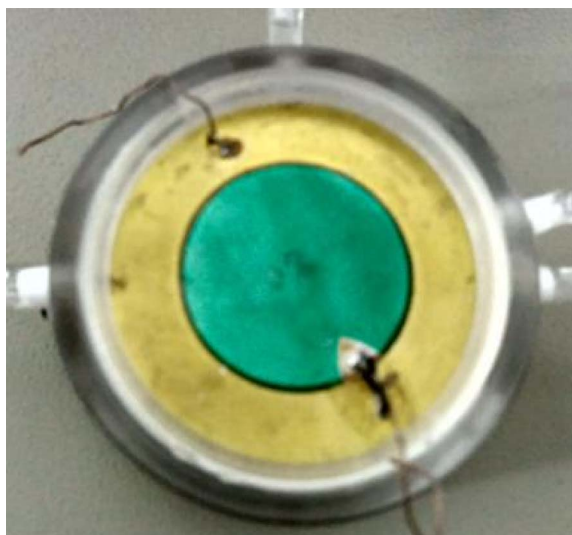


图 8 复合阻流体无阀泵样机

Fig. 8 Composite fluid-resistant valveless pump prototype

表 1 实验用泵样机几何参数

Tab. 1 Experimental pump prototype geometric parameters

1/4 球 缺直径 /mm	V 形块 边长 /mm	长方体 长×宽× 高/mm	泵 直径 /mm	泵 高度 /mm	泵 直径 /mm
8	5	8×4×4	50	6	60

图 9 是泵流量试验测试图,采用信号发生器提供振子周期振动的频率,采用功率放大器提供

振子振动的电压,选用可调流量的蓄水瓶以保持试验过程中量杯内水位的恒定。

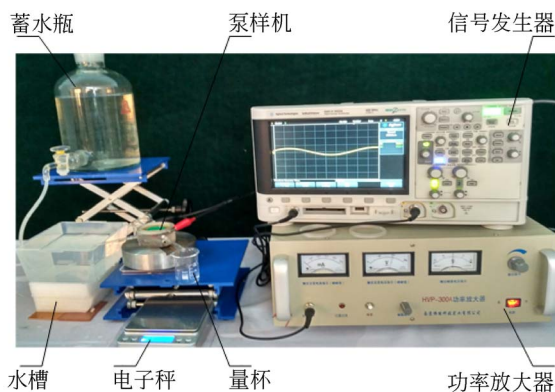


图 9 复合阻流体无阀泵试验照片

Fig. 9 Composite bluff body valveless pump test photo

4.2 泵送性能试验验证

4.2.1 泵试验流量及其与理论流量的比较

泵理论流量可通过式(13)、式(14)获得^[17-18]:

$$Q_L = f\Delta V(C_{Df} - C_{Dz}) / (2 + C_{Df} + C_{Dz}), \quad (13)$$

$$\Delta V = \pi \omega R^2 / 2, \quad (14)$$

其中: f 为振子的振动频率, ΔV 为压电振子振动产生的容积变化量^[18], R 为压电振子半径。经计算得到了泵理论流量 Q_L 随频率 f 变化(6~12 Hz)的数值,其变化曲线如图 10 中虚线所示。

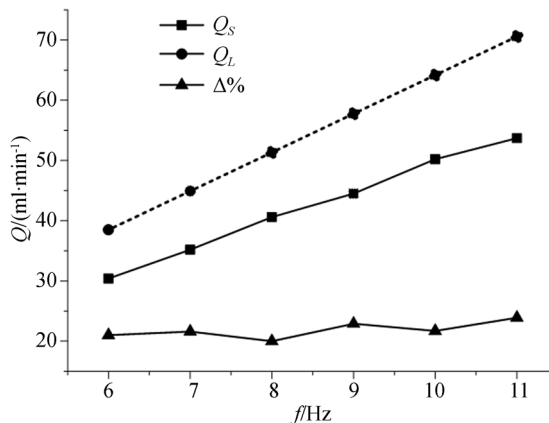


图 10 泵试验流量、理论流量及偏差随频率的变化曲线

Fig. 10 Test flow, theoretical flow and deviation versus frequency

泵试验测试的流体介质采用纯净水, 驱动电压为 180 V 时, 测试了泵试验流量随频率 f (6~12 Hz) 的变化情况, 其测试数据曲线如图 10 中实线所示。同时, 图中也给出了理论流量与试验流量的相对偏差 Δ 的变化曲线。

分析图 10 可知: 泵理论流量、试验流量均随频率的增加而增加, 当频率为 11 Hz 时: 泵试验流量 Q_s 达到 53.7 mL/min, 理论流量 Q_L 达到 70.58 mL/min, 理论流量与试验流量的平均偏差 Δ 为 22.1%。

4.2.2 泵背压测试

取驱动电压 180 V, 同样测试条件下, 测试了无阀泵背压随频率变化的情况, 其变化曲线如图 11 所示。

分析图 11 可知, 随着频率的增加, 复合阻流体无阀泵背压呈先增加后降低的变化, 其在频率接近谐振频率 11 Hz 时背压达到峰值 37 mm 水柱。

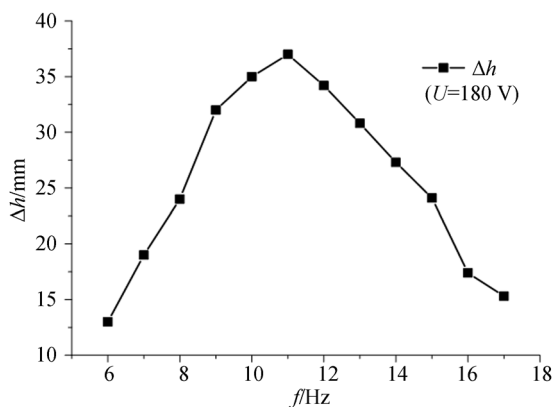


图 11 背压随驱动频率变化曲线

Fig. 11 Back pressure with drive frequency curve

泵流量试验和背压试验验证了复合阻流体无阀泵具有传输泵送流体的能力; 同时, 理论流量与试验流量的变化趋势一致证明了上述理论分析是正确的。

5 复合阻流体无阀泵流体混合性能研究

5.1 涡致混合流场分析及混合强度计算

利用流体仿真软件 ANSYS CFD (FLUENT) 进行腔体内部多组分运输模型的数

值模拟。其模型参数与泵样机参数一致, 待混合的两种流体选为红墨水和丙烯酸树脂漆 (乳胶漆)。模拟通道分别输入上述两种待混合液体, 速度边界, 压力出口。

通常, 用流体通道横截面的组分浓度来表示混合的均匀程度, 其计算公式如下:

$$M = 1 - \sqrt{\sum (\sigma_i - \sigma_m)^2 / N\sigma_m^2}, \quad (15)$$

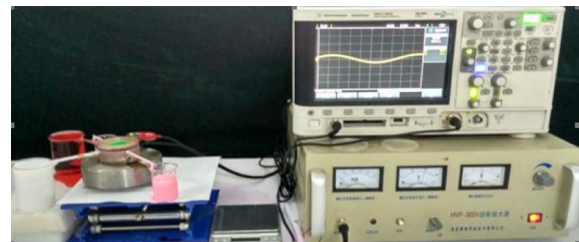
其中: σ_i 为各统计点的浓度, σ_m 为各统计点浓度的统计平均值, N 为统计点数量。

混合强度 M 是一个数值介于 0~1 之间的参数, 越是接近于 1, 表明两种液体混合越充分, 反之, 越接近于 0 表明没有发生混合。

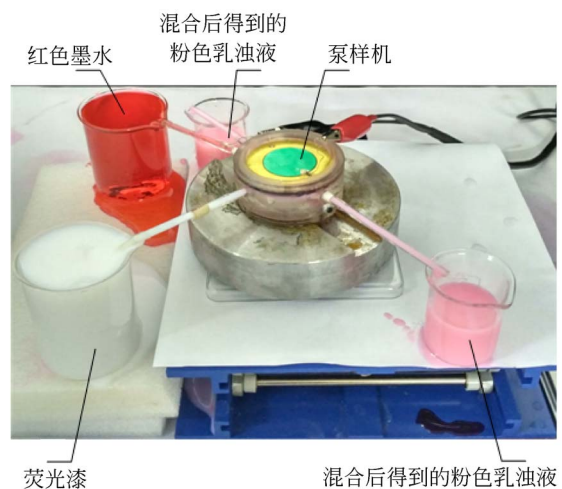
通过提取出口通道截面上的流体质点, 经计算得到 M (92%~96%)。仿真结果表明, 该复合泵能够均匀混合流体。

5.2 混合性能实验验证

混合实验用泵样机、待混合溶液及稀释比例



(a) 混合试验测试装置
(a) Hybrid test test device



(b) 混合效果
(b) Mixed effect

图 12 流体混合试验照片

Fig. 12 Test photo of fluid mixing

同上。试验中红色墨水主要起染色剂作用,便于比较直观地观察混合效果。将稀释后(丙烯酸树脂漆与纯净水按 1:10 稀释,红墨水与纯净水按 1:100 稀释)的丙烯酸树脂漆乳浊液和红墨水分别置入相同的量杯中,在驱动电压 $U(180\text{ V})$ 和驱动频率 $f(11\text{ Hz})$ 作用下经两入口流管吸入泵腔,流经分流环和复合阻流体后流出泵腔。

图 12 是混合试验图,由乳白色的丙烯酸树脂漆和红色墨水混合后得到了粉色的乳浊液。进一步观察发现,该乳浊液透明度较好,颜色分布均匀,浓度分布均匀,可见,两种液体被吸入泵腔后达到了较好的混合效果(彩图见期刊电子版)。

另外,通过观察两待混合储液杯中及其对应的入口流管内液面颜色,即可判断流体混合泵送过程中是否有回流现象。观察图 12(b)中装有红色墨水的杯口液面及其入口流管壁面,没有发现粉色液体的扩散或流动,液面始终保持透明、均一的红色;观察装有乳白色荧光漆的杯口液面及其入口流管壁面,也没有发现发现粉色液体的扩散或流动,液面始终保持透明、均一的乳白色,说明流体混合泵送过程中回流影响极微弱。

参考文献:

- [1] 陈松,刘勇,阚君武,等.微型压电泵中腔高对气泡滞留的影响规律[J].光学精密工程,2017,25(3):672-679.
CHEN S, LIU Y, KAN J W, *et al.*. Influence of pump-chamber height on bubble retention in piezoelectric micro-pump [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2017,25(3): 672-679. (in Chinese)
- [2] 曾平,李立安,胥锋,等.无阀压电泵的流固耦合仿真及试验验证[J].光学精密工程,2016,24(1):112-118.
ZENG P, LI A, XU F, *et al.*. Structural-fluid coupling simulation and experimental verification on valveless piezoelectric pump [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2016,24(1):112-118. (in Chinese)
- [3] 田晓超,杨志刚,吴越,等.无阀气体压电泵仿真分析与实验[J].振动·测试与诊断,2018,38(4):785-791+875.
TIAN X CH, YANG ZH G, WU Y, *et al.*. Simulation analysis and experiment of valve-less gas piezoelectric pump [J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2018,38(4):785-791+875.

通过涡致混合的仿真分析和混合试验研究发现,复合阻流体无阀泵能够实现对不同相流体间的高效混合;同时,混合泵送流体过程中受回流影响微弱。

6 结 论

提出了新型复合阻流体“阀”及复合阻流体无阀压电泵;创新了无阀压电泵结构,引入分流环,保证每组阻流体都能获得最大的引流、阻流效果,有效抑制了回流量;对绕流阻力进行了全新诠释和表达,利用自行确立的“尾流空间压强”比较法、“流体单元动量分析”法,揭示了复合阻流体致阀、致泵的本质性成因;在动电压及频率分别为 180 V,11 Hz 时,泵瞬时流量达到 53.7 mL/min;流体混合试验中,得到均匀稳定的混合液,与仿真结果一致。

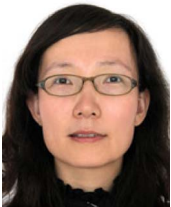
理论解析、仿真分析和试验研究的结果验证了新型泵具有混合泵送流体的功能。新型泵的提出突破了传统无阀压电泵单一泵送流体的功能,有望应用于微流体混合器领域。

(in Chinese)

- [4] 黄俊,朱宜超,施卫东,等.铍型开槽式阀压电泵的设计[J].光学精密工程,2017,25(11):2914-2922.
HUANG J, ZHU Y CH, SHI W D, *et al.*. Design of cymbal shape slotted valve based piezoelectric pump [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2017, 25 (11): 2914-2922. (in Chinese)
- [5] 陈松,王淑云,谢心怡,等.组合式压电驱动芯片水冷系统[J].光学精密工程,2018,26(5):1140-1147.
CHEN S, WANG SH Y, XIE X Y, *et al.*. Practical research on computer chip water cooling system with combined piezoelectric pump unit [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2018,26(5):1140-1147. (in Chinese)
- [6] RIFE J C, BLL M I, *et al.*. Miniature valveless ultrasonic pumps and mixers[J]. *Sensors and Actuators*, 2000,86: 135-140.
- [7] SHEEN H J, HSU C J, *et al.*. Experimental study of flow characteristics and mixing performance in a PZT self-pumping micromixer[J]. *Sensors and Actuators A*, 2007, 139:237-244.
- [8] XIA Q X, ZHANG J H, LEI H, *et al.*. Analysis on flow field of the valveless piezoelectric pump with

- two inlets and one outlet and a rotating unsymmetrical slopes element [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2012, 5. 25(3):474-483.
- [9] 夏齐霄,张建辉,雷红,等. 非对称群峰结构无阀压电泵的理论分析[J]. *光学精密工程*, 2008, 16(12): 2391-2397.
- XIA Q X, ZHANG J H, LEI H, *et al.*. Theoretical analysis of novel valveless piezoelectric pump with cluster of unsymmetrical hump structure [J] *Opt. Precision Eng.*, 2008, 16(12):2391-2397. (in Chinese)
- [10] 叶芳,黎毅力,张建辉.“Y”形流管无阀压电泵驱动器的动态研究 [J]. *光学精密工程*, 2008, 16(12): 2358-2365.
- YE F, LI Y L, ZHANG J H, Dynamic research on actuator for valveless piezoelectric pump with Y-shape tubes [J] *Opt. Precision Eng.*, 2008, 16(12):2358-2365. (in Chinese)
- [11] 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)
- [12] 姜枫. 无阀压电泵驱动的集成式微混合器设计与实验研究[D]. 长春:吉林大学, 2017.
- JINANG F. *Design and Experimental Study of the Integrated Micromixer Driven by Valveless Piezoelectric Pump* [D]. Changchun: Jilin university, 2017.
- [13] JI J, ZHANG J H, XIA Q X, WANG S Y, HUANG J, ZHAO C S. 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.
- [14] HU C Q, JI J, U X C, LIU J D, LI S D. Analysis of flow field and pumping performance for a valveless piezoelectric pump with a hemisphere-segment group. *Strojniški vestnik-Journal of Mechanical Engineering*. 2015, 61(12):731-740.
- [15] STEMME E, STEMME G. A valveless diffuser/nozzle-based fluid pump [J]. *Sensors and Actuators A*, 1993, 41(39): 159-167.
- [16] 普朗特 L, 等. 流体力学概论 [M]. 郭永怀, 陆士嘉, 译. 北京: 科学出版社, 1981:280-285.
- PRANDTL L, *et al.*. *Introduction of Hydromechanics*[M]. GUO Yonghuai, LU Shijia, trans. Beijing: Science Press, 1981. (in Chinese)
- [17] 张建辉, 王守印, 杨东平. 压电锥形流管无阀泵的研究—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, YANG D P. A study on a valveless, piezoelectric diffuser/nozzle-based fluid pump: a-nalysis of vibration and changed amount of the chamber volume [J]. *Piezoelectrics& Acoustooptics*, 1999, 21(6):457-460. (in Chinese)
- [18] 张建辉, 王守印. 压电锥形流管无阀泵的研究—单向流动原理及泵流量 [J]. *压电与声光*, 2001, 23(1):23-25.
- ZHANG J H, WANG SH Y. A study on a valveless, piezoelectric diffuser/nozzle-one-way flow principle and the pump flow [J]. *Piezoelectrics& Acoustooptics*, 2001, 23(1):23-25. (in Chinese)

作者简介:



赵丽清(1972—),女,内蒙古呼和浩特市人,博士,副教授,1993年于沈阳工业大学获得工学学士学位,2003年于内蒙古工业大学获工学硕士学位,2018年于沈阳农业大学获得博士学位,主要研究方向为农业智能装备技术的研发。E-mail: zhliq017214@163.com



纪晶(1974—),女,吉林长春人,博士,讲师,2014年毕业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: hcqijing@163.com