

[論文]

圧電素子をアクチュエータとするバルブレスマイクロポンプ

木寺 真*¹ 塚本 寛*² 宮崎康次*²

A Valveless Micro-Pump Driven by a Piezoelectric Device

Makoto KIDERA, Hiroshi TSUKAMOTO and Koji MIYAZAKI

A new valveless micro-pump was developed in this study. The pump was composed of a variable volume pump chamber with a piezoelectric actuator and a fluid conveying pipe connected to the pump chamber with an angle through the pipe. A net pumping was realized in the asymmetric flow profiles in the asymmetric configurations of the pump chamber and fluid conveying pipe. The net pumping of fluid in valveless micro-pump was confirmed by numerical calculations using commercial CFD software StarCD. The actuator was driven by using a sinusoidal 250V AC signal at frequencies from 8 to 25 Hz. The frequency response of the pump to the driving frequency showed that the most effective driving frequency is 17Hz. At the optimum frequency the maximum flow rate was 1.3ml/min at 0 Pa, whereas the total head rise through pump was 600Pa at zero flow rate for water. The flow rate as well as the total head decreased for ethanol compared with those for water. As a result of dimensional analysis, it was found that the developed pump characteristics were dependent on Reynolds number.

Keywords : MEMS, Valveless Micro-Pump, Micro-Fluidics, Piezoelectric Actuator, Pump

1. 緒言

近年、微細加工技術の進展とともに超小型の機械が作製され、ミクロの領域で目的の作業を行うシステム (MEMS) が研究されつつある。具体的には正確な量の薬物を目的の場所へ直接送り込むドラック・デリバリーシステム (DDS) や微量の成分を扱うマイクロ分析システム (μ -TAS) などが例として挙げられる。システムの安定かつ正確な運転には、マイクロポンプ⁽¹⁾⁽²⁾の安定した動作が不可欠である。ポンプ実現のため機械的な弁を製作した場合、ミクロな領域で相対的に効果が増大する作動部分の摩擦力 (面積力) が正常な運転の妨げになることが知られている⁽³⁾⁻⁽⁶⁾。本研究では、非対称流路を用いて可動弁を排除し、摩擦力の影響を受け

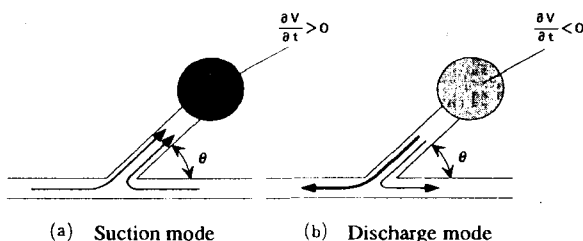


Fig. 1 The operation of a valveless micro-pump

ない超寿命かつ信頼性の高いバルブレスマイクロポンプの製作を目指す。

2. 作動原理

バルブレスマイクロポンプの実現のため、Y字型流路と圧電素子を用いたダイヤフラムから構成されるマイクロポンプを提案する。ダイヤフラム膨張時は、吐出・吸込両側からほぼ同量の流体を吸込、ダイヤフラム収縮時は吐出側へ吸込側よりも多くの流体を送り出すため、正味の流体を一方向へ吐出することができる (Fig. 1)。

* 1 九州工業大学 大学院生命体工学研究科
E-mail : a963034m@tobata.isc.kyutech.ac.jp

* 2 九州工業大学 大学院生命体工学研究科
原稿受付日 平成15年3月10日

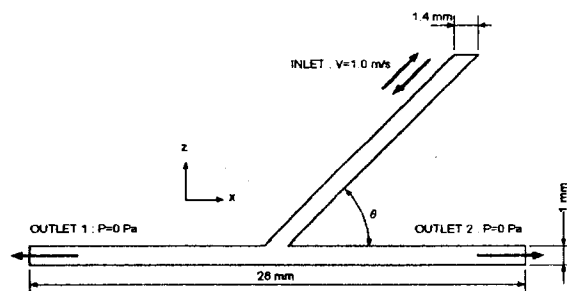


Fig. 2 Model for numerical calculation

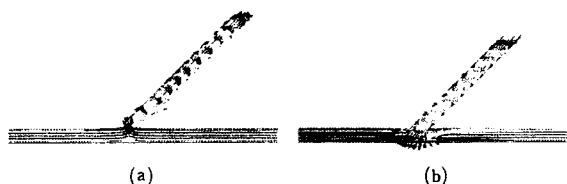


Fig. 3 Calculated flow pattern ($\theta=45\text{deg}$)

このメカニズムを確かめるため、非構造格子・有限体積法による汎用三次元熱流体解析ソフトウェアSTAR-CDを用い数値シミュレーションを行った。

3. 数値シミュレーション

Fig. 2 に示す流路内部の定常状態における流れ場を三次元モデルで数値解析した。ダイヤフラム部における流体の出入りをモデル化するため、任意の速度を境界条件として与えた。ポンプの吐出口と吸込口には、圧力一定の境界条件を適用した。作動流体には水を設定した。

Fig. 3 に数値シミュレーションの一例として $\theta=45\text{deg}$ 、揚程なしとした場合の結果を示す。矢印は流体の速度を示している。吸込時 (Fig. 3(a)) は、吸込・吐出側の両側ともほぼ同量の流体を外部から吸込んでいるが、吐出時 (Fig. 3(b)) には、吐出側の矢印が吸込側の矢印より長くなり、吸込・吐出の合計では、正味の流体が吐出側に流れていることになる。定常状態の計算ではあるが、提案するバルブレスマイクロ

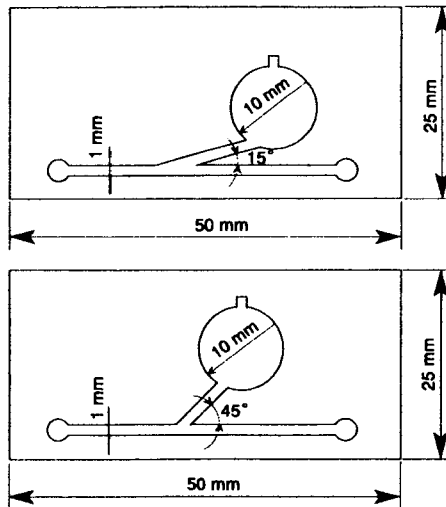


Fig. 4 Top view of asymmetric micro-channels

ポンプが正味の流量を吐出せることを実験に先立って数値シミュレーションから確認した。

4. 実験装置および実験方法

マイクロポンプのY字型流路形状は、厚さ $500\ \mu\text{m}$ のステンレスプレートをホットワイヤカッターで加工した (Fig. 4)。ホットワイヤの最小加工寸法は $300\ \mu\text{m}$ であった。この最小加工寸法からマイクロポンプの最小サイズを決定した。ポンプの構造を Fig. 5 に示す。加工したステンレス板を、ガラス板とプラスチック板により、はさむことで流路を形成した。マイクロポンプの流量-圧力特性を測定するために内径 1mm のガラス管を任意の長さ加工、ポンプ吐出位置の高さを変化させることで異なる全揚程を設定した (Fig. 6)。正常なポンプ作動のため、流路に空気が混入しないよう作動流体を導入、毛細管現象の影響を除くため、吸込と吐出を平衡に保つ高さを初期状態とし、ポンプ性能に影響を及ぼすと考えられる圧電素子の作動周波数・振幅を一定として、全揚程と流量を測定した。さらに作動流体とポンプの性能の関係を調べるため、水およびエタノールを用いて実験を行った。

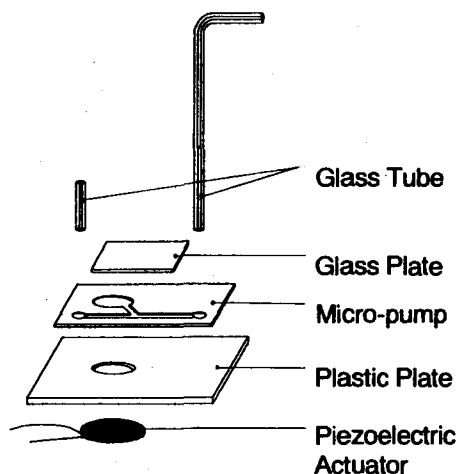


Fig. 5 Schematics of micro-pump

1. Reservoir
2. Micro-pump
3. Electric circuit
4. DC Power Supply
5. Function Generator

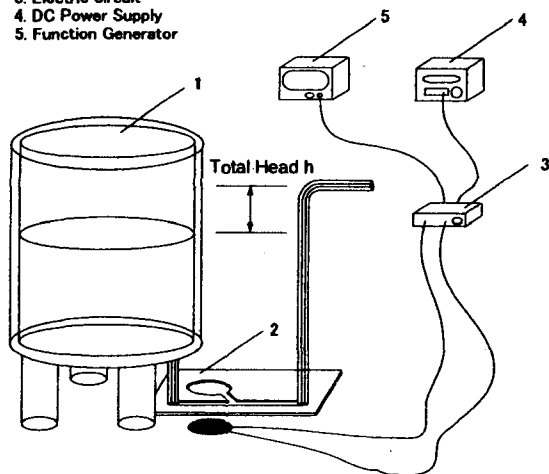


Fig. 6 Experimental setup

5. 実験結果および考察

5-1 周波数応答実験

周波数応答として、横軸に周波数 f 、縦軸に流量 Q をプロットした (Fig. 7)。本マイクロポンプでは作動周波数が20Hz付近において最大流量を示す傾向が見られた。ポンプの形状や作動流体を変化させても、ほぼ同様の最適作動周波数を示すことから、この周波数は、ポンプと管路を含めた全体のサイズ (全長50cm) から決定

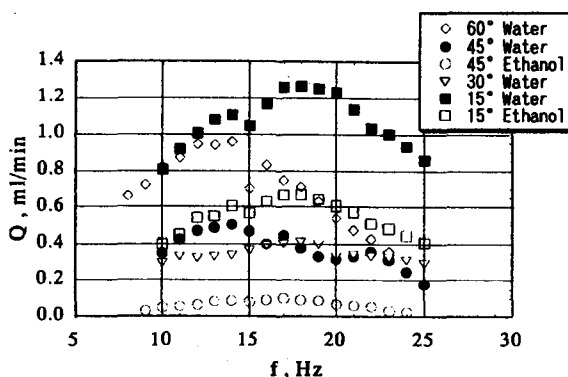


Fig. 7 Dynamic characteristics of micro-pump

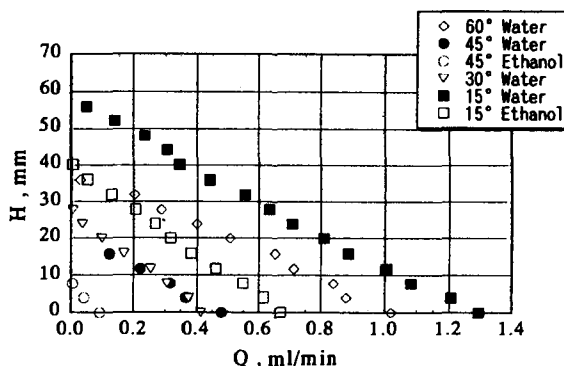


Fig. 8 Discharge characteristic curves

する共振周波数と関係していると考えられる。

5-2 性能実験

先ほど測定した最適周波数の下、マイクロポンプの流量-全揚程特性を測定した結果をFig. 8に示す。水・エタノールの実験ともに作動流体に関係なく、ほぼ同じ傾きとなる右下がりの直線が得られた。水を作動流体とした場合、流量0のときに全揚程が最大600Pa程度、全揚程0のときに流量が最大1.4ml/min程度となった。同じ流路を用いた場合、エタノールを作動流体として実験した結果が水を用いて実験した場合より、小さい値となる傾向が見られた。それらの詳細を調べるため、無次元化を行って実験結果を整理した。

5-3 無次元化

実験結果から、下記のような10個のパラメータを決定し、バッキンガムのΠ定理より次元解析⁽⁷⁾を行った。

ΔP : 入口出口の全圧力差 (Pa)

Q : 流量 (m^3/s)

ρ : 密度 (kg/m^3)

μ : 粘度 ($Pa \cdot s$)

D : 圧電素子直径 (m)

V_0 : 素子速度振幅 (m/s)

ω : 角速度 (rad/s)

a_0 : 音速 (m/s)

W : 投入電力 (W)

d : 代表長さ (m)

繰り返し変数に ρ 、 ω 、 D をとると、

$$\Pi_1 = \frac{\Delta P}{\rho \omega^2 D^2} = \psi \text{ (揚程係数)} \quad \dots(1)$$

$$\Pi_2 = \frac{Q}{\omega D^3} \quad \dots(2)$$

$$\Pi_3 = \frac{\mu}{\rho \omega D^2} \quad \dots(3)$$

$$\Pi_4 = \frac{V_0}{\omega D} \quad \dots(4)$$

$$\Pi_5 = \frac{a_0}{\omega D} \quad \dots(5)$$

$$\Pi_6 = \frac{W}{\rho \omega^3 D^5} = \tau_d \text{ (動力係数)} \quad \dots(6)$$

$$\Pi_7 = \frac{d}{D} \quad \dots(7)$$

ここで、 ψ と τ_d は揚程係数と動力係数である。式(1)から(7)を変形させると以下を得る。

$$\frac{\Pi_2}{\Pi_4} = \frac{Q}{V_0 D^2} = \phi \text{ (流量係数)} \quad \dots(8)$$

$$\frac{\Pi_2}{\Pi_3 \Pi_7} = \frac{Q \rho}{\mu d} = Re \quad \dots(9)$$

$$\frac{fD}{V_0} = f_0 \quad \dots(10)$$

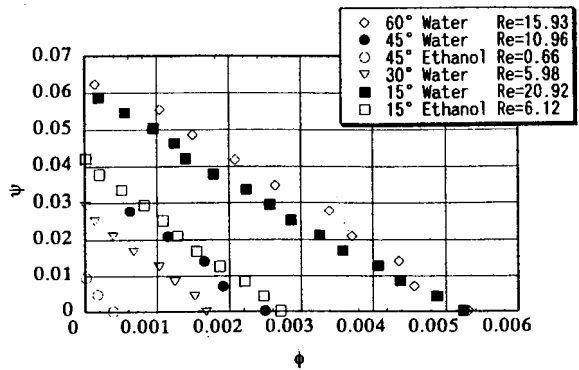


Fig. 9 Dimensionless discharge characteristic curves

$$\frac{1}{\Pi_5} = \frac{\omega D}{a_0} = K \quad \dots(11)$$

ϕ : 流量係数、 Re : レイノルズ数、 f_0 : 圧電素子の無次元数、 K : 無次元角速度である。式(1)から(13)より、以下の関係を得る。

$$\Phi\left(\psi, \phi, \tau_d, \frac{d}{D}, Re, f_0, K\right) = 0 \quad \dots(12)$$

ここで、 d/D は一定、圧縮性の影響は少ないとして K を除く。したがって、全揚程と流量の関係から無次元化を示す。

$$\psi = f(\phi, \tau_d, Re, f_0) \quad \dots(13)$$

効率 η は、動力係数とポンプ出力の比をとった場合、次のように表せる。

$$\eta = \frac{\phi \cdot \psi}{f_0 \cdot \tau_d} \quad \dots(14)$$

Fig. 9 に ϕ - ψ 線図、Fig.10 に τ_d - ϕ 線図、Fig.11 に ϕ - η 線図を示す。本ポンプは流量が小さいため Re は小さい値となっている。 ϕ および ψ は、ダイヤフラムの振動がどれだけポンプの仕事に変換されているかを示す無次元数である。流路の大きさ、作動流体が異なる場合でもほぼ同じレイノルズ数 ($Re=0.6\sim 21$) をもつ ϕ と ψ の組み合わせは、同様の直線上にのっており (Fig. 9)、ポンプ性能をレイノルズ数で説明できる。これは本ポンプが慣性力と粘性力を利用していることに他ならない。本ポンプのメカニズムを

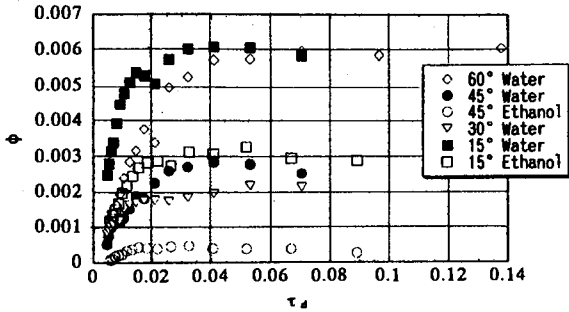


Fig.10 Effects of power coefficients on flow rates

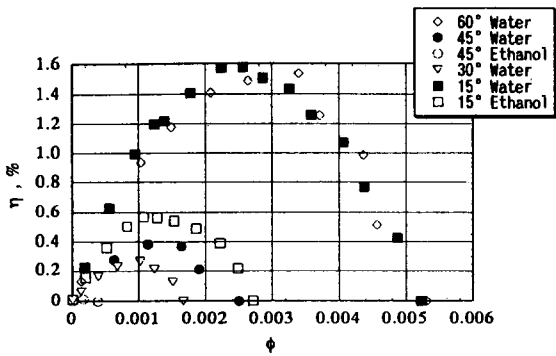


Fig.11 Efficiency of micro-pump

考慮した場合、ポンプとは逆方向へ流体を送り出す仕事も圧電素子で加えているため、 ϕ および ψ の値は小さく、効率もあまり期待できないことがFig.11においても読み取れる。

一方、動力係数 τ_d を大きくしても流量 ϕ が飽和しており (Fig.10)、すなわち動力係数を大きくしても流量が大きくなる効果が期待できない。これは、投入電力を大きくしても圧電素子の変位に限界が生じるという素子特性に起因している。効率よく運転することに注目すると、本マイクロポンプでは0.02~0.04付近の動力係数が最適値と考えられる。最適効率を示すピークは、流路形状を変えた場合に異なる流量-全揚程を示す位置に現れるため、それぞれの運転条件に合わせた流路の設計が必要であることが求められた。

6. 結言

Y字型流路を用いることで可動弁を排除したマイクロポンプを提案・設計し、ステンレス板を加工してマイクロポンプを作製、基本性能を測定した。その結果、以下の結論を得た。

- ① 定常状態のポンプ内部流れ場を数値シミュレーションし、提案した原理でバルブレスマイクロポンプが作製できることを示した。
- ② 作動流体が水の場合に、流量0で最大吐出圧力がおよそ600Pa、全揚程0で最大流量1.4ml/minを得た。
- ③ 動力係数を大きくしていった場合に流量係数が飽和し、最高効率にピークが現れた。
- ④ 本マイクロポンプの最高効率は流路によって、異なる流量位置に存在するため、効率に着目した場合は、必要な流量-全揚程に合わせたポンプの設計が必要である。

(参考文献)

- (1) 江刺・藤田・五十嵐・杉山, マイクロマシーニングとマイクロメカトロニクス, (1992), 培風館.
- (2) S. Shoji, S. Nakagawa., M. Esashi, Micropump and Sample-injector for Integrated Chemical Analyzing System, Sensors and Actuators A, 21-23 (1990), pp.189-192.
- (3) 宮崎康次・塚本寛・杉原明・積兼司, 気泡を利用したバルブレスマイクロポンプに関する研究, ターボ機械, 第29巻,第3号, (2001), pp.176-181.
- (4) E. Stemme and G. Stemme, A Valveless Diffuser/Nozzle-Basd Fluid Pump, Sensors and Actuators A, 39 (1993), pp. 159-167.
- (5) S.Matsumoto, A.Klein., R.Maeda, Bi-directional Micro-pump with Flow Rectification Mechanism Based on Temperature Dependence of Liquid Viscosity, Thermal Science & Engineering, Vol.8-No.5 (2000), pp. 15-23.
- (6) 松本洋一郎・村井祐一, マイクロターボ機械, ターボ機械, 第24巻第4号, (1996), pp.217-218.
- (7) 江守一郎, 模型実験の理論と応用, (1988), 技報堂.