

## ディフューザ型バルブレスマイクロポンプの開発\*

田中 誠一<sup>\*1</sup>, 塚本 寛<sup>\*2</sup>, 宮崎 康次<sup>\*1</sup>

## Development of Diffuser/Nozzle Based Valve-Less Micro-Pump

Seiichi TANAKA<sup>\*3</sup>, Hiroshi TSUKAMOTO and Koji MIYAZAKI<sup>\*3</sup> Graduate School of Life Science and Systems Engineering, Kyushu Institute of Technology,  
2-4 Hibikino, Wakamatsu, Kitakyushu-shi, Fukuoka, 808-0196 Japan

In this study we have developed a valve-less micro-pump with one diffuser shaped element and a chamber with a diaphragm, the vibration of which produces an oscillating flow. The pressure-loss in a nozzle is lower than that in a diffuser, therefore one-way flow is realized in the nozzle direction. The frequency characteristics and the pump characteristics are measured. The measured maximum total pump head and volumetric flow rate are 0.8 kPa and 2.4 ml/min, respectively. The effect of working-fluid viscosity on pump characteristics is also discussed using water and glycerin-water solutions. As the result, the pump performances were found to be decreased with increasing fluid viscosity and the pump performances depended on the Reynolds number of oscillating flow.

**Key Words:** Micro-Pump, Valve-Less Micro-Pump, Micro-Fluidics, Oscillatory Flow

## 1. 緒 論

微小領域における流れの特徴は、体積あたりの表面積や拡散距離が増し、熱容量が小さくなることである。これは化学反応等の面支配の物理現象の促進や、熱輸送の効率化に有効であり、医療、生化学、エネルギー分野などへの応用が期待されている。その一例として、近年、 $\mu$ -TAS (Micro Total Analysis Systems) と呼ばれる化学分析デバイスを集積したチップの開発が注目されている。中でも、液送を担うマイクロポンプは、微小領域におけるマイクロ流量操作のキーテクノロジーとされ、盛んに研究が行われている<sup>(1)</sup>。

高レイノルズ数流れで性能の優れたターボ形ポンプを単純に小型化しても、スケール効果<sup>(2)</sup>のためマイクロ流れでの良好なポンプ機構は期待できない。Lintelら<sup>(3)</sup>は微細加工技術を利用して1対のチェックバルブを成形し、これにダイヤフラムによる振動流を与えて一方向流れを実現した。しかし、バルブの損傷による短寿命が大きな問題であること、さらに、これらの機械的な機構や複雑な構造が原因となる組立性や生産性の低下、小型化の限界等の問題があった。そこで、Stemmeら<sup>(4)-(6)</sup>はチェックバルブの代わりにディフューザと急縮小部が組み合わさ

れた非対称流路を対に配置したバルブレスマイクロポンプを開発し、バルブを用いたマイクロポンプに比べて長寿命で、小型化に有利な事を示した。しかし、非対称流路と振動流による液送機構が明らかにされていないため、性能予測と構造最適化が十分ではない。同様のバルブレスマイクロポンプがNguyenら<sup>(7)</sup>, Yamahataら<sup>(8)</sup>によって研究されているが、構造や駆動方法の構想、微細加工技術に主眼が置かれている<sup>(9,10)</sup>。一方、Forsterら<sup>(11,12)</sup>は独自の非対称流路を用いたバルブレスマイクロポンプを提案し、2次元流れ場解析を用いて非対称流路の構造最適化を行っている。しかし、その形状が複雑なため、多くの設計パラメータを必要とし煩雑である。

バルブレスマイクロポンプの実用化には、様々な仕様に対応可能とし、正確な駆動を確保しなければならない。そのためには、液送メカニズムを理解した上で、構造最適化を実現し、設計指針を確立する必要がある。しかし、上述のように、設計指針の明示されたバルブレスマイクロポンプはなく、実用化に辿り着いていないのが現状である。

そこで、著者らは、非対称流路の振動流による液送機構を理解するために、単一のディフューザ形状流路に振動流を与えて液送することを考えた<sup>(16)</sup>。本報では、非対称流路を用いたバルブレスマイクロポンプの液送機構を理解した上で、構造最適化を実現し、単一のディフュー

\* 原稿受付 2007年4月23日。

<sup>\*1</sup> 正員, 九州工業大学大学院生命工学研究科(〒808-0196 北九州市若松区ひびきの2-4)。<sup>\*2</sup> 正員, フェロー, 九州工業大学大学院生命工学研究科。

E-mail: tanaka-seiichi@edu.life.kyutech.ac.jp

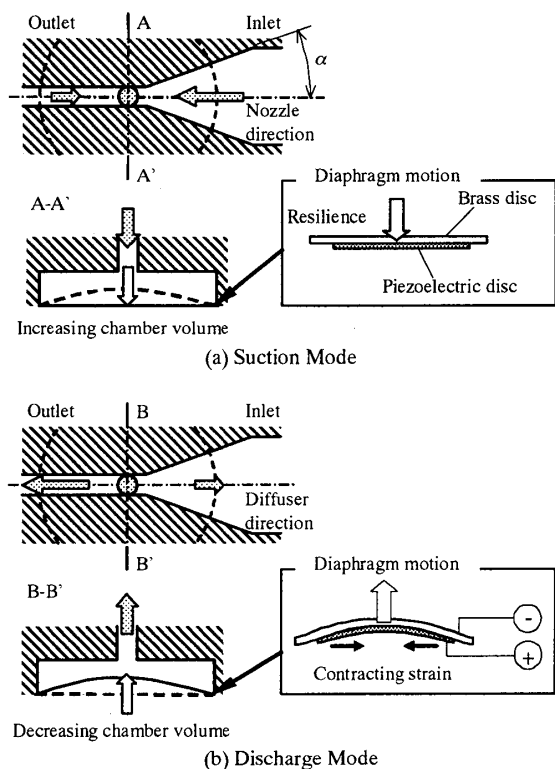


Fig. 1 Operation of developed diffuser/nozzle valve-less micro-pump

ザ形状流路をもつバルブレスマイクロポンプを開発した結果について報告する。

## 2. 実験装置および方法

### 2.1 ディフューザ型バルブレスマイクロポンプ

**2.1.1 基本動作原理** 考案したマイクロポンプの動作原理を図1に示す。流路の一部に流れ方向に断面積が変化する部分（以下、ディフューザ・ノズル要素と呼ぶ）を設け、流路下部に設けられた体積変動部からの振動流を流路へ流入出させる。体積変動部には圧電素子を接着したダイヤフラムが設置されている。

ここでは、流れ方向に流路断面積が滑らかに広がる流路のことをディフューザと呼び、流路断面積が滑らかに狭まる流路のことをノズルと呼ぶ。通常、ノズル流れの流動抵抗よりディフューザ流れの流動抵抗が大きい。図1(a)のように体積変動部の体積が増加した場合、流路内の流体は体積変動部に吸込まれ、このときディフューザ・ノズル要素はノズルとして振舞う。一方、図1(b)のように体積変動部の体積が減少した場合、ディフューザ・ノズル要素はディフューザとして振舞う。この時、ディフューザ方向に比べ、ノズル方向へより多くの流体が輸送される。よって、体積変動部の振動により流路内の流体はノズル方向に輸送される。時間0～ $T/2$ までをディフューザ流れ、 $T/2$ ～ $T$ までをノズル流れとすると、1周

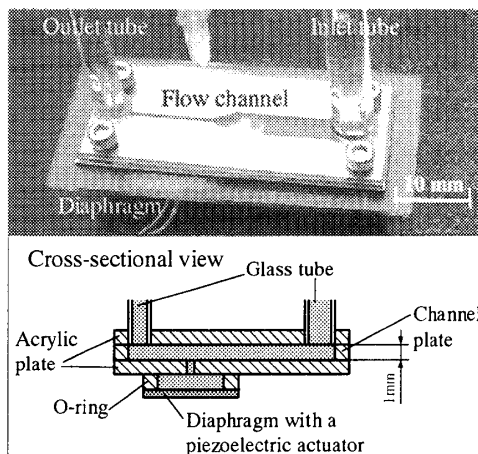


Fig. 2 Diffuser/nozzle valve-less micro-pump for preliminary test

期  $T$  の平均流量  $Q$  は次式のように表される。

$$Q = \frac{1}{T} \left( - \int_0^{T/2} Q_{\text{Diffuser}} dt + \int_{T/2}^T Q_{\text{Nozzle}} dt \right) \quad (1)$$

ここで、 $Q_{\text{diffuser}}$ ：ディフューザ方向流れの流量、 $Q_{\text{nozzle}}$ ：ノズル方向流れの流量、である。上述のように、 $Q_{\text{nozzle}} > Q_{\text{diffuser}}$  となるため、このときの流体輸送方向はノズル方向となる。

**2.1.2 試作マイクロポンプ** 簡便な予備試験用と耐久性に優れた特性試験用の2種類のポンプを試作した。

(a) 予備試験用ポンプ 厚さ1 mmのステンレス板のワイヤ放電加工によりマイクロポンプ流路を製作した。ディフューザ・ノズル要素の断面寸法は、出口側が幅1.0 mm、深さ1.0 mm、入口側が幅5.0 mm、深さ1.0 mmである。アクリル板に流入口と流出口を開け、マイクロポンプ流路の断面積と等しいガラス管を取り付けて上蓋とした。一方、体積変動室と流路は直径1 mmの穴で接続した。図2に予備試験用マイクロポンプを示す。予備試験のために、異なる開き角度のディフューザ・ノズル要素を持つ流路を数種作製し、体積変動部の位置を可変とした。

(b) 特性試験用ポンプ 予備実験の結果に基づき、光造形法を用いたRP (Rapid Prototyping) によって一体成型の供試マイクロポンプを製作した。流路、体積変動部の基本的な構造は予備試験用マイクロポンプと同様である。ただし、装置の制約上、圧電振動板の取り付け方法が予備試験用ポンプとは異なっている。そのため、後述するように、周波数特性は予備試験用ポンプとは異なったものとなっている。

**2.2 実験装置** 図3は、ディフューザ型バルブレスマイクロポンプの性能測定用装置である。流入管と流出管が、アングルセンサを取り付けた板の上に水平に配

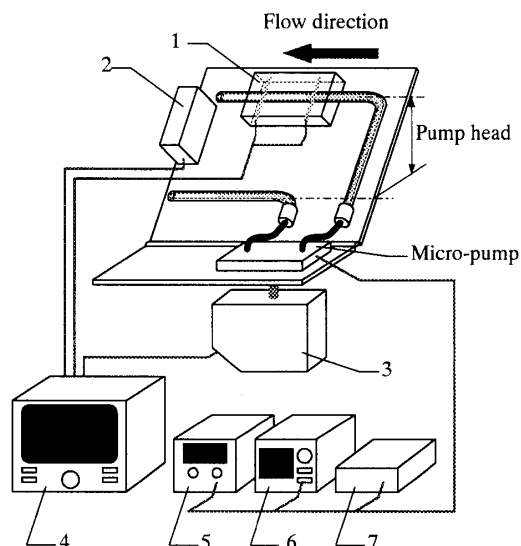


Fig. 3 Schematic diagram of experimental apparatus: (1) flow sensor, (2) angle sensor, (3) laser displacement gauge, (4) data logger, (5) stabilized power supply, (6) function generator, (7) piezo driver

置されている。圧電振動板に矩形波電圧を与えて振動させ、体積変動部から流路に振動流を発生させることで、マイクロポンプは駆動される。入力される矩形波はファンクションジェネレータ (YOKOGAWA FG200) からの矩形波信号を安定化電源 (KIKUSUI PMC350-0.2) とピエゾドライバモジュール (松定プレジジョン HPZT-0.3PB) によって増幅した。測定されるポンプの性能は全揚程と吐出し流量である。全揚程  $H$  は、このときの流入管と流出管の液柱差  $h$  から  $H \approx h$  として求めた。ここで、管の表面張力による液柱高さの上昇分はあらかじめ差し引いた。流量は、気液界面が流出管を通過する時間を一定間隔で設置した 2 本のプローブで測定し、プローブ間の容積をこの時間で除して流量  $Q$  とした。また、マイクロポンプの下にレーザー変位計 (KEYENCE LK-G35) を設置し、ポンプ性能の測定と同時に圧電振動板の変位を計測した。ポンプ効率  $\eta$  は圧電素子への投入電力  $W_{in}$  に対するマイクロポンプの出力の比で表される。

$$\eta = \rho ghQ / W_{in} \quad (2)$$

マイクロポンプ予備実験および特性試験では作動流体は全て精製水とした。マイクロポンプ特性試験においては、さらに、作動流体にグリセリン水溶液を用い、濃度によって粘度を変化させた。

### 3. 実験結果および考察

**3.1 予備実験** 特性試験に先立ち、幾何学的条件によるマイクロポンプの性能の変化を調べ、最も効率よく液送を行うポンプの形状を調べた。あらかじめ、各形状に対し周波数とポンプ吐出し量の関係を測定した結果、

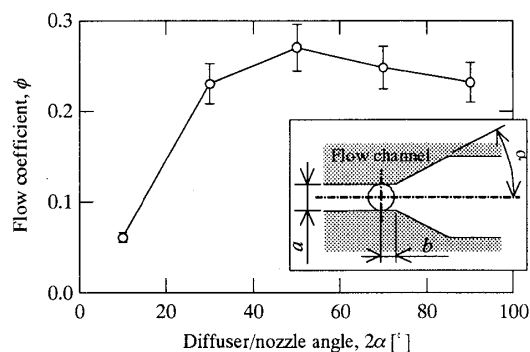


Fig. 4 Effect of the diffuser/nozzle angle;  $f = 60$  Hz, input voltage =  $250 V_{pp}$ ,  $h = 0$  mm,  $b/a = -0.5$

予備実験用マイクロポンプでは、全ての形状において 60 Hz で最大の吐出し流量を示した。よって、吐出し量の最大値は開き角度や体積変動部の位置に依存するものの、その最大値を示す周波数は形状に依存しないと考えられる。そこで、予備実験では全ての形状に対して駆動周波数を 60 Hz、入力電圧を  $250 V_{pp}$  とした。ここで、圧電振動板から発生する振動流は最大で  $Re = 1700$  程度であり、ポンプ内部流れは層流域である。さらに、特性の異なるアクチュエータの使用も想定して、ポンプ性能の評価には、体積変動部からの正味の流量とポンプの吐出し流量との比で定義される流量係数  $\phi$  を用いる。

$$\phi = Q / (Vf) \quad (3)$$

ここで、 $V$ : ダイアフラムによる体積変動量、 $f$ : 駆動周波数、である。体積変動量  $V$  はレーザー変位計によって測定されたダイアフラムの変位  $s$  とダイアフラム半径  $r$  より次式で求められる。

$$V = \pi r^2 s / 2 \quad (4)$$

図 4 はディフューザ・ノズル要素の開き角度  $2\alpha$  と流量係数  $\phi$  の関係である。このとき、体積変動部の位置  $b/a$  は全て  $-0.5$  である。図のように、 $2\alpha = 50^\circ$  の場合に最大流量係数が得られた。一般に、ディフューザ内流れの流動抵抗は  $2\alpha$  が大きくなるにつれて増加するが、約  $60^\circ$  以上ではほとんど変化しない。一方、ノズル内流れの流動抵抗は、 $2\alpha < 30^\circ$  では無視できる<sup>(4)</sup>。図中の  $2\alpha = 50^\circ$  は、ディフューザ・ノズル要素の流れ方向による流動抵抗差が最大となる角度であり、最も効率よく液送することが可能と考えられる。このように、ディフューザ・ノズル要素には、ポンプ性能の極大値を示す開き角度が存在すると考えられる。

体積変動部の無次元位置  $b/a$  と流量係数  $\phi$  の関係を図 5 に示す。ここで、ディフューザ開き角度  $2\alpha$  は全て  $50^\circ$  である。図より体積変動部がディフューザ・ノズル要素に近いほど高い流量係数を示すことが分かる。また、ディフューザ・ノズル要素の小断面側に最も近い位置  $b/a = -0.5$  (図中 4 番) で最大の流量係数が得られた。一方、体

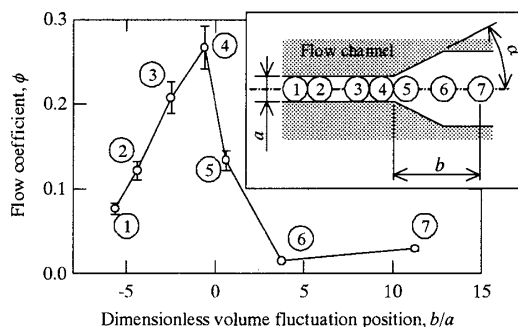


Fig. 5 Effect of the chamber position; opening angle  $2\alpha = 50^\circ$ ,  $f = 60$  Hz, input voltage =  $250 V_{pp}$ ,  $h = 0$  mm

積変動部がディフューザ・ノズル要素内部に設置されたとき、流量係数は急激に低下する傾向が見られた。

### 3・2 ポンプ特性試験

#### 3・2・1 周波数特性

予備実験の結果に基づいて製作した特性試験用マイクロポンプを用いて、ポンプ駆動周波数がポンプ性能に及ぼす影響について調べた。図6は実揚程を0 mmに保ち、周波数を5 Hz刻みで変化させたときの、流量と駆動周波数の関係である。さらに、このときの周波数と体積変動量の関係を図7に示す。ここで、入力電圧は100, 200, 300  $V_{pp}$ の矩形波である。図6のように、入力電圧が高いほど高い流量を示す。駆動源である圧電素子は入力電圧に比例して変位が増加するため、図7のように、入力電圧が高いほど大きな体積変動が得られる。そのため、供試マイクロポンプの流量は体積変動の増加に伴って増加する。

また、全ての入力電圧に対して、30 Hzと130 Hz付近で流量に極値が見られる。入力電圧300  $V_{pp}$ の場合には、60 Hzから130 Hzの範囲で周波数と流量がほぼ線形関係にある。図7のように、体積変動量は周波数に依存する。30 Hz付近の極大値は、共振によるものであり、また  $f > 120$  Hzではアクチュエータの駆動限界に達し、振幅が減少している。このような圧電振動板の特性に対応し、流量は、図6のように、圧電振動板の共振により  $f \approx 30$  Hzで極大値を示し、 $f > 130$  Hzではアクチュエータの駆動限界により減少している。入力電圧300  $V_{pp}$ において、60 Hzから130 Hzの範囲では周波数に対し体積変動量がほぼ一定である。100, 200  $V_{pp}$ においても、図6で線形関係にある範囲では、体積変動量がほぼ一定である。よって、体積変動量が一定の条件であれば、ポンプ出力は周波数で制御することが可能と考えられる。

3・2・2 ポンプ性能試験 図8は、供試マイクロポンプの性能曲線である。図には、圧電変動板への入力電圧が300  $V_{pp}$ で駆動周波数が30 Hzおよび120 Hzの場合につき、流量と全揚程およびポンプ効率の

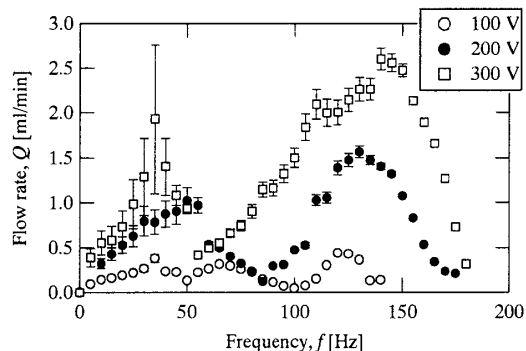


Fig. 6 Flow-frequency characteristic curves of the test micro-pump for various input voltage;  $h = 0$  mm

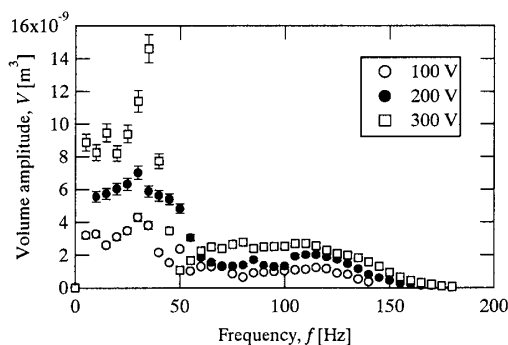


Fig. 7 Relationship between volume fluctuation and frequency for various input voltage;  $h = 0$  mm

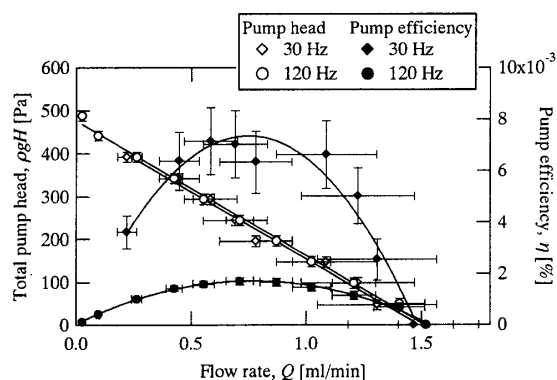


Fig. 8 Head-volume characteristic curves of the test micro-pump for various frequency; input voltage =  $300 V_{pp}$

関係が示されている。流量と全揚程の関係は、いずれの駆動周波数においても右下がりの直線関係にある。ポンプ効率は30 Hzの方が大きな値を示している。これは、30 Hzが共振周波数であるためにポンプ効率が高くなっていると考えられる。また、本マイクロポンプのポンプ効率は、産業用ポンプに比べ極めて低い。

今回製作した供試マイクロポンプの最大流体出力は、作動流体が精製水、入力電圧300  $V_{pp}$ 、周波数130 Hzの場合、流量0 ml/minのときの全揚程0.8 kPa、全揚程0 kPaのときの流量2.4 ml/minとなった。

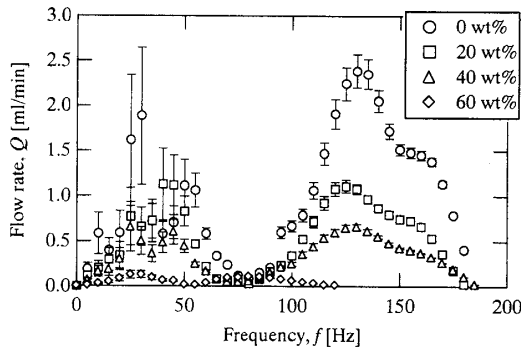


Fig. 9 Flow-frequency characteristic curves of the test micro-pump for various working-fluids; input voltage = 300 V<sub>pp</sub>, h = 0 mm

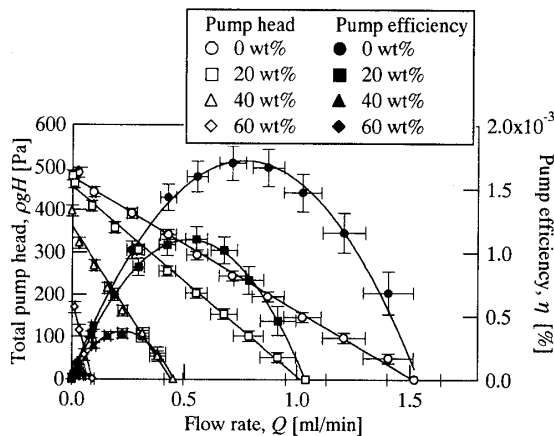


Fig. 10 Head-volume characteristic curves of the test micro-pump for various working-fluids; f = 120 Hz, input voltage = 300 V<sub>pp</sub>

**3・3 ポンプ性能に及ぼす粘性の影響** 作動流体の粘性が供試マイクロポンプの性能に及ぼす影響を調べるために、濃度の異なるグリセリン水溶液を用いて周波数特性試験とポンプ性能試験を行った。入力電圧を300 V<sub>pp</sub>とし、ポンプ性能試験では駆動周波数を120 Hzとした。図9, および図10に濃度が0, 20, 40, 60 wt% (粘度はそれぞれ0.89, 1.54, 3.18, 8.82 mPas) のグリセリン水溶液を作動流体とした場合の周波数特性とポンプ性能を示す。周波数特性試験結果より、作動流体の粘度が高くなれば全ての周波数で流量は低くなることわかる。ポンプ性能は、作動流体の粘度が高くなるほど流量、全揚程、ポンプ効率共に低い値を示している。また、粘度が高い場合は流量-全揚程特性の勾配が大きくなることわかる。

**3・4 無次元特性** 幾何学的に相似なマイクロポンプを対象にして、ポンプ特性を無次元で整理する。なお、これまでの著者らの調査によれば、圧電振動板の運動にはバラつきが大きく、ポンプ特性はその影響を受けるため、無次元数はこれらを考慮する必要がある<sup>(4)</sup>。

マイクロポンプの流量Qは、以下の6変数を指定すれば一意に定まる。それらは、実揚程h, 作動流体密度ρ,

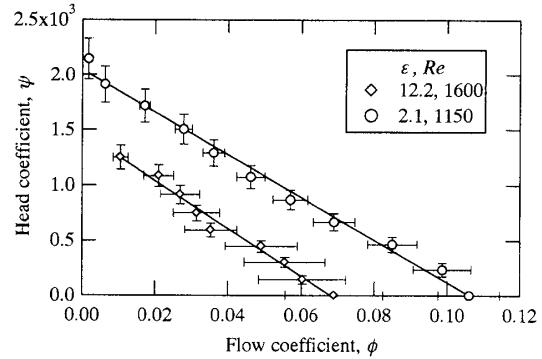


Fig. 11 Dimensionless head-volume characteristic curves of the test micro-pump for various frequency

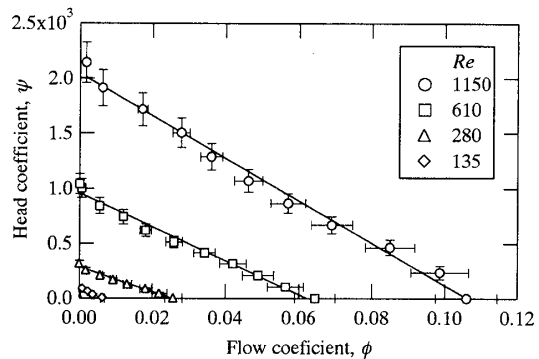


Fig. 12 Dimensionless head-volume characteristic curves of the test micro-pump for various working-fluids; ε = 2.1

粘度μ, 流路代表寸法a, 駆動周波数f, 体積変動量V, である:

$$Q = f(h, \rho, \mu, a, f, V) \quad (5)$$

上式は、バッキンガムの定理によって以下の無次元式で表すことができる。

$$\phi = f(\psi, Re, \varepsilon) \quad (6)$$

ここで、 $\phi = Q/(Vf)$ : 流量係数,  $\psi = a^3 \rho g h / (\mu V f)$ : 揚程係数,  $Re = 4\rho V f / (a\mu)$ : レイノルズ数,  $\varepsilon = V/a^3$ : 無次元変動量, である。

図11は、ポンプ特性に及ぼす無次元変動量εの影響を示したものである。εが大きい方が、φ, ψ共に小さい。図12は、レイノルズ数Reがポンプ特性に及ぼす影響を示したものである。Reが高い程、φ, ψ共に大きい。これは、Re低下に伴って、ディフューザ方向流れの拡散や剥離が抑制されることで流動抵抗が小さくなり、ノズル方向流れとの流動抵抗差が小さくなるためと考えられる。

図13は、ψ = 0の場合の流量係数φをレイノルズ数Reで除した値φ/Reと無次元変動量εの関係を図示したものである。バラつきはあるもののφ/Reとεには相関関係が見られる。ε > 2の範囲では、φ/Reがεに依存せず5.0 × 10<sup>-5</sup>付近に分布する。ε ≤ 2の範囲では、φ/Reはεと共に減少する。よって、本マイクロポンプ性能に及ぼす作動流体の粘性の影響は流量係数とレイノルズ数によって整理できる。ここで、圧電振動板から発生する振動流は最

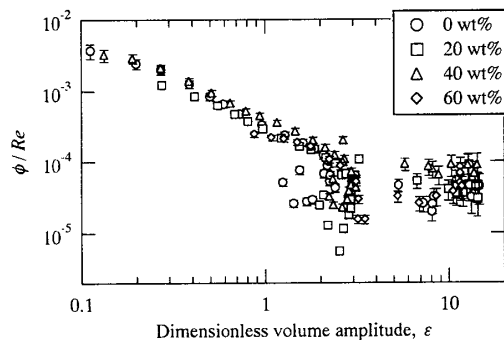


Fig. 13 The  $\phi/Re-\varepsilon$  characteristic curves of the test micro-pump;  $\psi=0$

大で  $Re=1600$  程度であり, 供試マイクロポンプ内部の流れは層流域である。

#### 4. 結 論

単純なディフューザ形状から成るバルブレスマイクロポンプを設計・製作し, そのポンプ特性試験および周波数特性試験を行い, 以下の結論を得た。

- (1) 単一のディフューザ形状のみの流路に振動流を与えることによって一方向流れが確認され, この原理を利用したマイクロポンプを実現した。
- (2) 作動流体が水, 駆動周波数が 130 Hz の場合, 最大吐出し圧力 0.8 kPa, 最大流量 2.4 ml/min を得た。
- (3) 高効率な液送を実現するディフューザ角度および体積変動部位置を示した。本実験では, 振動流を発生させる体積変動部はディフューザ・ノズル要素外部に設置した場合が最適であった。また, ディフューザ角度は  $50^\circ$  で最も良好な性能を示した。
- (4) 供試マイクロポンプの流量は駆動周波数と体積変動量に伴って増加し, 体積変動量一定の条件下では, ポンプ出力は周波数によって容易に制御可能である。供試マイクロポンプでは, 入力電圧  $300 V_{PP}$ , 駆動周波数 60 Hz から 130 Hz の範囲において制御可能であった。
- (5) 供試マイクロポンプの出力は, 作動流体の粘性の増加に伴って低下する。

#### 謝 辞

本研究を進めるにあたり, JST シーズ発掘試験 (平成 18 年度) から助成を受けた。ここに記して謝意を表する。

#### 文 献

- (1) Nguyen, N., Huang, X., and Chuan, T.K., MEMS-Micropumps: A Review, *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 124, (2002), pp.385-392.
- (2) Ged-el-Hak, M., The Fluid Mechanics of Micro-devices -The Freeman Scholar Lecture, *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 121, (1999), pp.5-33.
- (3) Lintel, H.T.G., Pol, F.C.M., and Bouwstra, S., A piezoelectric micropump based on micromachining of silicon, *Sensors and Actuators A*, Vol. 15, (1988), pp.153-167.
- (4) Stemme, E., and Stemme, G., A valveless diffuser/nozzle-based fluid pump, *Sensors and Actuators A*, Vol. 39, (1993), pp. 159-167.
- (5) Olsson, A., Stemme, G., and Stemme, E., Diffuser-element design investigation for valve-less pumps, *Sensors and Actuators A*, Vol. 57, (1996), pp. 137-143.
- (6) Olsson, A., Stemme, G., and Stemme, E., Numerical and experimental studies of flat-wall diffuser elements for valve-less micropumps, *Sensors and Actuators A*, Vol. 84, (2000), pp. 165-175.
- (7) Nguyen, N., Huang, H., Miniature valveless pumps based on printed circuit board technique, *Sensors and Actuators A*, Vol. 88, (2001), pp. 104-111.
- (8) Yamahata, C., Lotto, C., Al-Assaf, E., Gijs, M. A. M., A PMMA valveless micropump using electromagnetic actuation, *Microfluid Nanofluid*, Vol. 1, (2005), pp. 197-207.
- (9) Li, S., Chen, S., Analytical analysis of a circular PZT actuator for valveless micropump, *Sensors and Actuators A*, Vol. 104, (2003), pp. 151-161.
- (10) Jang, W. I., Choi, C. A., Jun, C. H., Kim, Y. T., Esashi, M., Surface micromachined thermally driven micropump, *Sensors and Actuators A*, Vol. 115, (2004), pp. 151-158.
- (11) Forster, F. K., Bardel, R. L., Afromowitz, M. A., Sharma, N. R., Blanchard, A., Design, fabrication and testing of fixed- valve micro-pump, *Proceeding of the ASME Fluids Engineering Division*, (1995), pp. 39-44.
- (12) Gamboa, A. R., Morris, C. J., Forster, F. K., Improvements in fixed-valve micropump performance through shape optimization of valves, *ASME Journal of Fluids Engineering*, (1995), pp. 39-44.
- (13) The Japan Society of Mechanical Engineers ed., *Biomechanical engineering: a first course*, Vol. 127, (2005), pp. 339-346, The Japan Society of Mechanical Engineers.
- (14) The Japan Society of Mechanical Engineers ed., *Hydraulic losses in pipes and ducts*, (1979), pp. 53-63, The Japan Society of Mechanical Engineers.
- (15) Tanaka, S., Oshima, H., Tsukamoto, H., and Miyazaki, K., Development of a diffuser/nozzle based valve-less micro-pump, *Proceedings of the 17th International Symposium on Transport Phenomena*, (2006-9), 1-D-1-5(CDROM).
- (16) Miyazaki, K., Tanaka, S., Shimooka, H., and Tsukamoto, H., "VALVELESS MICROPUMP", Japanese Patent Disclosure 2005-216984(2005).