管路慣性を応用したマイクロポンプの最適構造*

吉田和弘^{*1}, 鄭淵午^{*2}, 瀬戸毅^{*3}
高城邦彦^{*4}, 朴重濠^{*1}, 横田眞一^{*1}Optimal Structure of a Micropump Using
Inertia Effect of Pipeline ElementKazuhiro YOSHIDA^{*5}, Yeon-Oh JUNG, Takeshi SETO,
Kunihiko TAKAGI, Jung-Ho PARK and Shinichi YOKOTA^{*5} Precision and Intelligence Laboratory, Tokyo Institute of Technology,
R2-41, 4259 Nagatsuta-cho, Midori-ku, Yokohama-shi, Kanagawa, 226 8503 Japan

For fluid microactuators and microfactory, the authors have proposed a novel high output micropump using inertia effect of pipeline element which has a pipeline element in place of an outlet check valve and verified the effectiveness with a fabricated micropump. To increase the output power and to miniaturize the size, this paper establishes a simple nonlinear mathematical model with lumped parameters and verifies the effectiveness comparing the simulation results with the experimental results. Then, the optimal structure of the micropump is investigated through the simulation with different sizes of the pipeline element and so on. Lastly, a micropump is fabricated and the load characteristics are experimentally investigated.

Key Words: Micromachine, Micropump, Optimum Design, Modelling, Actuator, Mechatronics and Robotics, Piezo-Element, Fluid Power Systems

1. 結 言

半導体加工技術の発展にともない、産業用プラントの内径 10mm 程度の配管システムのメンテナンスシステム、マイクロファクトリ、個別に流体パワー源を持つ小形流体アクチュエータなどに応用するためのマイクロマシンの研究が進められている⁽¹⁾⁽²⁾。たとえば、配管システムのメンテナンスをおこなう管内作業マイクロマシンにおいて、垂直上昇、長距離移動およびメンテナンス作業などを行うためには、高パワーが必要とされる。そこで、著者らの一部は出力密度が高い流体パワーに着目し、単純化した理論解析により、大きさ 10 μ m 立方から 10mm 立方の範囲において流体アクチュエータが出力エネルギー密度において他のアクチュエータに比べ高いことを確認し⁽⁴⁾、流体駆動形マイクロマシンの開発を進めている⁽⁴⁾⁽⁷⁾。

流体駆動形マイクロマシンを実現するためには、流体パワー源となるマイクロポンプが必要である。特に、管内作業マイクロマシンの場合、マイクロアクチュエータ

に効率よく流体パワーを供給するために、搭載可能なサイズで高パワーを有するマイクロポンプが必要である。これまで μ TAS (Micro Total Analysis Systems) のため、マイクロポンプの開発がおこなわれているが⁽⁸⁾、これらは流体の正確な搬送を目的としたものであり、流体パワー源のための研究は著者らの研究以外はほとんどおこなわれていない。

発生力および応答性が高い積層形圧電素子は、高出力、小形の流量パワー源を実現するアクチュエータの有力な候補のひとつである。しかし、変位が小さいため出力の限界があると考えられる。そこで著者らの一部は共振現象を用い、変位を拡大することで高出力を図った体積 1cm³ の圧電マイクロポンプを開発している⁽⁹⁾。また、従来のダイヤフラム式ポンプの吐出チェック弁の代わりに管路要素を設け、管路慣性を応用した体積 2.3cm³ の新構造の高出力圧電マイクロポンプを開発し、実験的な検討に基づきその有効性を実証している⁽⁷⁾。しかし、試作ポンプの各寸法は、まだ十分には検討されていない。パワーを要する作業をおこなう流体駆動形マイクロマシンを実現するためには、さらなる高出力化および小形化が望まれる。

本報では、管路慣性を応用したマイクロポンプの高出力化および小形化を図るため、最適構造について検討する。まず、本マイクロポンプの単純化した非線形集中定数系の数学モデルを構築し、実験結果との比較により、

* 原稿受付 2003 年 12 月 16 日。

^{*1} 正員、東京工業大学精密工学研究所(☎226-8503 横浜市緑区長津田町 4259)。^{*2} 正員、東京工業大学大学院。^{*3} 正員、セイコーエプソン(株)(☎393-8502 諏訪市大和 3-3-5)。^{*4} セイコーエプソン(株)。

E-mail: yoshida@pi.titech.ac.jp

その有効性を検討する。つぎに、得られた数学モデルを用い、各部の寸法を変化させてシミュレーションをおこない最適構造について検討する。最後に、マイクロポンプを試作し、特性実験をおこない最適構造の有効性を確認する。

2. 管路慣性を応用したマイクロポンプ

2.1 動作原理 著者らの一部が提案し、試作した管路慣性を応用したマイクロポンプを図1に示す。サイズ $3.5 \times 3.5 \times 9 \text{ mm}^3$ の積層形圧電素子PZTを駆動源として用い、従来のダイヤフラム式ポンプの吐出チェック弁の代わりに設けた管路要素（直径 $\phi 0.75 \text{ mm}$ 、長さ 6 mm および直径 $\phi 1 \text{ mm}$ 、長さ 11 mm ）の管路慣性を応用することで高出力化を実現する構造である⁽³⁾。

積層形圧電素子を正弦波電圧で駆動し、ポンプ室を圧縮する吐出行程では、吸入チェック弁が閉じ、ポンプ室の内圧は上昇する。このとき、流体は管路要素を通じて高速に吐出される。吸入行程では、圧電素子の収縮により、ポンプ室の内圧が減少するとともに液柱分離が生じ一定時間流体は吐出側に流出を継続する。

以上のように、吸入行程および吐出行程ともに吐出する構造により、高出力化が可能である。

2.2 マイクロポンプの出力特性 これまでに図1の体積 2.3 cm^3 のマイクロポンプを試作している。ただし、ポンプの下流端の境界条件が一定圧力であることを想定しており、圧力変動を十分低減するため、チェック弁の上部には樹脂膜によるバッファを設けている。特性

Fig. 1 Schematic of the proposed micropump

Fig. 2 Working principle of the proposed micropump

実験の結果、排除体積から計算される以上の流量が得られること、および後述する図5に示すようにポンプ室内圧において2種類のモードを有する特性が得られることが確認され、駆動周波数 3 kHz 、負荷圧力 400 kPa のとき、最大出力パワー 0.21 W が得られている。なお、吐出側に接続した柔軟な樹脂チューブが、下流端の境界条件が一定圧力となるようにアキュムレータの機能をはたすことも確認されている。

3. 管路慣性を応用したマイクロポンプの数学モデル

3.1 非線形集中定数系数学モデルの提案 管路慣性を応用したマイクロポンプの最適設計について検討するため、図3に示す非線形集中定数系数学モデルを提案する。容積変化するポンプ室は流量源 Q_s およびコンプライアンス C でモデル化している。積層形圧電素子（変位振幅 $4.6 \mu\text{m}$ （ 100 V 印加時））によるポンプ室の体積変化 ΔV_c による流量は、駆動角周波数 ω に対し $Q_s = (\Delta V_c / 2) \cos \omega t$ である。吸入チェック弁は時間遅れがなく動作すると仮定し、ダイオードによりモデル化しており、吸入チェック弁からの流量 Q_d は吸入側管路のインダクタンス L_2 および抵抗 R_2 と吸入チェック弁開時の流動抵抗 R_3 （実測値 $123 \text{ kPa} \cdot \text{s/cm}^3$ ）を通じて流入する。吐出管路要素はインダクタンス L_1 および流動量抵抗 R_1 の直列回路で表す。吐出管路要素に接続した柔軟な樹脂チューブがアキュムレータの機能をはたすため、負荷圧力 P_L は一定圧力としてモデル化している。

液柱分離現象はキャビティモデルによりモデル化している。実際のポンプでは以下のように液柱分離が生じていると考えられる。ポンプ室の膨張および管路慣性による作動流体の吐出の継続によりポンプ室内圧が低下し、絶対圧力 0 以下になろうとすると液柱分離が発生し、ポンプ室内圧は絶対圧力 0 に保たれる。また、ポンプ室の収縮および吸入チェック弁からの流入により作動流

Fig. 3 Proposed mathematical model of the micropump

Fig.4 Cavity model

体が供給されると、まず前述の液柱分離により生じた空洞が小さくなるのに使用され、空洞がなくなった後ポンプ室内圧が上昇する。空洞がなくなるまでの間はポンプ室内圧は絶対圧力0に保たれるというものである。そこで提案するキャビティモデルでは図4に示すように仮想タンクを設置し、吸入行程においてポンプ室内圧が絶対圧力0以下となろうとしたとき、仮想タンクから絶対圧力0を保持するように作動流体を供給する（流量 Q_c ）。このとき、供給した作動流体の体積（空洞の体積に相当する）を流量 Q_c を積分して求めておく。続く吐出行程では、仮想タンクから供給された作動流体の体積が0となるまではポンプ室内圧を絶対圧力0に保ちつつ作動流体を仮想タンクに戻すというものである。

管路の R , L は層流を仮定し、ポンプ室の C の値は作動流体の体積弾性係数による弾性と積層形圧電素子の弾性を考慮し、以下のよう求めている。

$$R = \frac{128\mu l}{\pi d^4}, \quad (1)$$

$$L = \frac{\rho l}{S}, \quad (2)$$

$$C = \frac{V}{K}, K = \frac{1}{\left(\frac{A^2}{V k} + \frac{1}{K_0}\right)}, \quad (3)$$

ただし、 μ , ρ , K_0 : 作動流体の粘度、密度、体積弾性係数、 l , d , V , S : 管路の長さ、直径、体積、断面積、 A : ポンプ室のダイアフラムの面積、 k : 積層形圧電素子のばね定数である。以下のシミュレーションにおいて

(a) With PZT driving frequency of 2.2kHz and load pressure of 290kPa

(b) With PZT driving frequency of 3.7kHz and load pressure of 315kPa

Fig.5 Experimental and simulation results of the pump chamber pressure

Fig.6 Experimental and simulation results of the load characteristics

は、 R は式(1)の理論値を、 L は圧力のインパルス応答の実測値を参照して式(2)の理論値の1.3倍と設定している。 C はダイアフラムの直径が6.3mmの実測値より求めた積層形圧電素子の縦弾性係数から式(3)により求めている。

3.2 数学モデルの有効性の検討 提案する数学モデルの有効性を確認するため、実験と同一条件でシミュレーションをおこない、実験結果と比較する。

図5に、駆動周波数2.2kHz、負荷圧力290kPaおよび駆動周波数3.7kHz、負荷圧力315kPaの場合においてポンプ駆動電圧に対するポンプ室内圧を測定した結果⁽⁹⁾

を細い実線で例として示す。図 5(a)では積層形圧電素子の駆動電圧と同一の同期でポンプ室内圧がパルス状に立ち上がっている。これに対して図 5(b)では、積層形圧電素子駆動電圧の 2 倍の周期でポンプ室内圧がパルス状に立ち上がっている。本ポンプの特徴である二種類の圧力モードが生じており、前者を第 1 モード、後者を第 2 モードと呼ぶ。一般に積層形圧電素子駆動圧力の n 倍の周期でポンプ室内圧が変動する場合で第 n モードと呼ぶ。

同様の駆動条件において、提案する非線形集中定数系数学モデルに基づき MATLAB™ の PowerSystem Blockset を用いてシミュレーションをおこなった結果を図 5 の黒い実線で示す。

この結果より、本数学モデルが本ポンプの特徴である二つの圧力モードを再現できることおよびポンプ室内圧の駆動電圧に対する位相およびピーク値がほぼ一致することが確認された。ただし、実験では生じにくい第 3, 4 モードも条件により生じていた。

図 6 は、駆動周波数 2~4kHz において負荷圧力を 0~400kPa まで変えておこなった負荷特性のシミュレーション結果を実験結果と比較した結果である。ただし、吐出流量は圧力モードが安定した 500 周期分の平均値により求めている。この結果より、負荷特性についても実験結果と傾向が一致することが確認された。

以上の結果より、提案する非線形集中定数系数学モデルは、非常に簡単な構造にもかかわらず有効であることが実験的に確認された。

4. シミュレーションによるポンプ最適構造の検討

4.1 吐出管路要素の寸法に対する最適構造の検討

最適構造を検討するために、前章で得られた数学モデルを用い、同一サイズの積層形圧電素子を用いた場合において、図 7 に示す吐出管路要素の直径 d_p 、長さ l およびダイアフラムの直径 d_d を変えながらシミュレーションをおこなった。図 7 に示すように吐出管路要素を一つの円管とし、直径を $d_p=0.5, 0.75, 1\text{mm}$ 、長さを $l=7, 12, 17, 22, 25\text{mm}$ として負荷圧力を 0~400kPa と変え

Fig.7 Schematic of the simulated micropump

(a) Diameter of outlet pipeline of 0.5mm

(b) Diameter of outlet pipeline of 0.75mm

(c) Diameter of outlet pipeline of 1mm

Fig.8 Simulated output power with different sizes of the outlet pipeline element and driving frequencies

Fig.9 Simulated flow rate with different sizes of the outlet pipeline element and different frequencies

ておこなった。負荷圧力および駆動周波数の変化範囲は、実験結果より吸入チェック弁が破損しないと考えられる範囲に限っている。

ダイアフラムの直径 $d_f=6.3\text{mm}$ において、駆動周波数 $2\sim 4\text{kHz}$ の範囲で負荷圧力に対し最大となった出力パワーのシミュレーション結果を図8に示す。この結果より、吐出管路要素の直径が小さく、長さが長い場合にはイナータンスが大きくなり、比較的低い駆動周波数で最大の出力パワーが生じており、逆に直径が大きく長さが短い場合には、比較的高い周波数で最大の出力パワーが生じる傾向が確認された。また、最大の出力パワーが生じるときは圧力モードが第2モードであることから、高出力化のためには第2モードが必要であることがわかった。

駆動周波数 $2\sim 4\text{kHz}$ の範囲で出力パワーが高い条件を選び、それらの負荷特性を図9に示す。この結果より、本シミュレーションでは吐出管路要素の直径 $d_p=0.5\text{mm}$ 、長さ $l=12\text{mm}$ 、駆動周波数 2.5kHz 、負荷圧力 400kPa のとき、図6の出力パワーが最大となる駆動周波数 3kHz 、負荷圧力 400kPa のときの実験値よりも35%高い吐出流量 $0.71\text{cm}^3/\text{s}$ が得られ、ポンプ出力特性の改善および小形化の可能性が示された。

4.2 ダイアフラムの直径に対する最適構造の検討

同一の積層形圧電素子を用いたとき、ダイアフラムの直径の最適値について検討した。ダイアフラムの直径を 6.3mm から 3mm および 9mm に変えて同様にシミュレーションをおこなった、各ダイアフラムの直径に対し吐出管路要素の寸法を変え、出力パワーが最大となったときの結果を表1に示す。

ダイアフラムの直径が $d_f=3\text{mm}$ の場合では駆動周波数が 9kHz 付近で最大出力パワーが生じ、 0.23W が得られた。 $d_f=9\text{mm}$ の場合では駆動周波数が $d_f=6.3\text{mm}$ と同様な値で最大の出力パワーが得られ、 0.25W が得られた。また、現在の寸法であるダイアフラムの直径 $d_f=6.3\text{mm}$ におい

て出力パワーが最大となった。

以上の結果より、現在使用している積層形圧電素子に対しダイアフラム直径 $d_f=6.3\text{mm}$ が最適値であることがわかった。またダイアフラムを小さくしても出力パワーは大きくは低下しないことがわかり、さらなる小形化の可能性が確認された。今後、積層形圧電素子の寸法を変えた場合を含め検討する必要がある。

5. 最適構造を有するマイクロポンプの試作

5.1 試作したマイクロポンプ シミュレーション結果に基づき、最適構造のマイクロポンプを試作した。ダイアフラムの直径は $d_f=6.3\text{mm}$ 、吐出管路要素の直径は $d_p=0.5, 0.75, 1\text{mm}$ 、長さは $l=12, 17, 22\text{mm}$ である。試作したポンプの写真を図10に示す。

Fig.10 Photocopy of micropump

(a) Output pipeline diameter of 1mm and length of 17mm

(b) Output pipeline diameter of 0.5mm and length of 12mm

Fig.11 Comparisons of experimental and simulation results

Table 1 Output power with different sizes of the diaphragm and outlet pipeline

Diameter of pump chamber d_p [mm]	3			6.3			9		
Diameter of outlet pipeline d_{op} [mm]	0.5	0.75	1	0.5	0.75	1	0.5	0.75	1
Length of outlet pipeline l [mm]	7	12	12	12	22	27	12	12	22
Driving frequency [kHz]	9	8	9	2.5	2.75	4	3	2.5	2.5
Output power [W]	0.22	0.23	0.22	0.28	0.29	0.29	0.21	0.25	0.22

5・2 負荷特性実験 作動流体として脱気した純水を用い、積層形圧電素子にはオフセット60V, 100V_{pp}の正弦波電圧を印加して試作マイクロポンプの特性実験をおこなった。負荷はポンプの下流側に設置した可変絞りにより与え、ポンプと可変絞りの間に半導体形圧力センサ（豊田工機（株），SD220，測定範囲：0～1MPa）を取り付けて負荷圧力を測定した。流量は作動流体の吐出質量を電子天びんで測定し、10gになるまでの時間を3回測定し、平均値を求めている。負荷圧力および駆動周波数の範囲は前章と同様である。

最大の出力パワーを生じた吐出管路直径 $d_{op}=0.5\text{mm}$ および長さ $l=12\text{mm}$ の場合、および負荷圧力が高いとき出力パワーの低下が見られた $d_{op}=1\text{mm}$, $l=17\text{mm}$ の場合について、実験結果をシミュレーション結果と合わせて図11に示す。

図11(a)の直径 $d_{op}=1\text{mm}$ ，長さ $l=17\text{mm}$ の場合においては、出力パワーが負荷圧力がある値より高くなると減少する傾向が見られた。これはシミュレーション結果と類似の傾向である。この原因としては、イナータンスが小さく、図8(c)に示すようにより高い周波数で駆動が適しているが吸入チェック弁の耐久性のため4kHzまでに限定しているためである。最大の出力パワーは実験とシミュレーションで同様に駆動周波数4kHz，負荷圧力400kPaのとき生じているが、その値には40%の誤差が生じている。

図11(b)の直径 $d_{op}=0.5\text{mm}$ ，長さ $l=12\text{mm}$ の場合においては、最大出力パワーが生じる条件は実験、シミュレーションともに駆動周波数2.5kHz，負荷圧力400kPaのときである。最大パワーの値には30%の誤差がある。

以上の結果より、シミュレーションによる出力パワーは絶対値については誤差が大きいが負荷圧力に対する変化は類似していること、および本ポンプの吐出管路要素の最適値は直径0.5mm，長さ12mmであることが実験

によっても確認され、提案する数学モデルの有効性の一部が確認された。最大出力パワーにおける誤差は、ポンプ室のコンプライアンス値が組立時に変化したことおよびモデル化されていない吸入チェック弁における応答性および逆流の影響と考えられる。

6. 結 言

本報では、管路慣性を用いたマイクロポンプのさらなる高出力化および小形化のために、簡単な非線形集中定数系数学モデルを提案し、最適構造について検討した。得られた主な成果は以下のとおりである。

- (1)簡単な非線形集中定数系数学モデルを提案した。
- (2)体積 2.3cm^3 の試作マイクロポンプの特性実験をおこない、実験結果との比較により、出力パワー特性の傾向が類似していることから提案する数学モデルの有効性の一部が確認した。
- (3)提案する数学モデルを用いてシミュレーションをおこない、最適構造について検討し、その有効性を実験的に確認した。

文 献

- (1)原邦彦，マイクロマシン研究の現状と今後，デンソーテクニカルレビュー，5-1(2000)，8-14。
- (2)特集「マイクロマシン技術—産業技術研究開発制度におけるマイクロマシンプロジェクト」日本ロボット学会誌，19-3(2002)，1-43。
- (3)T. Seto, K. Takagi, K. Yoshida, J.-H. Park, S. Yokota, J. of Robotics and Mechatronics, 5(2003), 128-133。
- (4)吉田和弘，横田眞一，油空と空気圧，25-2 (1994)，149-156。
- (5)朴重濠，吉田和弘，横田眞一，機論，C66-648 (2000)，2700-2706。
- (6)J.-H. Park, K. Yoshida, S. Yokota: Mechatronics, 9-7(1999)，687-702。
- (7)吉田和弘，鄭淵午，横田眞一，機論，C69-682 (2003)，1633-1639。
- (8)D.R. Reyes, D. Iossifidis, P.A. Aruoux, A. Manz, Micro total analysis systems, Anal. Chem. 74 (2002) 2623-2628。