

입·출구 위치 변화에 따른 압전 구동방식 마이크로 펌프의 성능특성에 관한 수치해석적 연구

김 동 희*, 정 진** , 김 창 념**

*경희대학교 대학원 기계공학과, **경희대학교 테크노공학대학

A Numerical Study on the Performance Characteristics of a Piezoelectric Micropump for Different Inlet and Outlet Positions

Dong Hee Kim*, Jin Jeong**, Chang Nyung Kim**

*Department of Mechanical Engineering, Graduate School of Kyunghee University, Yongin 449-701, Korea

**College of Advanced Technology, Kyunghee University, Yongin 449-701, Korea

(Received July 20, 004; revision received November 2, 2004)

ABSTRACT: This study has been conducted to investigate flow characteristics of a micropump with piezoelectric materials. In this study, the change of flow rates has been investigated for different positions of the inlet and outlet and for different distances between them. The FSI(Fluid Structure Interaction) method has been employed for numerical analysis of the piezoelectric diffuser/nozzle based micropump. It has been found that time averaged flow rate is greater in the case that distance between the inlet and outlet is longer. For the cases where the positions of the inlet are different with the position of the fixed outlet at the center, the flow rate is increased as the inlet is located farther from the center. This study may supply fundamental understandings for the design and analysis of the prototypes of piezoelectric micropumps.

Key words : Micropump(마이크로 펌프), Piezoelectric effect(압전효과), FSI(유체-고체 연동)

1. 서 론

최근 마이크로머시닝 기술이 발전함에 따라 미소 화학 및 바이오 시스템에서의 미소유량 조절을 위한 마이크로 유체 소자의 개발과 미소 영역에서의 유동현상에 대한 연구가 활발히 이루어지고 있다⁽¹⁾.

이러한 마이크로 유체기기에서 마이크로 펌프는 미소 유량을 조절하는 기능을 수행하는데 이

를 위하여 다양한 지식과 첨단기술을 필요로 한다. 마이크로 펌프는 정전형, 압전형, 열공압형, EHD(Electro-Hydro-Dynamic), 전기분해형 등 구동방식에 따라 여러 가지로 나눌 수 있다. 이 중에서 압전 구동방식 마이크로 펌프는 압전 세라믹의 압전효과를 이용하여 구동하는 방식으로 다른 구동방식에 비해 변위 제어가 쉽고 큰 힘을 낼 수 있으며 구조가 간단하다는 장점을 가지고 있어 최근에 활발한 연구가 이루어지고 있다⁽²⁾.

압전 구동방식 마이크로 펌프에 관한 기존의 몇몇 연구를 살펴보면 다음과 같다. Stemme and Stemme⁽³⁾는 기존의 수동형 체크 밸브를 갖는 마

† Corresponding author

Tel.: +82-31-201-2869; fax: +82-31-202-9715

E-mail address: cfdij@khu.ac.kr

이므로 펌프 대신 디퓨저/노즐의 원리를 이용한 새로운 형태의 valveless 마이크로 펌프를 제작하고 둘의 성능을 비교하였다. Olsson et al.⁽⁴⁾⁽⁵⁾은 이러한 valveless 마이크로 펌프에 대하여 디퓨저/노즐의 길이와 발산각에 따른 펌핑유량의 변화와 최적 발산각을 실험을 통하여 제시하였다. Nguyen and Huang⁽⁶⁾⁽⁷⁾은 파형의 폭을 마이크로 펌프의 유량을 제어하는 새로운 방식으로 제시하였으며, valveless 마이크로 펌프의 membrane deform 곡선을 Timoshenko의 이론을 이용하여 가정하고, 수치해석을 수행하여 실험치와 비교하였다. Song⁽⁸⁾은 마이크로 펌프 챔버의 membrane deform 곡선을 원의 한 부분으로 가정하여 수치 해석하여 실험과 비교하였다.

그러나 지금까지의 압전 구동방식 마이크로 펌프에 관한 연구는 실험과 수치해석을 통해 디퓨저/노즐의 형상에 따른 펌핑특성 등을 주로 연구하였다. 또한 수치해석을 통한 연구에서는 대부분 압전 디스크 영역(고체 영역)을 고려하지 않고 유체 영역만을 계산하였다. 따라서 디퓨저/노즐 형상 이외의 변수가, 또 유체-고체 연동이 펌핑특성에 미치는 영향에 대한 깊은 연구가 이루어져야 한다.

본 연구에서는 디퓨저/노즐을 이용한 압전 구동방식 마이크로 펌프에 대하여 유체영역과 고체영역을 연동하여 함께 계산하는 FSI(Fluid-Structure Interaction) 방식을 이용하여 디퓨저/노즐이 대칭인 위치에 있을 때 디퓨저와 노즐 사이의 거리가 마이크로 펌프의 성능에 미치는 영향을 해석하고, 또 디퓨저(출구)의 위치가 고정된 경우 노즐(입구)의 위치에 따른 펌프의 성능을 파악하고자 한다.

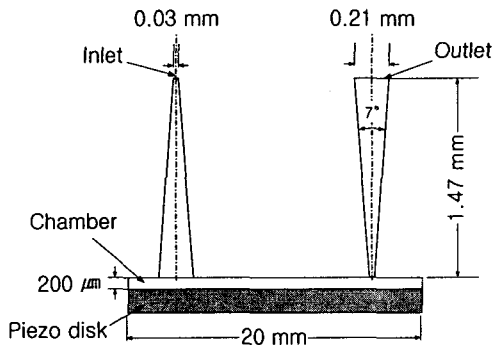


Fig. 1 Schematic diagram of a diffuser/nozzle based micropump.

Table 1 Properties of piezo disk (pic 153)

Property	pic 153
Density [kg/m ³]	7750
Relative Permittivity	4500
Resistivity [Ωm]	10 ⁹
Charge Constant d ₃₃ [× 10 ⁻¹² m/V]	750
Voltage Constant g ₃₃ [× 10 ⁻³ Vm/N]	18
Young's modulus [× 10 ¹⁰ N/m ²]	4.5

2. 수치해석

2.1 수치해석 모델

본 연구에서는 디퓨저/노즐을 사용하는 압전 구동방식 마이크로 펌프에 대하여 비정상 2차원으로 수치해석을 수행하였다. 계산에 사용된 마이크로 펌프는 Fig. 1에 나타난 바와 같이 챔버의 높이가 200 μm, 폭은 20 mm이고 디퓨저와 노즐의 각도는 실험적으로 최고의 성능을 보인 7°로 정하였다⁽⁴⁾⁽⁵⁾. 또한 디퓨저/노즐의 좁은 쪽 폭은 0.03 mm이고 넓은 쪽 폭은 0.21 mm 이다. 사용된 압전 디스크는 폭이 20 mm, 두께가 5 mm 이다.

수치계산에서 압전 디스크의 물성치는 PI사의 pic 153 물질의 값을 사용하였으며, 자세한 물성치는 Table 1에 나타내었다. 입·출구는 대기압으로 일정한 것으로 가정하였으며, 압전 디스크의 아래쪽 면은 최대값이 -500V인 90Hz의 sine 파를 반파 정류한 전압이 인가되고 윗면은 0 V가 일정하게 유지된다고 가정하여 계산하였다. 또한, 초기 상태에서 챔버 내부의 압력은 1기압(대기압)으로 가정하였다.

2.2 수치해석 방법

압전 구동방식 마이크로 펌프의 유동특성을 정확하게 파악하기 위해서는 유체 영역뿐만 아니라 압전 디스크(고체) 영역을 연동하여 계산하여야 한다. 따라서 이와 관계된 여러 방정식들이 적절히 적용되어야 한다. 본 연구에서는 챔버 내의 유동장을 계산하기 위해 곡선 좌표계에 대한 연

Table 2 The equations used in the FSI method

<p>Mass conservation equation</p> $\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\rho}{J} \right) + \frac{\partial}{\partial \xi^j} \left(\frac{\rho U_j}{J} \right) = 0$ <p>Momentum conservation equation</p> $\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\rho u_i}{J} \right) + \frac{\partial}{\partial \xi^j} \left(\frac{\rho U_j u_i}{J} \right) = - \frac{1}{J} \frac{\partial \xi^j}{\partial x_i} \frac{\partial p}{\partial \xi^j}$ $+ \frac{\partial}{\partial \xi^k} \left[\frac{\mu}{J} \frac{\partial \xi^k}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \xi^l}{\partial x_i} \frac{\partial u_i}{\partial \xi^l} + \frac{\partial \xi^l}{\partial x_i} \frac{\partial u_i}{\partial \xi^l} \right) - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial \xi^m} \frac{\partial \xi^m}{\partial x_j} \right]$ <p>where, J : coordinate transformation Jacobian</p>	<p>Piezoelectric constitutive equations</p> $\{s\} = [c] \{S\} - [a] \{E\}$ $\{D\} = [a]^T \{S\} - [e] \{E\}$ <p>where,</p> <ul style="list-style-type: none"> {s} : stress vector {D} : electric flux density vector {S} : strain vector {E} : electric field vector [a] : piezoelectric coupling matrix [e] : dielectric matrix
--	--

속방정식, Navier-Stokes 방정식을 사용하였으며, 압전현상에 의한 압전 디스크의 거동을 계산하기 위한 방정식을 사용하였다. 수치계산에 사용된 각 방정식들은 Table 2에 자세히 나타내었다.

수치계산 과정에서 고체 운동의 효과(압전력에 의한 고체의 변위)는 유체-고체 경계면에서 유체 역학적 방정식의 격자 속도항을 통해 유체 영역으로 전달된다. 먼저, 압전방정식을 풀어 압전력에 의한 변위(격자 속도)를 계산한다. 그 다음 유체-고체 계면에서 유체의 속도는 고체의 속도와 같으므로, 유체역학적 방정식을 풀어 유체 영역의 속도, 압력 등을 구한다. 이와 같은 과정을 매 time step 마다 반복 계산함으로써 유체 유동 및 구조 거동을 해석할 수 있다. 계산에는 약 4,000 개 정도의 정렬격자가 사용되었고, 대류항의 차분도식으로는 1차 상류도식이 사용되었다. 수렴

판정은 모든 격자점에서 무차원 잔차(residual)가 10^{-4} 이내이면 수렴한 것으로 가정하였다. 계산시간은 CPU가 2.4GHz인 P-4 PC를 사용하여 case 당 약 12시간 정도 소요되었다. 위와 같은 계산을 SIMPLEC 알고리즘을 사용하는 상용 CFD 코드인 CFD-ACE 2003을 사용하여 수행하였다.

3. 계산결과 및 고찰

3.1 입·출구 사이의 거리에 따른 유동특성

입·출구 사이의 거리에 따른 유량변화를 파악하기 위해 Fig. 2에 나타낸 것처럼 입구와 출구를 각각 챔버의 중앙에서 같은 거리(즉 대칭적인 위치)에 두고, 입구와 출구의 거리인 x 를 12 mm

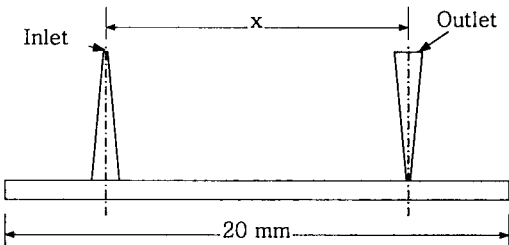


Fig. 2 Schematic diagram of micropumps with various distances between the inlet and outlet.

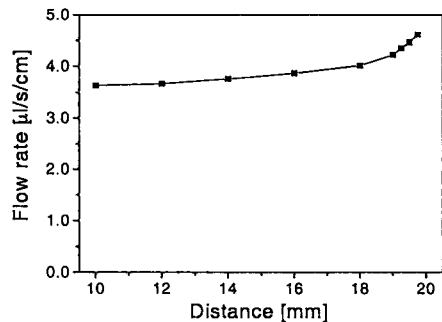


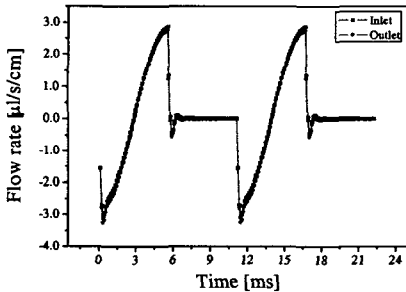
Fig. 3 Flow rate vs. distance between the inlet and outlet.

에서 20 mm까지 변화시키면서 유량을 계산하였다. Figure 3에 나타난 바와 같이 전체적으로 입·출구 사이의 거리가 멀어질수록 펌핑유량이 증가하였다. 그리고 펌핑유량의 증가추세는 입·출구 사이의 거리가 증가할수록 더욱 현저하게 나타났다. 즉, 유체가 마이크로 펌프의 밖으로 나가는 경우에 입·출구 사이의 거리가 멀어질수록 디퓨저와 노즐의 나가는 유량에 더 많은 차이가 생기게 된다. 이것은 입·출구 사이의 거리가 가까우면 입구와 출구로 나갈 수 있는 유량의 차가 별로 없지만 입·출구의 거리가 멀어지게 되면 그만큼 출구로 나갈 수 있는 유량이 더 증가하게 되어 입구와 출구로 나가는 유량의 차가 더 커지게 되기 때문이다. 이러한 현상은 유체가 들어올 때도 마찬가지이다.

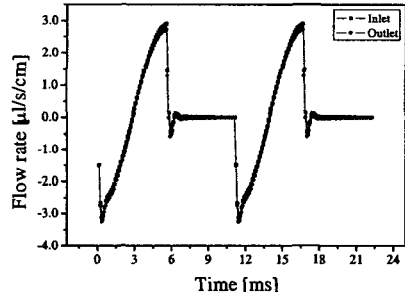
Figure 4~5는 입구와 출구 사이의 거리가 10

mm인 경우와 19 mm인 경우에 대해 유량과 유량차를 나타낸 그래프로써 위의 설명을 잘 뒷받침해 준다. 즉, 입구와 출구 사이의 거리가 19 mm인 경우가 10 mm인 경우에 비해 더 큰 유량차를 보여주고 있다. 또한 두 번째 주기 이상에서는 첫 번째 주기와 거의 유사한 유량을 나타내었다. 이와 같이 주기성이 빨리 나타나는 이유는 인가전압이 sine파를 반과정류한 형태이므로 한 주기 내내 전압이 인가되는 것이 아니라, 반 주기 동안에만 전압이 인가되기 때문에 압전 디스크가 한 주기가 끝나기 이전에 완전히 초기위치로 돌아오기 때문이다. 따라서 두 번째 주기까지의 결과만 나타내었다.

3.2 입·출구 위치에 따른 유동특성

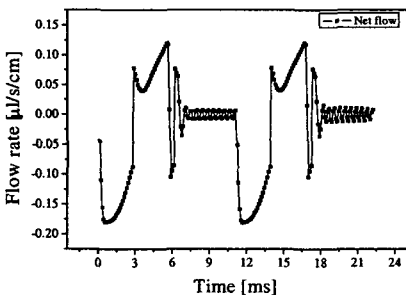


(a) 10 mm

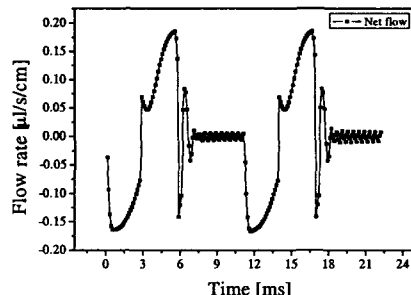


(b) 19 mm

Fig. 4 Flow rates at the inlet and outlet for different distances($f = 90$ Hz).



(a) 10 mm



(b) 19 mm

Fig. 5 Difference of the flow rates at the inlet and outlet for different distances($f = 90$ Hz).

입·출구의 위치에 따른 유량변화를 파악하기 위해 Fig. 6에 나타낸 바와 같이 출구를 챔버의 중앙에 고정시키고 입구의 위치를 변화시키면서 계산을 수행하였다. 계산 결과 중에서 입구의 위치가 챔버의 중심으로부터의 거리, 즉 x 가 3 mm 인 경우와 9 mm인 경우에 대한 유량 및 유량차의 그래프를 Fig. 7과 Fig. 8에 나타내었다. 그림에서 볼 수 있듯이 9 mm인 경우의 유량차가 거리가 3 mm인 경우보다 훨씬 크게 나타남을 알 수 있다. 또한 출구에서 유량이 최대일 때의 레이놀즈(Re) 수는 약 600이었다.

중심으로부터 입구까지의 거리에 따른 펌핑유량을 Fig. 9에 나타내었다. 그래프에서 볼 수 있듯이 전체적인 경향은 입·출구의 위치가 대칭일 때와 유사하게 입구의 위치가 출구로부터 멀어질수록 펌핑유량이 증가하였다.

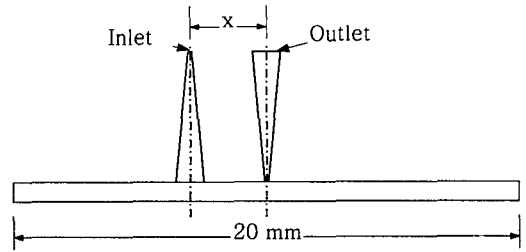
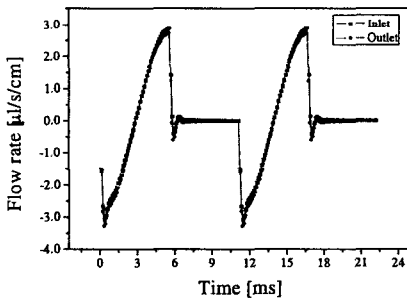
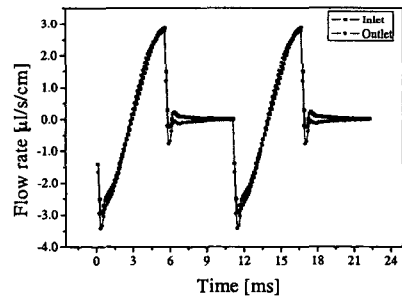


Fig. 6 Schematic diagram of various inlet positions.

그리고 챔버 중심으로부터 입구까지의 거리가 같은 입·출구의 위치가 대칭인 경우($x = 10$ mm)와 출구를 챔버의 중앙에 고정시킨 경우($x = 5$ mm)를 비교하여 보면, Fig. 3과 Fig. 9에 나타낸 바와 같이 입·출구의 위치가 대칭인 경우보다 출구를 챔버의 중앙에 고정시킨 경우가 더 많

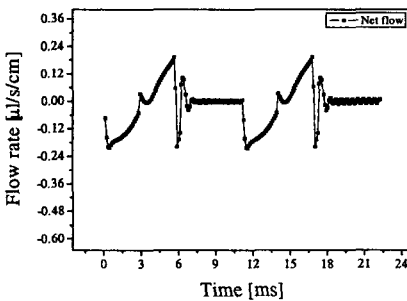


(a) 3 mm

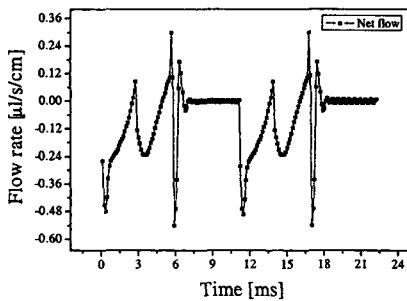


(b) 9 mm

Fig. 7 Flow rates at the inlet and outlet for different inlet positions($f = 90$ Hz).



(a) 3 mm



(b) 9 mm

Fig. 8 Difference of the flow rates at the inlet and outlet for different inlet positions($f = 90$ Hz).

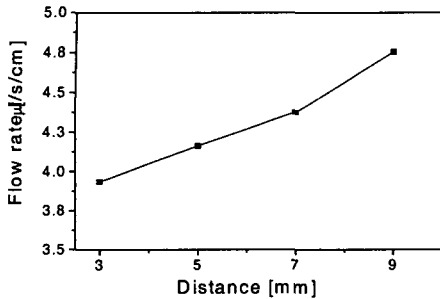


Fig. 9 Flowrate vs distance between the inlet and outlet(the outlet is fixed at the center).

은 펌핑유량을 나타냄을 알 수 있다. 그 이유는 출구가 챔버의 중심에 위치하게 되면 출구가 바깥쪽에 있는 경우보다 출구의 양단에 걸리는 압력의 차가 더 커져서 출구를 통해 나가는 유량이 증가하기 때문이다.

4. 결론

본 논문에서는 디퓨저와 노즐을 사용하는 압전 구동방식 마이크로 펌프에 대하여 FSI 기법을 이용하여 2차원 비정상상태 수치해석을 수행하였다. 특히, Piezo disk 물질이 갖는 특성을 반영하기 위하여 압전 효과를 계산하여 디스크의 거동 및 유동특성을 해석하였다.

입구와 출구 사이의 거리 변화에 따른 유량특성은 입구와 출구사이의 거리가 멀어질수록 펌핑 유량이 증가하였으며, 입구 위치에 따른 유량 특성은 입·출구의 위치가 대칭일 때와 마찬가지로 입구의 위치가 출구로부터 멀어질수록 펌핑유량이 거의 선형적으로 증가하는 것으로 파악되었다. 또한, 챔버 중심으로부터 입구까지의 거리가 같을 경우에는 입·출구의 위치가 대칭인 경우보다 출구를 챔버의 중앙에 고정시킨 경우가 더 많은 펌핑유량을 나타내는 것으로 파악되었다.

이러한 결과를 볼 때, 마이크로 펌프의 입·출구의 위치 및 입·출구 사이의 거리는 마이크로 펌프의 성능에 영향을 미치는 중요한 인자로서

마이크로 펌프의 최적설계를 위한 기본 데이터로 활용될 수 있다.

후 기

이 연구는 2003년도 경희대학교 개교 55주년 기념 학술진흥 특별연구비 지원사업에 의해 연구되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- Shoji, S. and Esashi, M., 1994, Microflow devices and systems, J. Micromechanics and Microengineering, Vol. 4, pp. 157-171.
- Lee, S.W. and Yang, S.S., 1998, Fabrication and applications of micropumps, 1998, ICASE, pp. 26-32.
- Stemme, E. and Stemme, G., 1993, A valveless diffuser/nozzle-based fluid pump, Sensors and Actuators A, Vol. 39, pp. 159-167.
- Olsson, A., Enoksson, P., Stemme, G. and Stemme, E., 1997, Micromachined flat-walled valveless diffuser pumps, Journal of Microelectromechanical Systems, Vol. 6, No. 2, pp. 161-166.
- Olsson, A., Stemme, G. and Stemme, E., 2000, Numerical and experimental studies of flat-walled diffuser elements for valve-less micropumps, Sensors and Actuators A, Vol. 84, pp. 165-175.
- Nguyen, N. T. and Huang, X. Y., 2000, Numerical simulation of pulse-width-modulated micropumps with diffuser/nozzle elements, Nanyang Technological Univ.
- Nguyen, N. T. and Huang, X. Y., 2001, Miniature valveless pumps based on printed circuit board technique, Sensors and Actuators A, Vol. 88, pp. 104-111.
- Song, Y. S., 2002, Numerical simulation of flow in a piezoelectric diffuser/nozzle-based micropump for microfluidic application, MS thesis, KAIST, Daejeon, Korea.