

디퓨저와 노즐을 이용한 열공압형 마이크로 펌프의 열공압 및 유동특성에 관한 수치해석적 연구

정진, 김창녕*

경희대학교 기계공학과, *경희대학교 테크노공학대학

A Numerical Study on the Thermopneumatic and Flow Characteristics of Diffuser-Nozzle Based Thermopneumatic Micropumps

Jin Jeong, Chang Nyung Kim*

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

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

(Received January 28, 2005; revision received May 12, 2005)

ABSTRACT: This study has been conducted to investigate the thermopneumatic and flow characteristics of diffuser/nozzle based thermopneumatic micropumps. In this study, a transient three-dimensional numerical analysis using FSI (Fluid-Structure Interaction) model has been employed to analyze the effects of the interaction between the membrane and two fluids (air and water) in the thermopneumatic micropump. The transient temperature and pressure in the cavity, the transient displacements of the membrane and the net flow rate of the micropump have been closely calculated for the frequency of 1 Hz. It has been found that the difference of the flow rates at the inlet and outlet is larger in the cooling period than in the heating period and that the duty ratio is very important in association with pump performance because the temperature in the cavity ascends drastically in the heating period and descends slowly in the cooling period. This study can be regarded as fundamental understandings for the design and analysis of thermopneumatic micropumps.

Key words: Thermopneumatic micropump(열공압형 마이크로 펌프), Diffuser(디퓨저), Nozzle(노즐), Fluid-structure interaction(유체-고체 연동), Membrane(박막)

1. 서 론

최근 MEMS(Micro Electro Mechanical System)와 마이크로 가공기술(micro-machining)이 발전함에 따라, 예전에는 고려할 수 없었던 여러 종류의 마이크로 시스템들이 개발되고 있다. 이

중에서 미소량의 유체를 제어하기 위한 마이크로 유체기기(micro fluidic device)에 관한 기술은 급속하게 발전하고 있다. 특히, 마이크로 유체기기의 핵심부품 중의 하나인 마이크로 펌프에 대한 연구가 활발히 이루어지고 있다.⁽¹⁾

마이크로 펌프는 정전형, 압전형, 열공압형, EHD(Electro-hydro-dynamic), 전기분해형 등 구동방식에 따라 여러 가지 종류가 있다. 이 중에서 디퓨저/노즐을 이용한 열공압형 마이크로 펌프는 온도에 따라 공기가 팽창/수축하는 원리를 이용하여

† Corresponding author

Tel.: +82-31-201-2578; Fax: +82-31-202-8106

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

박막의 운동을 유발하는데, 이러한 박막의 운동에 의해 야기된 유체유동과 디퓨저와 노즐을 통과하는 유동의 저항 차이를 이용하여 유량을 제어하고 펌핑효과를 얻는 방식이다. 이 방식은 펌프 자체의 온도가 상승한다는 단점이 있지만 다른 방식에 비해 비교적 구동전압이 낮고 구동기 박막의 변위가 크며, 밸브가 필요없다는 장점이 있다.⁽²⁾

마이크로 펌프에 관한 기존의 연구를 살펴보면 다음과 같다. Patrick et al.⁽³⁾은 열공압형 마이크로 펌프의 액추에이터에 사용되는 주름진 박막과 평평한 박막의 변위를 비교하여 주름이 박막의 변위에 미치는 영향에 대하여 연구하였다. Stemme and Stemme⁽⁴⁾는 디퓨저와 노즐의 원리를 이용한 새로운 형태의 valveless 마이크로 펌프를 제작하여 동일한 사이즈의 수동형 체크 밸브를 갖는 펌프와 성능을 비교하였다. Nguyen and Huang^(5,6)은 디퓨저/노즐을 이용한 마이크로 펌프에 대하여 수치 시뮬레이션을 수행하였으며, PCB(Printed Circuit Board)를 사용하여 valveless miniature pump를 제작하였다. Olsson et al.⁽⁷⁾은 DRIE(Deep Reactive Ion Etching) 방법을 이용하여 valveless 마이크로 펌프를 제작하였으며, 수치해석을 통하여 디퓨저 목의 너비, 길이, 발산각 등의 형상변화가 유동특성 및 성능에 미치는 영향에 대하여 연구하였다. Jeong and Yang⁽⁸⁾은 디퓨저/노즐 방식 밸브와 알루미늄 플랩 밸브를 갖는 열공압형 마이크로 펌프의 유동특성을 비교 평가하였다. Van De Pol et al.⁽⁹⁾은 열공압형 micro-miniature 펌프를 제작하여 cavity 내의 공기의 압력에 의한 membrane의 변위측정값과 수치해

석 결과값을 비교하였다. Schulte et al.⁽¹⁰⁾은 마이크로 펌프에서 유체-고체 상호작용의 coupled problem에 대한 수학적 처리방법을 제시하였다.

그러나 지금까지의 열공압형 마이크로 펌프에 관한 연구는 박막의 변위와 유량 등을 측정하는 실험을 통한 연구가 대부분이었으며, 일부 수치해석을 통한 연구에서는 박막의 거동을 가정하여 유체 영역에 대해서만 주로 2차원으로 해석하였다. 그러나 열공압형 마이크로 펌프에서는 cavity 내의 열공압 특성, 박막의 변위 및 챔버 내 유체의 유동이 서로 상호작용하기 때문에 유체-고체 상호작용을 고려한 수치해석이 필수적이다.

따라서 본 연구에서는 디퓨저/노즐 방식의 열공압형 마이크로 펌프에 대하여 FSI(Fluid-Structure Interaction) 모델을 이용한 3차원 수치해석을 수행하여 cavity 내의 열공압 특성, 박막의 거동특성 및 챔버 내 작동유체의 유동특성을 파악하고자 한다.

2. 연구내용

2.1 수치해석 모델

계산에 사용된 디퓨저/노즐을 이용한 열공압형 마이크로 펌프가 Fig. 1에 나타나 있는데 챔버의 높이가 500 μm, 직경은 10 mm이고 디퓨저와 노즐의 각도는 7°이며, cavity의 높이는 2.5 mm, 직경은 10 mm이다. 그리고 박막으로는 직경 10 mm, 두께 80 μm의 고무판을 사용하였으며, 박막의 자세한 물성치는 Table 1에 나타내었다. 또한, 히터는 cavity의 아래면에 설치되며, 히터의 한 주기 동안의 총 전열량은 7.85×10^{-3} W, 듀티비(duty ratio)는 20%이고 주파수는 1 Hz이다. 본 연구에서는 이와 같은 디퓨저/노즐 방식 열공압형 마이크로 펌프에 대하여 비정상 3차원으로 수치해석을 수행하였다.

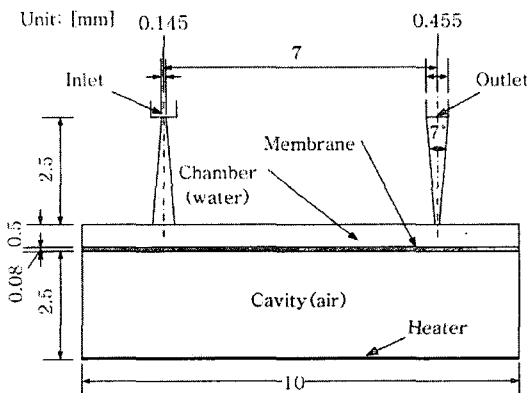


Fig. 1 Schematic diagram of diffuser/nozzle based thermopneumatic micropump.

Table 1 Properties of the membrane

Density [kg/m ³]	1550
Specific heat [J/kg-K]	1680
Thermal conductivity [W/m-K]	0.2
Young's modulus [N/m ²]	2700000
Poisson's ratio	0.3
Thermal expansion coefficient [1/K]	0.00024

2.2 수치해석방법

디퓨저/노즐 방식 열공압형 마이크로 펌프의 cavity 내 열공압 특성, 박막의 거동특성 및 챔버 내 작동유체의 유동특성을 정확하게 파악하기 위해서 유체와 고체를 상호 연동하여 계산하는 FSI 모델을 이용하여 수치해석을 수행하였다. FSI 모델을 이용한 수치해석에는 Table 2에 나타낸 바와 같이 유동에 대한 지배방정식으로 곡선 좌표계에 대한 연속방정식, Navier-Stokes 방정식, 에너지방정식을 사용하였으며, 박막의 거동을 계산하기 위해 구조역학적 방정식의 유한요소식을 사용하였다. FSI 모델에서 cavity 내 공기의 온도, 밀도 및 압력 변화에 따른 박막(고체) 거동의 효과는 유체-고체 경계면에서 유체역학적 방정식의 격자 속도항을 통해 유체 영역으로 전달된다.

수치계산과정에서 cavity 내의 공기는 이상기체로, 입·출구는 대기압으로 일정, cavity 및 챔버의 벽은 단열조건으로 가정하여 계산하였다. 그리고 격자계는 약 40,000개의 정렬격자로 구성되어 있으며, 대류항의 차분도식으로는 1차 상류도식

이 사용되었다. 계산시간은 CPU가 3.2 GHz인 P-4 PC를 사용하여 두 주기에 대하여 약 120시간 정도 소요되었다. 여기서 수렴판정은 모든 격자점에서 무차원 잔차(residual)가 10^{-4} 이내이면 수렴한 것으로 가정하였다. 위와 같은 계산을 SIMPLEC 알고리즘을 사용하는 상용 CFD 코드인 CFD-ACE 2004를 이용하여 수행하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 Cavity 내 열공압 특성

시간에 따른 cavity 내의 열공압 특성을 파악하기 위하여 온도, 밀도, 압력을 계산하였다. 이때, 한 주기(1s)에서 히터의 가열시기는 $0s < t \leq 0.2s$, 냉각시기는 $0.2s < t \leq 1.0s$ 이며 두 주기에 대하여 계산이 수행되었다.

Fig. 2는 시간에 따른 중심 단면에서의 온도분포를 나타내는데, 가열시기에는 바닥면에서부터 온도가 상승했다가 냉각시기에는 박막과 접하는 위쪽에서부터 온도가 하강한다. 또한, 시간에 따른

Table 2 The equations used in the FSI (Fluid-Structure Interaction) model

Continuity equation	Energy equation
$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\rho}{J} \right) + \frac{\partial}{\partial \xi^j} \left(\frac{\rho U_j}{J} \right) = 0$ <p>여기서, ρ : the fluid density U_j : the velocity component in the ξ^j J : the coordinate transformation Jacobian</p>	$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\rho C_p T}{J} \right) + \frac{\partial}{\partial \xi^j} \left(\frac{\rho C_p U_j T}{J} \right) = \frac{\partial}{\partial \xi^k} \left[\frac{k}{J} \frac{\partial \xi^k}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \xi^l}{\partial x_j} \frac{\partial T}{\partial \xi^l} \right) \right]$ <p>여기서, T : the temperature</p>
<p>Navier-Stokes equation</p> $\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\rho u_i}{J} \right) + \frac{\partial}{\partial \xi^j} \left(\frac{\rho U_j u_i}{J} \right) = -\frac{1}{J} \frac{\partial \xi^j}{\partial x_i} \frac{\partial p}{\partial \xi^j} + \frac{\partial}{\partial \xi^k} \left[\frac{\mu}{J} \frac{\partial \xi^k}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \xi^l}{\partial x_j} \frac{\partial u_i}{\partial \xi^l} + \frac{\partial \xi^l}{\partial x_i} \frac{\partial u_j}{\partial \xi^l} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial \xi^m} \frac{\partial \xi^m}{\partial x_l} \right) \right]$ <p>여기서, p : the pressure μ : the effective dynamic viscosity u_i : the Cartesian velocity component x_i : the Cartesian coordinate</p>	<p>Finite element formulation of structural dynamics equation</p> $[M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} = \{F\}$ <p>여기서, $\{q\}$: the displacement vector $[M]$: the mass matrix $[C]$: the damping matrix $[K]$: the stiffness matrix $\{F\}$: the force vector</p>

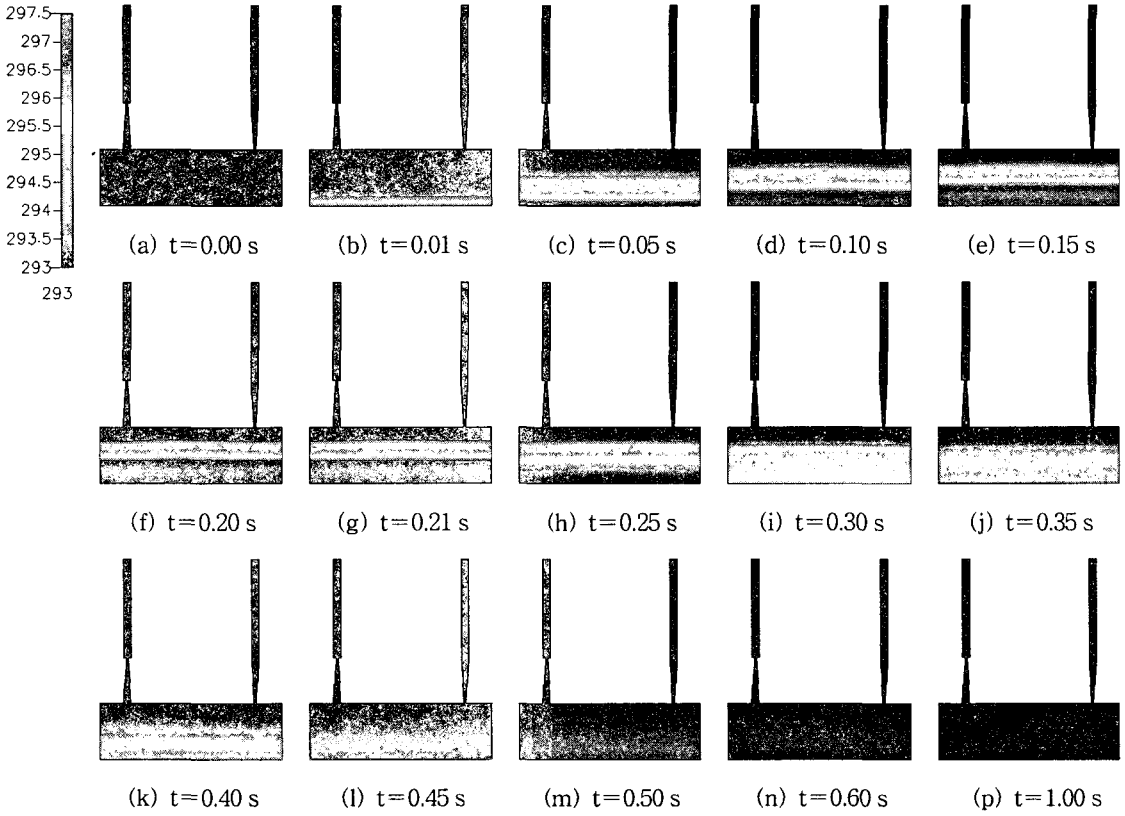


Fig. 2 Temperature distribution in the symmetric plane with time (Unit: K).

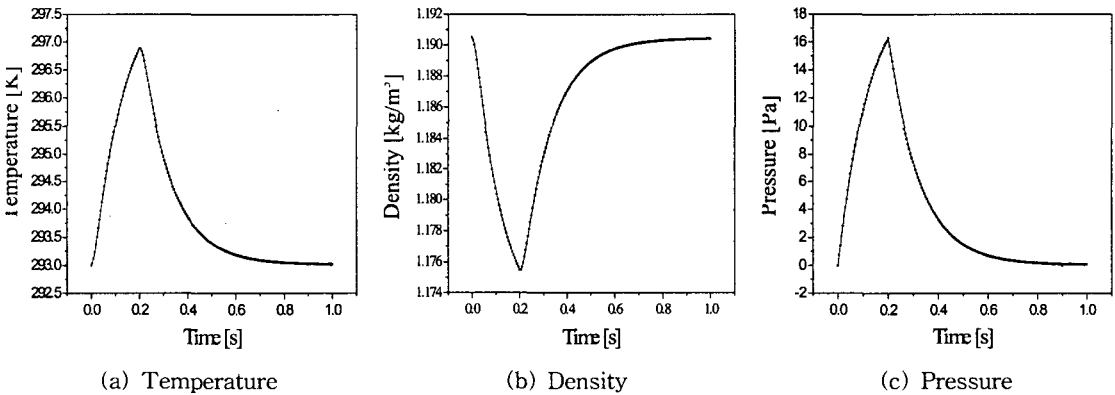


Fig. 3 Temperature, density and pressure at the center point of the cavity with time.

cavity 내 중심 위치에서의 온도는 Fig. 3의 (a)에 나타난 바와 같이 가열시기의 마지막 순간인 약 0.2s까지는 급격히 상승하고, 냉각시기에서는 약 0.5s까지 급격히 하강하다가 그 이후에는 완만하게 하강한다. 그리고 밀도의 거동형태는 온도와 거의 반대로 나타났으며, 압력은 온도와 거의 동

일한 형태로 거동한다.

3.2 박막의 거동특성

박막의 거동특성을 파악하기 위하여 시간에 따른 변위를 계산하였다. 반경방향의 위치에 따른

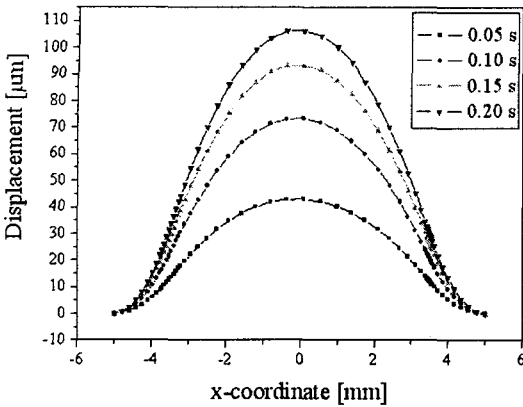


Fig. 4 Displacements of the membrane.

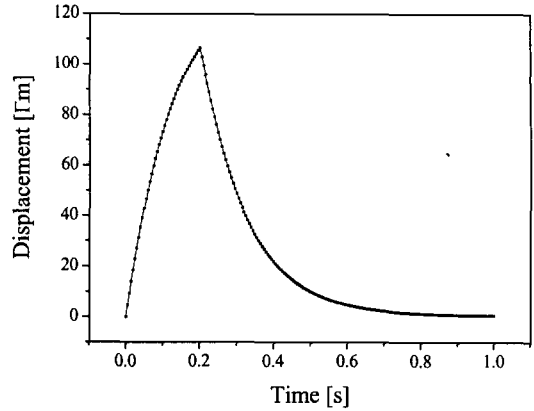


Fig. 5 Central displacement of the membrane with time.

박막의 변위형태는 Fig. 4에 제시되어 있는데, 박막의 중심에서 최대변위가 나타나며 중심으로부터 멀어질수록 변위가 감소하는 형태가 나타난다. 그리고 상승시기의 전반부에 해당하는 약 0.1 s까지의 박막의 변형량이 전체 변형량의 약 60% 이상을 차지한다. 또한, 박막 중심에서의 시간에 따른 변위는 Fig. 5에 나타난 바와 같이, 상승시기에 해당하는 0.2 s까지는 급격하게 상승하며, 박막이 하강하는 시기에서는 약 0.5 s까지는 급격히 하강하다가 그 이후에는 비교적 완만하게 하강함을 알 수 있다. 이는 cavity 안의 시간에 다른 온도 및 압력분포와 매우 유사한 특성을 보이고 있다. 이때 박막의 최대변위는 약 110 μm 이다. 따라서 박막을 초기위치까지 완전히 되돌아오게 하기 위해서는 충분한 시간이 필요함을 알 수 있다. 이와 같이 하강시기의 초반부에 박막이 급격하게 하

강하는 이유는 박막의 탄성효과 및 cavity 내의 온도 강하가 복합적으로 작용하기 때문이다.

3.3 챔버 내 유동특성

박막의 거동에 따른 챔버 내 유체의 유동특성을 파악하기 위하여 시간에 따른 유체의 속도분포 및 입·출구 유량 등을 계산하였다. Fig. 6은 속도벡터를 나타내는데, 박막의 상승시기에는 입·출구 모두에서 유체가 유출되고 하강시기에는 입·출구 모두에서 유체가 유입됨을 알 수 있다. 입구와 출구에서의 유량은 Fig. 7에 나타난 바와 같이, 박막의 상승 초기($t=0.01$ s) 및 하강 초기($t=0.21$ s)에 가장 크며, $t=0.5$ s 이후에는 유입량이 매우 적고 완만하게 감소함을 알 수 있다. 여기서 음(-)의 유량은 입구와 출구에서 각각 유체

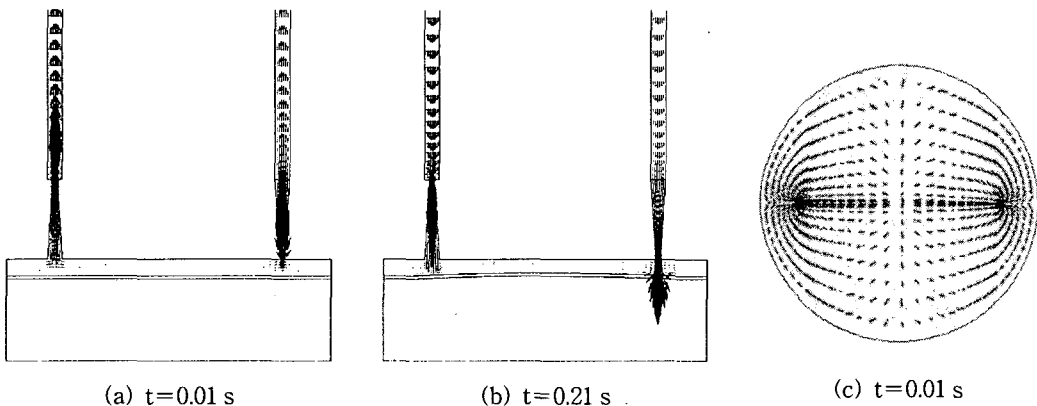


Fig. 6 Velocity vectors in the symmetric plane and in the mid-plane of the chamber.

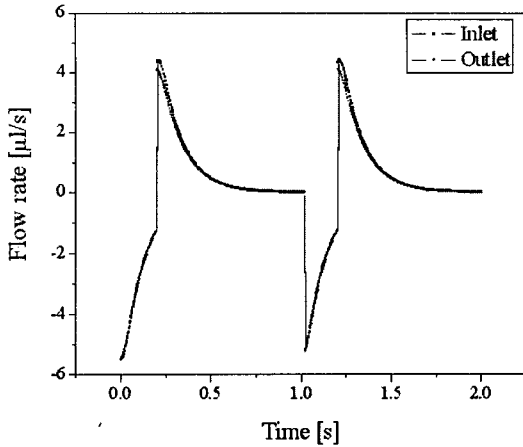


Fig. 7 Flow rates at the inlet and outlet.

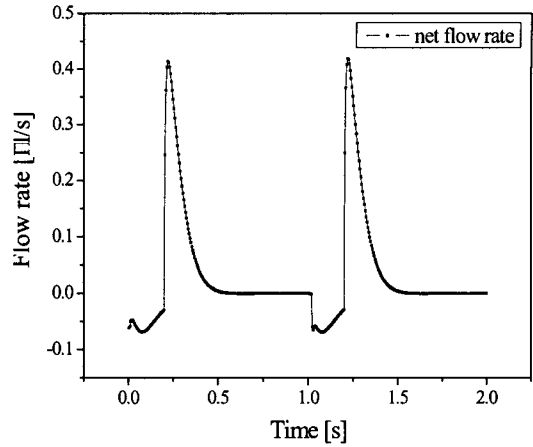


Fig. 8 Difference of the flow rates at the inlet and outlet.

가 마이크로 펌프 밖으로 유출되는 것을 의미하고, 양(+)의 유량은 유체가 펌프 내로 유입됨을 의미한다. 이들 그림에서, 박막이 상승하는 시기에는 출구에서 유출되는 유량이 입구에서 유출되는 유량보다 더 많고, 반대로 박막이 하강하는 시기에는 유동방향이 반대로 바뀌므로 입구에서 더 많은 유량이 유입됨을 알 수 있다.

시간에 따른 입·출구 사이의 유량차가 Fig. 8에 나타나 있는데, 여기에서 박막이 상승하는 시기보다 박막이 하강하는 시기에 입·출구 사이의 유량차가 더 크게 나타난다. 그 이유는 입구 쪽에 연결된 튜브의 직경이 입구의 직경보다 크기 때문에 박막이 상승하는 시기의 입구(노즐 역할) 측에서의 유동저항이 하강시기의 출구(노즐 역할) 측에서의 유동저항보다 작아지기 때문으로 생각된다. 또한, 한 주기 동안에 시간적분된 입출구 유량차는 유출시에 약 $0.0105 \mu\text{L}$, 유입시에 약 $0.0416 \mu\text{L}$ 이며, 실제로 펌프를 통과하는 유량을 의미하는 순유량(net flow rate)은 약 $0.026 [\mu\text{L/s}]$ 이다. 이와 같은 입·출구에서의 유량특성은 cavity 내의 열공압 특성 및 박막의 거동특성과 밀접한 관계가 있음을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 디퓨저와 노즐을 사용하는 열공압형 마이크로 펌프에 대하여 FSI 모델을 이용하여 비정상 3차원으로 수치해석을 수행하였다. 디

퓨저/노즐을 이용한 열공압형 마이크로 펌프의 열공압 및 유동특성을 파악하기 위해 시간에 따른 cavity 내의 온도, 밀도, 압력, 박막의 변위, 챔버 내 유체의 속도분포, 입·출구에서의 유량등을 계산하였다.

수치해석 결과, cavity 내 온도 및 압력은 가열 시기에는 매우 빠르게 상승하였으며, 냉각시기에는 초기에는 급격하게 하강하고 그 이후에는 상대적으로 완만하게 하강하였다. 그리고 이와 같은 경향은 박막의 거동에서도 거의 유사하게 나타났다. 따라서 박막을 초기위치까지 완전히 떨어뜨리기 위해서는 충분한 냉각시간이 필요하다. 또한, 상승 및 하강의 초기에 각각 입·출구 유량이 최대가 되며, 입구와 출구 사이의 유량차는 상승시기보다 하강시기에 더 크게 나타난다.

이러한 결과로 볼 때, 열공압형 마이크로 펌프의 해석에 있어서 열공압 특성, 박막거동 특성 및 유동 특성을 동시에 파악하는 것이 매우 중요하며, 특히 듀티비는 열공압형 마이크로 펌프의 성능에 영향을 미치는 중요한 인자임을 알 수 있다. 따라서 본 연구의 결과들은 고성능 열공압형 마이크로 펌프 개발을 위한 기초 자료로 유용하게 활용될 수 있을 것이다.

후 기

이 논문은 2003년도 한국학술진흥재단의 지원에 의하여 연구되었음(KRF-2003-041-D00133).

참고문헌

1. Chang, J. K., Chung, S. and Han, D. C., 2000, Application of bio-MEMS technology on medicine and biology, *Journal of the Korean Society of Precision Engineering*, Vol. 17, No. 7, pp. 45-51.
2. Lee, S. W. and Yang, S. S., 1998, The fabrication and application of micropump, *ICASE*, pp. 26-32.
3. Patrick, R. S., Wouter, O. and Piet, B., 1994, The design, fabrication, and testing of corrugated silicon nitride diaphragms, *Journal of Microelectro Mechanical Systems*, Vol. 3, No. 1, pp. 36-42.
4. Stemme, E. and Stemme, G., 1993, A valveless diffuser/nozzle-based fluid pump, *Sensors and Actuators A*, Vol. 39, pp. 159-167.
5. Nguyen, N. T. and Huang, X. Y., 2000, Numerical simulation of pulse-width-modulated micropumps with diffuser/nozzle elements, Nanyang Technological University.
6. 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.
7. 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.
8. Jeong, O.C. and Yang, S. S., 2000, Fabrication of a thermopneumatic micropump with a aluminum flap valves, *Journal of the Korean Physical Society*, Vol. 37, No. 6, pp. 873-877.
9. Van De Pol, F. C. M., Wonnink, D. G. J., Elwenspoek, M. and Fluitman, J. H. J., 1989, A thermo-pneumatic actuation principle for a microminiature pump and other micromechanical devices, *Sensors and Actuators A*, Vol. 17, pp. 139-143.
10. Schulte, S., Maurer, A. and Bungartz, H., 1995, Modular solution approach for simulation of coupled physical phenomena, in *Simulation and Design of Microsystems and Microstructures*, Computational Mechanics Publications, Southampton, pp. 201-210.