

마이크로 펌프용 디퓨저/노즐의 유동 특성에 관한 CFD 해석

김 동 환, 한 동 석, 정 시 영[†], 허 남 건^{*}, 윤 석 진^{**}

서강대학교 대학원, ^{*}서강대학교 기계공학과, ^{**}KIST 박막재료연구센터

CFD Analysis on the Flow Characteristics of Diffuser/Nozzles for Micro-pumps

Donghwan Kim, Dong-Seok Han, Siyoung Jeong[†], Nahmkeon Hur^{*}, Seok-Jin Yoon^{**}

Graduate School, Sogang University, Seoul 121-742, Korea

^{*}Department of Mechanical Engineering, Sogang University, Seoul 121-742, Korea

^{**}Thin Film Technology Research Center, KIST, Seoul 130-650, Korea

(Received April 8, 2004; revision received March 31, 2005)

ABSTRACT: The flow characteristics have been numerically investigated for various shapes of the diffuser/nozzles which are used for a valveless micro-pump. The important parameters considered in this study are the throat width (15~120 μm), the taper angle (3.15~25.2°), and the diffuser length (600~4,800 μm), and the size of the middle chamber (1~16 mm^2). To find the optimal values for these parameters, steady state calculations have been performed assuming the constant pressure difference between the inlet and exit of the flow. For the taper angle and the throat width, it is found that there exists an optimum at which the net flow rate is the greatest. The optimal taper angle is in the range of 10~20° for all the pressure differences; and the throat width indicates an optimal value near 75 μm for the case of 35 kPa pressure difference. The net flow rate is also influenced by the size of the middle chamber. With decreasing chamber size, the net flow rate is reduced because of the interference between two streams flowing into the middle chamber. The unsteady pulsating flow characteristics for a micro-pump with a given diffuser/nozzle shape have been also investigated to show the validity of the steady state parametric study.

Key words: Diffuser(디퓨저), Nozzle(노즐), Micropump(마이크로 펌프), CFD(전산유체역학)

기 호 설 명

Amp : 막의 진폭 [μm]

f : 막의 진동주기 [Hz]

\sqrt{g} : 텐서의 디터미넌트

\dot{m} : 질량유량 [mg/s]

p : 압력

Δp : 좌우 챔버와 중앙 챔버의 압력차 [kPa]

S_{ij} : 운동량 생성항 성분

t : 시간

u_i : i 방향의 속력

u_j : 유체와 u_{ci} 의 속도로 회전하는 좌표계 사이의 상대속도

w : 디퓨저/노즐의 목의 폭 [μm]

x_i : 직교 좌표($i=1, 2, 3$)

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-705-8633; fax: +82-2-712-0799

E-mail address: syjeong@sogang.ac.kr

그리스 문자

- θ : 디퓨저/노즐의 경사각 [$^{\circ}$]
- ρ : 밀도
- τ_{ij} : 스트레스 텐서 성분

하첨자

- d : 디퓨저(diffuser)
- m : 보정치
- n : 노즐(nozzle)
- p : 펌프모드(pump mode)
- s : 공급모드(supply mode)
- t : 전체(total)

1. 서 론

1960년대에 반도체 칩 가공기술인 Lithography와 마이크로 가공기술을 매우 작은 크기의 센서와 액츄에이터를 제작하기 위해 이용하면서 발전하기 시작한 MEMS는 물리적인 크기와 무게의 감소, 장치성능과 신뢰성의 증가, 비용 감소라는 장점 아래 현재 기계공학의 각광받는 중요한 연구 분야가 되었다. 최근의 MEMS 기술은 기계적인 센서 및 액츄에이터 같은 전통적인 기계장치뿐만 아니라 다양한 분야의 응용이 이루어지고 있다. 또한 MEMS 기술의 Microfluidics에의 응용은 마이크로 채널, 유동 Restrictor, 마이크로 펌프, 밸브, 센서, 마이크로 냉각시스템 등의 장치들로 나타나고 있으며 그중 상당수는 이미 상당한 연구가 진행되어 상용화되었다. 특히 마이크로 펌프는 그 크기가 수 cm 혹은 수 mm로서 화학물 분석시스템이나 세포 융합시스템, 약물 전달장치 등 생물학, 화학 및 의공학 분야에의 넓은 응용 가능성을 보여주고 있다. 마이크로 펌프는 크게 운동방식 및 구조와 구동방식에 따라 여러 가지 종류가 있는데, 최근에는 제작공정이 간단하고 응답성이 빠른 압전형 마이크로 펌프가 많이 연구되고 있다.⁽¹⁻³⁾

디퓨저/노즐을 이용한 압전형 마이크로 펌프의 기본 작동원리는 Fig. 1과 같다. 펌프의 중앙 챔버(chamber)는 한번 또는 양면에 휘기 쉬운 박막을 가지고 있으며 이 박막 위에 증착된 압전소자

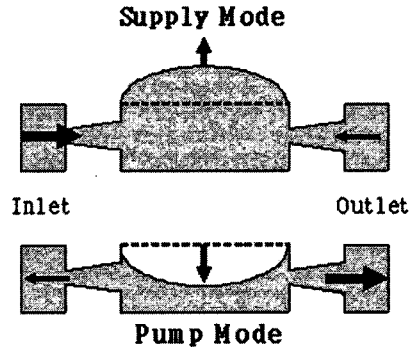


Fig. 1 Operation principle of a micro-pump with two diffuser/nozzle.

의 변형력으로 박막이 위, 아래로 움직임으로써 챔버 내의 부피변화가 발생하게 된다. 이 부피변화로 인해 압력의 차이가 발생하고 펌프 중앙 챔버의 좌, 우에 위치한 디퓨저/노즐의 특성으로 인해 한쪽 방향으로의 순유동(net flow)이 발생한다. 즉, 공급모드(supply mode)에서 좌측은 디퓨저로 작동하고 우측은 노즐로 작동한다.

적절히 설계된 디퓨저/노즐의 경우 디퓨저의 압력손실계수가 노즐의 압력손실계수보다 작기 때문에 좌측으로 유입되는 유량이 우측보다 크게 된다.

같은 원리로 펌프모드(pump mode)에서는 우측 유량이 좌측보다 크게 되며 결과적으로 공급모드와 펌프모드로 이루어지는 한 사이클에서 순유동은 좌측에서 우측으로 형성된다.^(4,5)

디퓨저/노즐의 유동 특성은 마이크로 펌프의 성능에 직접적인 영향을 미치는데 가능하면 디퓨저와 노즐의 압력손실계수 차이가 크게 나타나게 디퓨저/노즐을 설계해야 한다. Heschel et al.⁽⁶⁾과 Olsson et al.⁽⁷⁾은 마이크로 펌프용 디퓨저/노즐에 대한 실험결과를 제시했으나 다양한 설계변수에 대한 체계적인 검토는 이루어지지 못하였다.

그러므로 본 연구에서는 디퓨저/노즐의 목의 폭(throat width), 경사각(taper angle), 길이, 중앙 챔버의 크기를 설계변수로 택하여 이들을 변화시키며 최적의 설계조건을 도출하기 위한 연구를 수행하였다.

또한, 중앙 챔버의 부피변화로 인해 발생하는 실제의 비정상(unsteady) 유동을 수치해석한 후에 동일한 조건의 실험⁽⁴⁾과 비교해 봄으로써 본 연구의 신뢰성을 검증해 보았다.

2. 수치해석 방법

2.1 정상상태 해석

실제 마이크로 펌프에서는 박막은 주기적으로 진동하며 펌프 내부에서 비정상적(unsteady) 유동이 발생한다. 본 연구에서는 디퓨저/노즐의 형상이 유동에 미치는 영향에 중점을 두었으므로 공급모드와 펌프모드 각각을 정상상태 유동으로 가정하여 계산을 수행하였다. 마이크로 펌프의 시뮬레이션은 유한체적법, 비조직격자계를 사용하는 상용 코드인 STAR-CD⁽⁸⁾를 사용하였다.

계산에 사용된 기종은 Intel Pentium 2.4 GHz 2 CPU PC cluster이다. 질량, 운동량 보존방정식에 대한 정상상태 수치해석을 수행하였으며, 압력계산을 위해 SIMPLE 방법을 적용하였다. 작동 유체는 상온(25℃)의 물로 가정하였다.

연속방정식

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g}\rho) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (1)$$

운동량방정식

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g}\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_i + \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + S_i \quad (2)$$

해석을 위해 Fig. 2와 같이 3개의 챔버를 가지는 마이크로 펌프를 구성하였다. 좌우 챔버의 크기는 가로, 세로 각각 2 mm이고 챔버와 디퓨저/노즐의 깊이는 200 μm이다. 각 챔버에 부착된 실린더는 40×40×2,000 μm³이다. 실제의 마이크로 펌프에서는 중앙 챔버에 부착된 압전체 박막의 상하 운동에 의하여 양압과 음압이 발생하게 되지만, 본 연구에서는 중앙 챔버와 좌우 챔버에 일정한 압력차를 주는 것으로 박막의 운동에 의한 압력변화를 모사하였다. 즉, 공급모드에서는

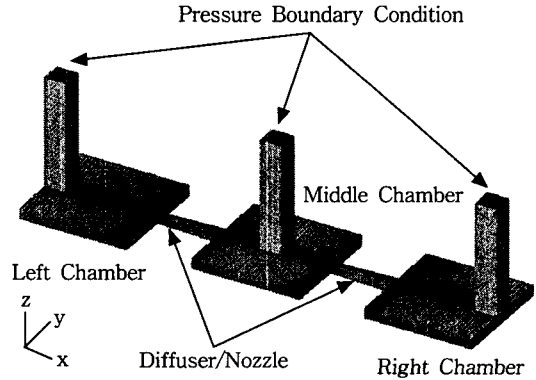


Fig. 2 Computational mesh for the micro-pump.

중앙 챔버의 실린더 상부의 검사면에 일정 압력 조건을 주고 좌우 양측 챔버의 실린더 상부 검사면은 이보다 높은 압력조건을 주었다. 펌프모드에서는 공급모드와 반대로 중앙 챔버의 압력조건을 좌우 챔버보다 높게 하여 해석하였다. 실제 해석에 있어서는 마이크로 펌프 형상이 x-z 평면에 대칭이므로 Fig. 2에 표시된 절반부분에 대하여 계산을 수행하였다. 해석에 사용된 격자수는 총 256,000개이다.

디퓨저/노즐의 형상은 Fig. 3에 나타난 것처럼 디퓨저/노즐의 경사각(taper angle), 목(throat)의 폭(width), 길이로 결정된다. 목 부분의 곡률 반경은 목의 폭의 반으로 가정하였다. 본 연구에서는 Fig. 3에 나타난 디퓨저/노즐의 3가지 형상변수와 중앙 챔버의 크기를 변화시켜서 해석하였다. 중앙 챔버의 크기를 고려한 이유는 공급모드일 때 중앙 챔버로 유체가 상당히 빠른 속도로 유입되므로 중앙 챔버의 크기가 펌프의 특성에 영향

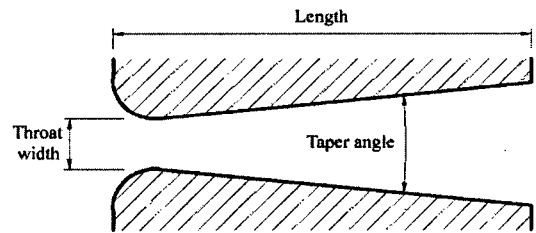


Fig. 3 Geometry of the diffuser/nozzle element.

Table 1 Dimension of the reference diffuser/nozzle and the middle chamber

Taper angle [°]	Throat width [μm]	Length [μm]	Area of middle chamber [mm ²]
6.3	30	1,200	4

을 미칠 수 있기 때문이다. 기준이 되는 디퓨저/노즐의 형상은 기존 연구⁽⁶⁾를 참고하여 Table 1과 같이 정하였다.

2.2 비정상상태 해석

본 연구의 신뢰성 검증을 위해 중앙 챔버의 부피 변화로 인해 발생하는 실제의 비정상 유동을 수치해석한 후에 동일한 조건의 실험⁽⁴⁾과 비교해 보았다. 계산에 사용된 펌프의 형상은 Fig. 2와 동일하며, 격자수는 총 50,000개, 디퓨저/노즐의 목의 폭은 300 μm, 경사각은 9.8°, 길이는 4,100 μm 이고 챔버와 디퓨저/노즐의 깊이는 300 μm이다.

그리고 마이크로 펌프 후막의 진동을 모사하기 위해 챔버의 뒷면에 입구경계조건을 주어 입구속도(v_z)를 시간에 따라 식(3)과 같이 정의하여 막 진동을 모사하였다.

$$v_z = 2\pi f \times Amp \times \sin\left(\frac{\pi x}{A}\right) \times \sin\left(\frac{\pi y}{B}\right) \times \sin(2\pi ft) \quad (3)$$

A, B 는 챔버의 가로 및 세로의 크기, 그리고 x, y 는 입구의 좌표값을 의미한다. 입구에서의 속도가 펌프 내부로 향할 때는 펌프모드가 되고, 펌프 외부로 향할 때는 공급모드가 된다. 양쪽의 출구 면은 압력경계로 정의하였다.

수치해석은 막의 진폭을 나타내는 Amp 는 3.9 μm로 고정하고, 막의 진동주기 f 는 변화시키며 수행하였다. 수치해석의 시간간격은 진동주기의 1/50로 설정하였다.

3. 해석결과

펌프모드에서의 총유량은 중앙 챔버로부터 좌우 챔버로 나가는 유량의 합이다.

$$\dot{m}_{t,p} = \dot{m}_{n,p} + \dot{m}_{d,p} \quad (4)$$

공급모드에서의 총유량 $\dot{m}_{t,s}$ 는 좌우 챔버에서 중앙 챔버로 들어오는 유량의 합으로 표시된다.

$$\dot{m}_{t,s} = \dot{m}_{d,s} + \dot{m}_{n,s} \quad (5)$$

본 연구에서는 펌프모드와 공급모드에서 중앙 챔버와 좌우 챔버 간의 압력차를 동일하게 주고 계산을 수행하였다. 이 결과 모든 경우에 대해서 펌프모드에서의 총유량이 공급모드에서의 총유량보다 약간 큰 것을 알 수 있었다.

펌프모드와 공급모드에서의 이처럼 총유량이 차이가 나므로 이후의 결과분석에는 보정된 총유량을 식(6)과 같이 정의하여 사용하였다.

$$\dot{m}_{t,m} = \frac{\dot{m}_{t,s} + \dot{m}_{t,p}}{2} \quad (6)$$

보정된 총유량을 사용하여 디퓨저/노즐에서의 보정된 유량을 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{n,p,m} &= \dot{m}_{n,p} \times \frac{\dot{m}_{t,m}}{\dot{m}_{t,p}} \\ \dot{m}_{d,p,m} &= \dot{m}_{d,p} \times \frac{\dot{m}_{t,m}}{\dot{m}_{t,p}} \\ \dot{m}_{d,s,m} &= \dot{m}_{d,s} \times \frac{\dot{m}_{t,m}}{\dot{m}_{t,s}} \\ \dot{m}_{n,s,m} &= \dot{m}_{n,s} \times \frac{\dot{m}_{t,m}}{\dot{m}_{t,s}} \end{aligned} \quad (7)$$

식(4)~(7)로부터 다음 관계식을 얻을 수 있다.

$$\dot{m}_{n,p,m} + \dot{m}_{d,p,m} = \dot{m}_{d,s,m} + \dot{m}_{n,s,m} \quad (8)$$

마이크로 펌프에서의 순유량(net flow)은

$$\begin{aligned} \dot{m}_{net} &= \frac{\dot{m}_{d,s,m} - \dot{m}_{n,p,m}}{2} \\ &= \frac{\dot{m}_{d,p,m} - \dot{m}_{n,s,m}}{2} \end{aligned} \quad (9)$$

으로 계산된다.

3.1 경사각의 영향

Fig. 4에는 주어진 압력에서 펌프모드와 공급모드에서의 총유량이 나타나 있다.

앞서 언급한 것처럼 모든 경사각에 대해서 펌프모드에서의 총유량이 공급모드에서의 총유량보다 약간 크게 나타나는 것을 알 수 있다. 이것은

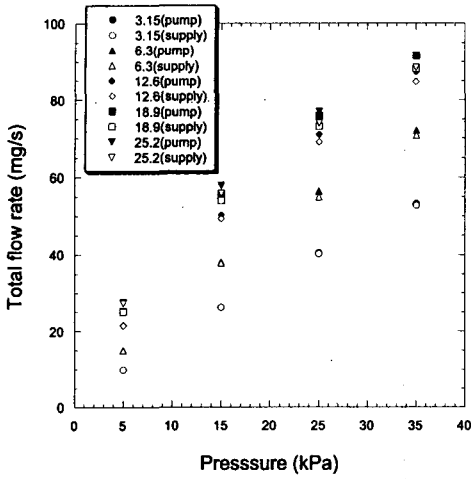


Fig. 4 Effect of the pressure on total flow rate.

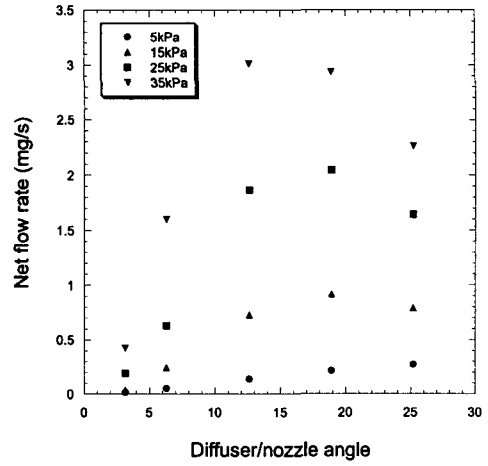


Fig. 6 Effect of the diffuser/nozzle taper angle on net flow rate.

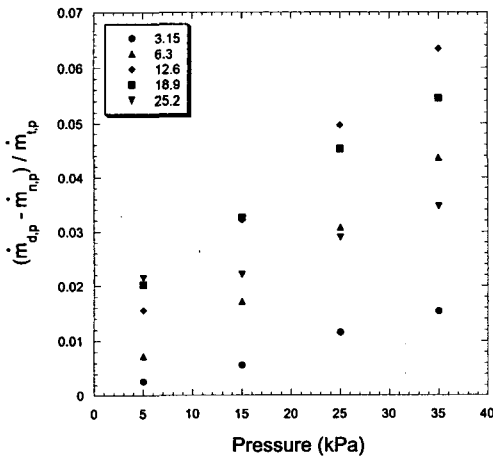
중양 챔버로 유입되는 두 유동의 간섭에 의한 손실 때문으로 생각된다. 경사각이 클수록 총유량이 증가하는 것으로 나타났는데 12.6°, 18.9°, 25.2°의 경우는 차이가 크지 않았다.

Fig. 5(a)에는 펌프모드에서 좌우측의 유량차이를 총유량으로 나눈 값을 나타내었다. 이 값이 클수록 디퓨저와 노즐의 특성차이가 커지기 때문에 효율이 높아지는 것을 의미하는데 이 값은 모든 경사각에 대해서 압력에 따라 거의 선형적으로 증가하는 것으로 나타났다.

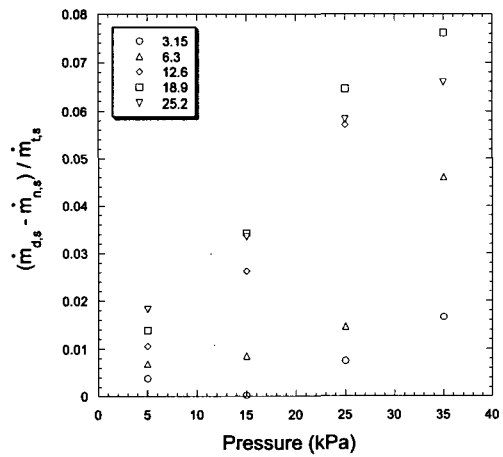
Fig. 5(b)은 공급모드에 값인데 전체적으로 펌프

모드에서처럼 압력에 따라 증가하나 경사각 3.15°와 6.3°에서는 특이한 변화를 나타냈다. Fig. 5에서 마이크로 펌프는 가능하면 높은 압력에서 작동하는 것이 효율적이라는 것을 알 수 있다.

Fig. 6은 디퓨저/노즐 경사각에 따른 순유량을 나타냈다. 예상했던 것처럼 디퓨저/노즐의 경사각이 너무 작거나(3.15°), 너무 큰 경우(25.5°)에는 순유량이 줄어드는 것으로 나타났으며 경사각은 10°에서 20°가 적합한 것으로 판단된다. 경사각이 매우 작은 3.15°의 경우에는 전 압력범위에서 유량이 작게 나타났는데 이는 디퓨저와 노즐의 유



(a) Pump mode



(b) Supply mode

Fig. 5 Flow rate difference divided by the total flow rate.

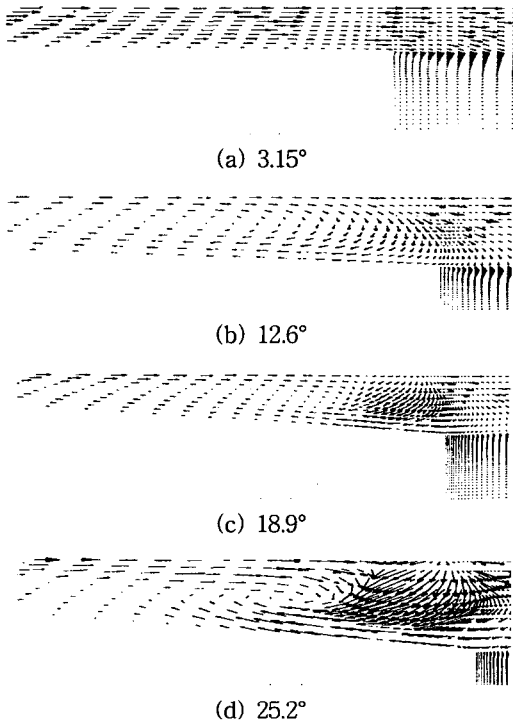


Fig. 7 Velocity profile in the diffuser with taper angles.

동 특성이 거의 차이가 나지 않기 때문이다. 경사각이 매우 큰 25.2°인 경우에는 디퓨저 출구 쪽에서의 separation의 증가로 인해 순유량이 감소하는 것으로 판단된다.

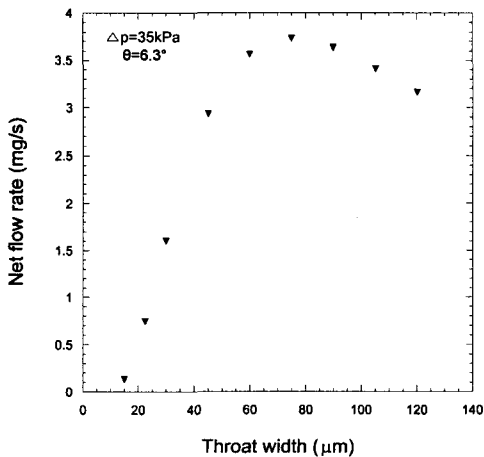


Fig. 8 Effect of the diffuser/nozzle throat width on net flow rate.

디퓨저/노즐 경사각에 따른 separation의 영향을 확인하기 위해 디퓨저/노즐 출구부분에서의 속도 프로파일 분석을 해보았다.

Fig. 7은 챔버 간의 압력차이가 35 kPa인 경우의 결과인데 디퓨저/노즐의 경사각이 커질수록 separation이 증가하는 것을 확인할 수 있다.

디퓨저/노즐의 형상에 따른 특성을 알아보기 위한 나머지 경우에 대해서는 압력차가 35 kPa의 경우에만 수치해석을 시행하였다.

3.2 목의 폭의 영향

디퓨저/노즐 목의 폭이 변하는 경우에 유량의 변화를 Fig. 8에 나타내었다. 동일한 경사각과 길이를 갖는 디퓨저/노즐에서는 목의 폭이 증가함에 따라 유량이 증가하는 것으로 나타났다. 하지만 어느 정도를 넘어 폭을 증가시키면 오히려 유량이 감소하는 것으로 보아서 최적의 크기가 존재함을 알 수 있다.

3.3 디퓨저/노즐의 길이의 영향

Fig. 9은 디퓨저/노즐의 길이를 변화시켰을 경우의 유량이다. 디퓨저/노즐의 길이 변화에 따른 유량변화 정도는 목부분의 폭이나 경사각에 비해서 작게 나타났다. 어느 범위까지는 길이가 증가함에 따라 순유량이 증가하나 그 이후에는 증가폭이 둔화되며 너무 긴 경우에는 순유량이 감소

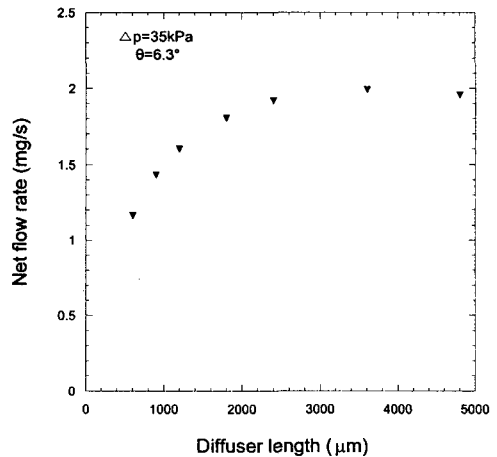


Fig. 9 Effect of the diffuser/nozzle length on net flow rate.

Table 2 Complex effect of the throat width & taper angle on net flow rate

Taper angle [°]	Throat width [μm]	Net flow rate [mg/s]
6.3	30	1.60
12.6	90	4.17
18.9	90	2.48
12.6	60	4.53
18.9	60	3.65

하는 경향을 보인다. 디퓨저/노즐의 길이가 너무 길어지면 마찰손실이 증가하여 순유량이 감소하는 것으로 판단된다.

3.4 디퓨저/노즐의 복합적인 변화에 의한 영향

Table 2는 디퓨저/노즐 형상변수의 복합적인 효과를 알아본 해석의 결과이다. 앞에서 디퓨저/노즐 길이의 영향은 상대적으로 작게 나타났으므로 디퓨저/노즐의 확대각과 폭만을 동시에 변화시켜 해석을 수행하였으며, 압력차는 35 kPa에 대해서 계산하였다. 디퓨저/노즐 목의 폭과 경사각을 동시에 변화시킨 경우 순유량의 증가효과가 더 크게 나타났으며 계산결과 중에서는 목의 폭이 60 μm , 경사각이 12.6°인 경우가 가장 큰 순유량을 보였다.

3.5 중앙 챔버의 크기에 따른 성능 특성

중앙 챔버의 크기가 미치는 영향에 대해서 알아보기 위하여 중앙 챔버의 크기를 3가지로 변화시켜서 그 영향에 대해서 알아보았다. Fig. 10을 살펴보면 중앙 챔버의 크기가 작아질수록 성능이 저하되는 것으로 나타났다.

중앙 챔버의 크기가 작아질수록 좌우 디퓨저/

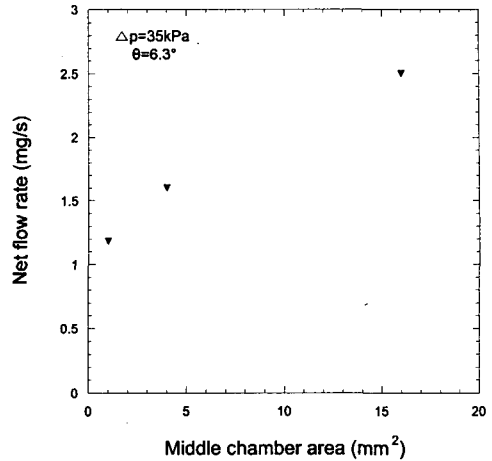


Fig. 10 Effect of the size of the middle chamber on net flow rate.

노즐에서 중앙 챔버로 유입되는 유동 간섭이 증가하는 것으로 판단되며, 이를 확인하기 위해서 중앙 챔버의 크기가 가장 작은 경우와 가장 큰 경우에 대해서 속도 프로파일을 분석해 보았다.

Fig. 11을 보면 챔버 크기가 작은 (a)의 경우에 좌우 디퓨저/노즐에서 중앙 챔버로 유입되는 두 유동이 충돌하여 교란이 심하게 발생하는 것을 알 수 있으며, 이러한 현상에 의해 손실이 증가하고 순유량이 감소한다.

3.6 비정상 유동의 해석결과

Fig. 12는 디퓨저를 빠져나가는 시간평균에 따른 순유량을 나타내고 있는데 이 결과는 막의 진동주기 f 는 250 Hz에 대한 결과이다. 수치해석에서는 대략 80번 정도의 막 진동 이후에 일정한 유량변화가 관찰되었다.

해석한 결과, 평균 순유량은 약 98 mg/s로 동일한 조건의 실험⁽⁴⁾인 150 mg/s과 비교하였을 때

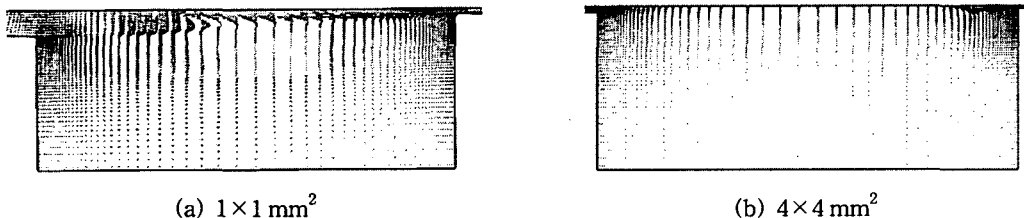


Fig. 11 Velocity profile in the middle chamber ($\Delta p=35 \text{ kPa}$, $\theta=6.3^\circ$).

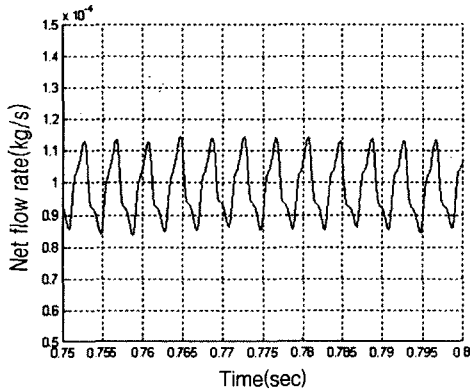


Fig. 12 Time-averaged net flow rate.

절대적인 값에서 오차를 보이지만 유동의 경향성은 일치함을 알 수 있다.

4. 결 론

압전 소자를 이용한 마이크로 펌프의 기초 연구로서 디퓨저/노즐의 형상에 따른 유동 특성을 수치해석적으로 연구하였다. 본 연구에서 얻어진 주요 결과는 다음과 같다.

(1) 디퓨저/노즐의 형상을 목부분의 폭, 경사각, 길이, 복합적인 요소를 변화시켜 해석한 결과 각각의 경우에 있어서 최고의 성능을 나타내는 값이 존재하였다. 디퓨저/노즐의 길이를 변화시키는 경우보다는 디퓨저/노즐 목부분의 폭이나 경사각을 변화시키는 경우가 보다 큰 성능변화를 유발하는 것으로 나타났다.

(2) 디퓨저/노즐의 경사각은 적절한 값으로 설계되어야 한다. 경사각이 너무 작으면 마찰손실이 증가하고 디퓨저/노즐의 특성 차이가 크지 않으므로 순유량이 감소한다. 경사각이 너무 커도 디퓨저 출구부분의 박리현상(separation)으로 인하여 순유량이 감소한다. 본 연구의 계산조건에서는 적절한 경사각은 10~20°인 것으로 나타났다.

(3) 디퓨저/노즐의 목의 폭과 경사각 두 변수를 동시에 변화시켜 계산한 결과, 35kPa의 압력 차에서는 목의 폭은 60 μm, 경사각은 12.6°인 경우에 순유량이 최대로 나타났다.

(4) 중앙 챔버의 크기는 디퓨저/노즐의 성능에 중요한 변수이다. 본 연구의 계산범위 내에서는 챔버의 크기가 작아질수록 공급모드시에 중앙 챔버로 유입되는 두 유동이 충돌하여 교란이 심하

게 발생하여 성능이 저하된다.

(5) 막의 변위를 고려한 비정상 유체유동을 해석한 결과, 실제 실험과 절대적인 값에서 차이는 보이나 유동의 경향성은 일치함을 알 수 있으므로 본 연구의 신뢰성을 검증하였다.

후 기

본 연구는 한국학술진흥재단 2002년도 중점연구소지원사업(KRF-2002-005-D00003)으로 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Olsson, A., Stemme, G. and Stemme, E., 1995, A valve-less planar fluid pump with two pump chambers, *J. Sensors and Actuators*, A 46-47, pp. 549-556.
2. Ullmann, A., 1998, The piezoelectric valve-less pump-performance enhancement analysis, *J. Sensors and Actuators*, A 69, pp. 97-105.
3. Olsson, A., Enoksson, P., Stemme, G. and Stemme, E., 1997, Micromachined flat-walled valveless diffuser pumps, *J. MEMS*, Vol. 6, No. 6, pp. 87-91.
4. Olsson, A., Stemme, G. and Stemme, E., 1999, A numerical design study of the valveless diffuser pump using a lumped-mass model, *J. Micromech. Microeng.*, Vol. 9, pp. 34-44.
5. Olsson, A., Stemme, G. and Stemme, E., 1997, Simulation studies of diffuser and nozzle elements for valve-less micropumps, *Proceedings, Transducers*, Chicago, pp. 16-19.
6. Heschel, M., Mullenborn, M. and Bouwstra, S., 1997, Fabrication and characterization of truly 3-D diffuser/nozzle microstructures in silicon, *J. MEMS*, Vol. 6, No. 1, pp. 41-47.
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*, Vol. 84, pp. 165-175.
8. STAR-CD Methodology, *Computational Dynamics Ltd.*, 1999, Ver. 3.10.