

스파이럴 채널을 가진 초소형 점성 펌프의 Navier-Stokes 해석

서 주 형,¹ 강 동 진^{*2}

NAVIER-STOKES SIMULATION OF A VISCOUS MICRO PUMP WITH A SPIRAL CHANNEL

J. H. Seo¹ and D. J. Kang^{*2}

The Navier-Stokes equations are solved to study the flow characteristics of a micro viscous pump. The viscous micropump is consisted of a stationary disk with a spiral shaped channel and a rotating disk. A simple geometrical model for the tip clearance is proposed and validated by comparing computed flow rate with corresponding experimental data. Present numerical solutions show satisfactory agreement with the corresponding experimental data. The tip clearance effect is found to become significant as the rotational speed increases. As the pressure load increases, a reversed flow region is seen to form near the stationary disk. The height of the channel is shown to be optimized in terms of the flow rate for a given rotational speed and pressure load. The optimal height of the channel becomes small as the rotational speed decreases or the pressure load increases. The flow rate of the pump is found to be in proportion to the width of channel.

Key Words : 마이크로펌프(micropump), 점성펌프(viscous pump), 끝 간격(tip clearance), 유량(flow rate), 압력부하(pressure load)

1. 서 론

최근 들어 초소형 기계가공(micromachining technology) 기술이 급속히 발전함에 따라 초소형 유체 시스템(microfluidic system)을 활용하여 여러 분야에서 시스템의 소형화(miniaturization)에 대한 연구가 큰 진전을 이루고 있다. 예를 들면 가스나 액체 색층분석(chromatography), 초소형반응기(microreactors), 전자영동(electrophoresis), 화학분석 시스템(chemical analysis system) 등 다양한 분야에서 초소형 유체 시스템이 활용되고 있다. 또한 이들 초소형 유체 시스템은 대부분 초소형 채널 내의 유체유동을 수반하고 있다. 따라서 초소형 채널 내의 유체 유동을 위한 초소형 펌프(micro pump)는 초소형 유체 시스템의 가장 기본적인 요소부품의 하나라 말할 수 있겠다[1].

초소형 펌프(micropump)에 대한 연구는 1980년대부터 시작되어, 다양한 원리로 작동하는 펌프들이 개발되어 왔다. 이들

초소형펌프의 작동원리는 크게 기계식과 비기계적인 원리로 나눌 수가 있다. 비기계식 작동원리를 활용한 초소형 펌프로는 Bart등[2]이 이온저항(ion-drag)을 이용하여 개발한 전자수력 펌프(electrohydrodynamic pump), Moroney등[3]이 제안한 초음파 펌프(ultrasound pump)등이 좋은 예이다.

이에 비해 기계식 초소형 펌프는 펌프의 기계적 구동에 의해 유체를 양수하며 다시 2가지 유형으로 나눌 수가 있다[4]. 첫 번째 유형은 용적형 펌프(positive displacement pump)로 Van Lintel등[5]이 개발한 펌프가 이 유형에 속한다. 이 펌프는 피에조 전기 펌프(piezoelectric pump)로 불리우며 박막의 변형을 활용하여 유체를 양수한다. 두 번째 유형은 축이나 디스크의 회전운동을 활용한 일종의 터보형 점성 펌프로 다음과 같은 예가 있다. Taylor[6]가 연구한 스크류 펌프는 평행축 회전식 펌프(parallel axis rotary pump)로 불리기도 하며 모터의 회전을 활용하여 축방향으로 유체 흐름을 유발하는 펌프이다. 또 Sen 등[4]이 개발한 초소형 점성 펌프는 축이 회전함에 따라 회전축과 직각방향으로 유체흐름을 유발하는 일종의 교차축 회전식 펌프(transverse axis rotary pump)로 축의 회전력을 이용한 펌프의 또 다른 예이다. 최근에 Kilani등[1]이 제안한 스파이럴 채널 점성펌프는 회전판(rotating disk)의 회

접수일: 2011년 2월 16일, 수정일: 2011년 3월 15일,

게재확정일: 2011년 3월 18일.

1 정회원, 영남대학교 대학원 기계공학과

2 정회원, 영남대학교 기계공학부

* Corresponding author, E-mail: dj kang@yu.ac.kr

전운동을 점성(viscosity)을 매개로 유체를 양수하는 원리를 활용한 초소형 점성 펌프이다. 이상과 같은 여러 가지 초소형 점성 펌프 중에서 스파이럴 채널 점성펌프는 제작이 간편하며 상대적으로 큰 압력부하에서도 유체를 양수할 수 있는 특성을 가지고 있다.

따라서 본 논문에서는 여러 가지 초소형 점성 펌프 중에서 스파이럴 채널 점성 펌프의 성능을 수치해석적으로 연구하고자 한다. 이 점성 펌프에 대한 선행연구 결과를 살펴보면[1,7], 펌프의 체적유량은 압력부하에 선형적으로 반비례하여 감소하며 회전판의 회전수에 비례하여 증가한다. 이러한 거시적 펌프 특성은 선행연구자들이 제시한 수치해나 해석해도 잘 예측한다. 다만, 압력부하와 회전수에 따라 수치해나 해석해는 실측한 펌프 유량과 정량적으로 상당한 차이를 보인다. Kilani 등[7]은 이러한 차이가 펌프의 회전판과 채널 사이의 틈새와 점성소산에 의한 물성치 변화 등의 영향으로 추정하였다.

따라서 본 연구에서는 이론적 유량과 실측 유량의 차이를 Navier-Stokes 방정식 해석을 통해 수치해석적으로 연구하고자 한다. 이를 위해 간단한 끝 간격 모형을 제시하고 끝 간격이 유동특성에 미치는 영향에 대해서 살펴보려고 한다.

2. 이론

2.1 지배방정식

본 연구에서 사용한 지배방정식은 xyz 직교 좌표계에서의 3차원 비압축성 Navier-Stokes 방정식과 연속방정식으로 다음의 식 (1), (2), (3) 그리고 (4)로 표현할 수 있다.

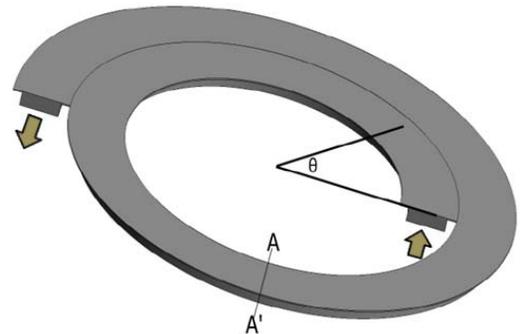
$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (1)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (2)$$

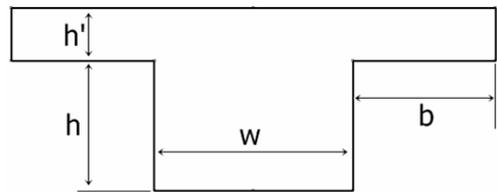
$$u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (3)$$

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (4)$$

여기서 u , v 그리고 w 는 각각 x , y 그리고 z 방향 속도



(a) spiral channel



(b) cross sectional view at A-A'

Fig. 1 A viscous micro pump with a spiral channel

성분이고 p 는 압력을 그리고 ν 는 각각 유체의 동점성 계수(kinematic viscosity)이다.

2.2 수치해석 방법

본 연구에서 얻은 모든 수치해석 결과는 상용코드인 FLUENT 6.1을 이용하여 얻었다. 이 상용코드는 앞서 서술한 지배방정식 (1)~(4)를 유한체적법 (finite volume method)로 해석한다. FLUENT는 여러 가지 수치해석 기법을 제공하며 본 논문에서는 SIMPLE 기법을 사용하였고, 대류항(convective term)은 이차 상류차분법으로 근사하였다.

경계조건으로는 초소형 펌프의 상류와 하류 경계조건에 각각 압력조건을 사용하였다. Fig. 1의 그림에서 펌프의 윗 판은 일정 회전수 ω 로 회전하며 나머지 벽면은 모두 벽면조건으로 처리하였다.

Table 1 Spiral channel parameters

k(polar scope)	0.75 mm
Average radius	16 mm
Angular span($\Delta\theta$)	3p
h	1 mm
w	3.2 mm
gap h' (clearance)	0.1 mm

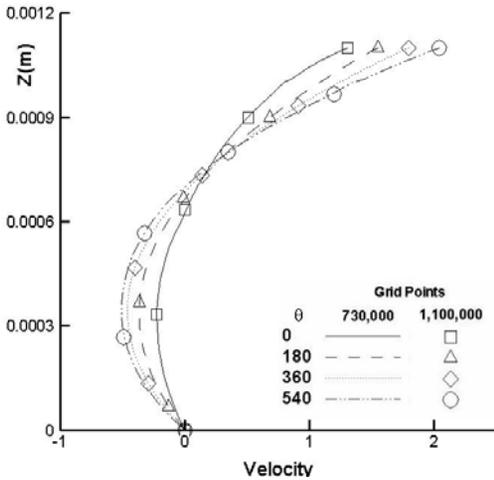


Fig. 2 Grid independence test

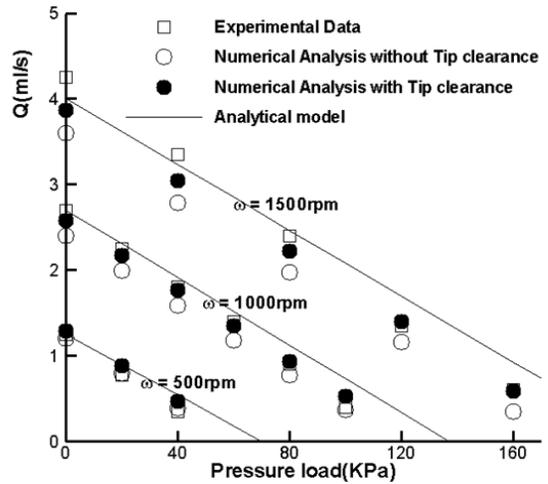


Fig. 3 Comparison of volume flow rate

2.3 초소형 점성 펌프 모델링

본 논문에서 채택한 초소형 점성 펌프는 참고문헌[1]에서 실험한 것과 같은 크기로 자세한 제원은 Table.1에 정리되어 있다. 도표에서 알 수 있는 바와 같이 스파이럴 채널의 총 길이는 약 151mm이고 채널의 폭과 높이는 각각 3.2mm와 1mm이다. 또한 끝 간격 틈새는 0.1mm이다. 스파이럴 채널의 형상은 다음의 식 (5)를 이용하여 만들었다.

$$r = r_o + k\theta, \quad 0 \leq \theta \leq \Delta\theta \quad (5)$$

여기서 r_o 와 k 는 각각 기초원 반경과 원주방향기울기(polar slope)로 16mm와 0.75mm이며, $\Delta\theta$ 는 원주방향 스펠 즉 채널의 길이에 해당하는 각도차이로 3π 이다. 점성 펌프의 형상에 대한 보다 자세한 내용은 참고문헌 [1]에 잘 정리되어 있다.

Fig. 1은 본 논문에서 연구한 초소형 점성 펌프의 개략도를 도시한 그림이다. 그림에서 (a)는 스파이럴 채널이고 (b)는 채널의 단면이다. 그림에 도시한 바와 같이 h , w , h' 은 각각 채널의 높이, 폭 그리고 끝 간격을 가리킨다. 또 $\theta = 0$ 위치에서의 화살표는 입구유동을 나머지 하나는 출구 유동을 가리킨다. 또한 펌프의 윗 판은 입구에서 출구방향으로 회전한다.

3. 결과 및 토의

본 연구 목적에 적합한 수의 격자를 결정하기 위하여 스파이럴 채널의 폭, 높이, 길이 방향을 따라 격자를 증가시키며 유량 변화 비교를 통해 격자독립성 테스트를 수행하였다. 격

자독립성 테스트 결과 격자 수가 약 73만개 이상인 경우 유량변화는 약 0.1% 이내로 제한되었다. 참고로 Fig. 2는 회전수와 압력부하가 각각 1000(rpm)과 100(kPa)일 경우 수행한 격자독립성테스트 결과의 한 예를 도시한 그림이다. 그림은 $\theta = 0, 180, 360, 540(^{\circ})$ 등 4군데 위치에서 채널의 중심에서 얻은 속도분포를 비교하여 도시하고 있다. 그림에서 알 수 있듯이, 격자수가 약 73만개 이상인 경우 속도분포의 차이는 무시할 수 있을 정도로 충분히 작다. 이상의 격자독립성 테스트 결과에 따라 본 논문에서 수행한 모든 수치해석에는 약 110만개의 격자를 사용하였다.

본 연구에서는 초소형 점성 펌프가 500, 1000, 1500(rpm) 등 세 가지 회전수로 운동하는 경우에 대하여 수치해석을 수행하였다. 또한 각 회전수에서 펌프의 출구와 입구 사이의 압력차이 즉 압력부하를 0, 20, 40, 60, 80, 100(kPa) 등 여섯 가지로 변화시키며 수치해석을 수행하였다.

먼저 끝 간격이 펌프 유량에 미치는 영향을 살펴보기 위해 Fig. 3에 회전수와 압력부하 변화에 따른 유량 변화를 도시하였다. 그림에서 알 수 있듯이, 스파이럴 채널을 이차원 직선판으로 가정하여 얻은 해석해(그림에서 실선)은 회전수와 압력부하가 커질수록 실험유량과 상당한 차이를 보이지만 본 수치해는 실험유량에 근접한 예측을 보여준다. 특히, 끝 간격을 고려할 경우 실험치와 차이가 더욱 작아진다. 다만, 회전수가 1500(rpm)이고 압력부하가 60(kPa) 이하일 경우 끝 간격을 고려한 수치해도 실험치와 다소 차이를 보이는데 그 이유는 분명하지 않지만 다음과 같은 사항이 관련이 있을 것으로 사료된다. 먼저 실제 펌프의 틈새는 간단한 직사각형의 채널이 아니며, 그 크기도 불확실하며 일정하지도 않다. 또한

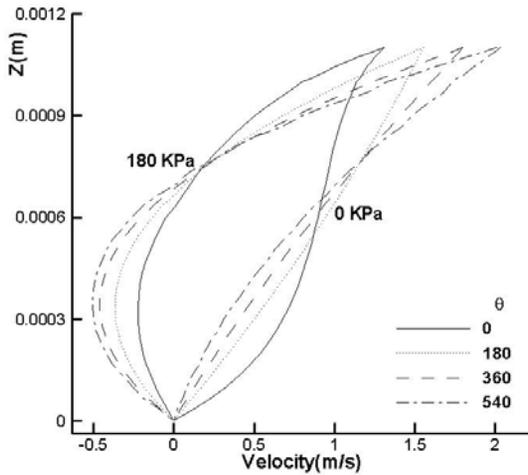


Fig. 4 Comparison of velocity profiles at 4 angular locations

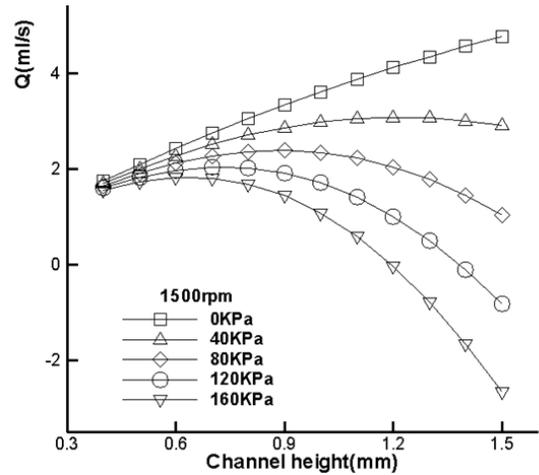
펌프의 입구와 출구 형상 등도 유동특성에 영향을 미쳐 일정 압력으로 가정한 입출구 경계조건도 다소의 오차를 유발할 수 있다고 사료된다. Kilani 등[7]이 추정된 점성소산의 영향을 추가적으로 연구하였지만, 의미 있는 영향을 발견할 수 없었으면관계상 결과 제시는 생략한다.

Fig. 4는 회전수가 1000(*rpm*)일 경우, 압력부하가 각각 0과 180(*kPa*)일 경우 얻은 속도분포를 4군데 위치에서 비교하여 도시한 그림이다. 그림에서 알 수 있듯이, 압력부하가 180(*kPa*)인 경우는 펌프의 입구($\theta=0^\circ$)에서부터 정지면 부근 영역에서 역류가 발생하고 있다. 따라서 압력부하의 크기에 따라 유량을 최대화할 수 있는 채널의 높이가 존재할 수 있음을 짐작할 수 있으며, 이를 확인하기 채널의 높이가 펌프의 성능 즉 유량에 미치는 영향을 살펴보았다. 자세한 내용은 다음에 정리되어 있다.

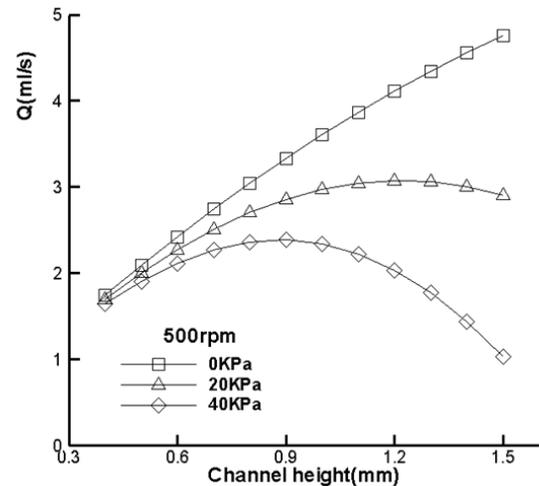
3.1 채널 높이 영향

앞서 살펴본 Fig. 4에서 짐작할 수 있듯이 채널의 높이는 유동특성을 결정하는 중요한 기하학적 변수가 될 수 있다. 다시 말하면, 압력부하가 증가함에 따라 펌프의 고정면 부근에 역류가 발생하며, 그 영역의 크기나 세기는 펌프의 회전수와 압력부하의 크기에 따라 달라질 수 있다. 이를 확인하기 위해 펌프의 회전수와 압력부하 그리고 채널의 높이를 변경하면서 계산을 추가적으로 수행하였다.

Fig. 5는 압력부하 변동과 채널의 높이 변화에 따른 유량 변화를 도시한 그림이다. (a)는 회전판이 1500(*rpm*)으로 운동하는 경우이고 (b)는 회전판이 500(*rpm*)으로 운동하는 경우이다. 그림을 살펴보면 주어진 압력부하에 대하여 체적유



(a) 1500 (rpm)

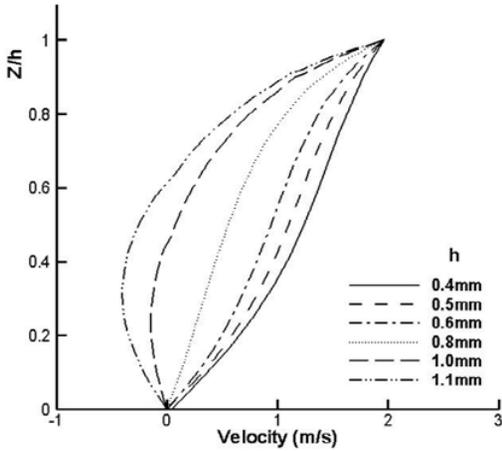


(b) 500(rpm)

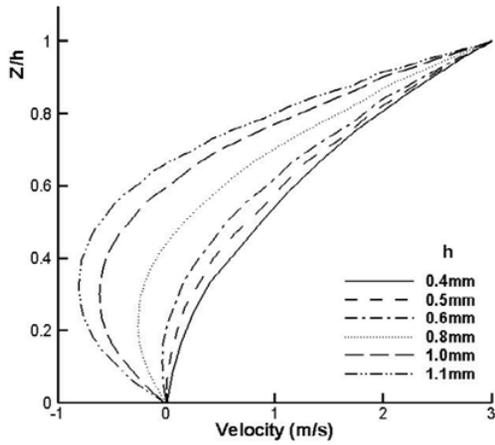
Fig. 5 Flow rate as a function of channel height

량이 최대가 되는 채널 높이가 존재하며, 그 값은 압력부하가 커짐에 따라 작아진다. 다만 압력부하가 0인 경우는 계산범위 내의 채널 높이에서는 최대 유량점이 나타나지 않았다. 스파이럴 채널 내의 유동은 회전판의 운동과 압력부하에 가장 큰 영향을 받으며, 전자는 펌프의 입구에서 출구방향으로 유동을 유발하고 후자는 반대방향으로 작용한다. 따라서 압력부하의 작용으로 박리유동은 고정판 부근에서 형성될 수 있으며, 압력부하가 증가할수록 크기가 커질 수 있겠다.

Fig. 6은 회전판이 1500(*rpm*)으로 운동하고 압력부하 160(*kPa*)이면서 채널 높이가 0.4 ~ 1.1(*mm*)의 범위에서 변화하는 경우에 채널 출구에서 얻은 속도분포를 도시한 그



(a) at the inlet



(b) at the outlet

Fig. 6 Comparison of velocity profiles obtained at 6 channel heights

림이다. 그림에서 (a)와 (b)는 각각 채널의 입구와 출구에서의 속도분포이다. 그림을 살펴보면, 최대 유량에 해당하는 $h = 0.5(mm)$ 인 경우는 채널의 출구에서도 박리유동 영역이 거의 관찰되지 않는다. 따라서 점성 펌프의 유량을 최대화하기 위해서는 채널 출구에서 박리유동이 발생하지 않도록 채널의 높이를 결정하는 것이 중요하다고 말할 수 있겠다. 또한 유량이 최대가 되는 채널의 높이는 압력부하가 증가할수록 그리고 회전수가 감소할수록 작아진다.

주어진 압력부하에 대하여 유량이 최대가 되는 채널의 높이는 점성펌프 설계 시 대단히 중요한 데이터로 활용할 수 있을 것으로 기대된다. 즉, 설계점 압력부하와 유량 등이 주어진 경우 설계 유량이 최대 유량과 일치 혹은 거의 일치하

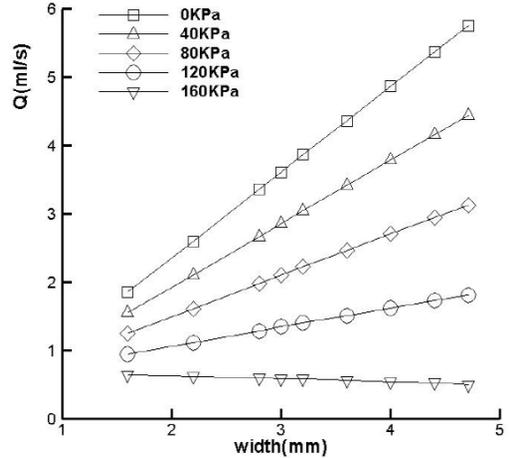


Fig. 7 Flow rate as a function of channel width

도록 펌프 형상을 설계할 경우 채널 내에 박리유동이 발생하지 않고 펌프의 동력도 최소화할 수 있게 된다.

3.2 채널 폭 영향

채널 단면 형상은 높이와 폭에 의해 결정되며, 채널 높이는 앞서 3.1절에서 체적유량을 최적화 할 수 있는 중요한 기하학적 변수임을 확인하였다. 따라서 여기에서는 채널의 폭이 유동특성에 미치는 영향을 살펴보고자 한다.

Fig. 7은 회전판이 1500(rpm)으로 운동하는 경우에 채널의 높이를 $h = 1(mm)$ 로 고정하고서 압력부하 변동과 채널 폭 변화에 따른 유량변화를 도시한 그림이다. 그림에서 알 수 있듯이, 유량은 채널 폭이 증가함에 따라 선형적으로 증가한다. 이는 유량면적이 채널 폭에 선형적으로 비례하기 때문에 체적유량이 채널 폭과 선형적 비례관계를 가지는 것으로 판단된다. 다만, 유량 증가율은 압력부하가 증가함에 따라 감소하는데 이러한 특성에 정지면 부근에 역류 유동영역의 크기 변화 때문으로 판단된다. 특기할 사항은 압력부하가 160(kPa)인 경우 채널 폭이 증가함에 따라 유량이 오히려 선형적으로 감소하는데 이 현상은 정지면 부근에 형성되는 박리유동 영역이 지나치게 커서 채널 폭이 증가함에 따라 오히려 유량이 감소하는 것으로 이해된다.

5. 결 론

본 논문에서는 스파이럴 채널을 가지는 초소형 점성 펌프의 유동특성을 Navier-Stokes 방정식을 활용하여 연구하였다. 수치해석은 3가지 회전수와 6개의 압력부하에 대하여 수행하였으며, 기존의 실험치와 해석해 등과 비교하였다.

스파이럴 채널의 곡률을 무시한 해석해에 비해 본 수치해는 실험치에 근접한 예측을 보여주었고, 채널의 끝 간격을 간단한 채널 형태모델로 근사할 경우 실험치와 거의 일치하는 거동을 살펴볼 수 있었다. 특히 이러한 개선은 회전수가 증가할수록 뚜렷하였다.

채널 단면 특성이 펌프의 유량특성에 미치는 영향을 살펴 보기 위해 채널의 높이와 폭을 변화시켜가며 수치해석을 추가적으로 수행하였다. 채널의 높이는 채널 단면에서의 속도분포에 큰 영향을 미쳐서 유량을 최적화하는 주요 변수로 활용할 수 있음을 알 수 있었다. 압력부하가 증가하거나 회전수가 감소할수록 최대유량을 가지는 채널의 높이는 감소하였다. 이에 비해 채널의 폭 증가는 단순한 유량증가로 이어진다. 다만, 압력부하가 증가하거나 회전수가 감소할수록 유량 증가는 감소하였다.

참고문헌

- [1] 2003, Kilani, M.I., Galambos, P.C., Haik, Y.S., and Chen, C.J., "Design and Analysis of a Surface Micromachined Spiral-Channel Viscous Pump," *ASME J. Fluids Eng.*, Vol.123, pp.339-344.
- [2] 1990, Bart, S.F., Tavrow, L.S., Mehregany, M., and Lang, J. H., "Microfabricated Electrohydrodynamic Pumps," *Sensors and Actuators A*, Vol.21, pp.193-197.
- [3] 1991, Moroney, R.M., White, R.M., and Howe, R.T., "Ultrasonically Induced Microtransport," *Proceedings IEEE MEMS 91 (Nara, Japan)*, *IEEE New York*, pp.278-282.
- [4] 1996, Sen, M., Wajerski, D., and Gad-el-hak, M., "A Novel Pump for MEMS Applications," *J. of Fluid Engineering, ASME*, Vol.118, pp.624-627.
- [5] 1988, Van Lintel, H.T.G., Van de Pol, F.C.M., and Bouwstra, S., "A Piezoelectric Micropump Based on Micromachining of Silicon," *Sensors and Actuators*, Vol.15, pp.153-167.
- [6] 1972, Taylor, Sir G., "Low Reynolds Number Flows," *Illustrated Experiments in Fluid Mechanics*, National Committee for Fluid Mechanics Films, M.I.T. Press, Cambridge, MA., pp.47-53.
- [7] 2006, Kilani, M.I., Salaymeh, A., and Al-halhouli, A.T., "Effect of Channel Aspect Ratio on the Flow Performance of a Spiral-Channel Viscous Micropump," *ASME J. Fluids Eng.*, Vol.128, pp.618-627.