

한 쌍의 실린더를 가진 점성구동 마이크로 펌프의 최적설계

최형일* · 김기동** · 조일대*** · 최동훈† · 맹주성****

(2003년 5월 15일 접수, 2004년 2월 16일 심사완료)

Optimum Design of a Viscous-driven Micropump with Tandem Rotating Cylinders

Hyung-il Choi, Ki-dong Kim, Il-dae Cho, Dong-hoon Choi, and Joo-sung Maeng

Key Words : Micropump(마이크로 펌프), Optimum Design(최적설계), Pumping Efficiency(펌프 효율), Unstructured Grid(비정렬격자)

Abstract

Viscous-driven pumping is a very promising type in microscale applications. However, there exist a few disadvantages such as low efficiency and small volume flow rate. In the present study, a pump with tandem rotating cylinders and its optimum synthesis are proposed for enhancing pumping performance. First, using an unstructured grid CFD method, we investigate the effects of geometrical parameters and then the performance of the pump with tandem cylinders is evaluated. Next, an optimum design synthesis tool is constructed by combining the aforementioned CFD analysis model with the mathematical optimization model, namely, Modified Method of Feasible Directions (MMFD). This technique is used to optimize the geometrical parameters of the pump, for maximizing pumping efficiency. From the optimization results, it is believed that the present optimum synthesis is robust and has a potential for other microfluidic device design.

1. 서 론

미소크기의 유동에서는 일반적인 유체기구에서 나타나지 않는 여러 가지 영향들이 나타날 수 있다. 예를 들면, 아주 큰 표면-부피 비에 의한 과도한 점성효과, 회박도 효과에 의한 벽면의 미끄럼과 온도도약 등이 그것이다. 이러한 이유로 원심력과 관성력을 이용하는 과거 거시적인 영역에서 널리 사용되어 온 펌프들은 미소영역에서 그 효율성이 떨어지게 된다. 이를 해결하기 위해서, 연구자들마다 다양한 구동방식의 펌프를 제안, 개발하고 있다. 대표적인 예로, 이온의 인력 등을 이용하

는 펌프와 기계적인 펌프를 들 수 있는데, 전자는 유체의 전기적인 성질에 의존하므로 응용력이 떨어지는 문제점을 안고 있다. 후자의 경우, 구동방식에 따라 압전기식 구동기나 바이메탈 구동기 등을 이용한 포지티브-변위 펌프와 유체의 유동과 동일한 방향으로 스크류 형태의 회전축이 있는 평행축 회전펌프(Parallel-axis rotary pump), 그리고 회전축을 유체의 흐름 방향과 수직으로 배치하여 점성력을 이용하는 횡축 회전펌프(Transverse-axis rotary pump)로 나눌 수 있다. 이 중 포지티브-변위 펌프는 제작이 어려우며, 밸브 주위의 누수와 마모의 문제를 가지고 있다. 평행축 회전펌프의 경우, 주 모터가 유체 내에 잠겨 있어야만 하는 문제를 안고 있다.

본 연구에서 다룬 점성구동 펌프는 횡축 회전펌프의 일종으로, Odell and Kovaszny⁽¹⁾가 여러 개의 회전하는 디스크를 통해 점성력을 발생시켜 밀도단층유동을 이송시키는 펌프를 제작한 것이 그 효시라 할 수 있다. 이후 Sen 등⁽²⁾은 글러세린을 작동 유체로 하여 두 평행 평판 사이에 한 개의 회전하는 원형 실린더를 배치시킨 점성구동 마이크로 펌프를 제작, 실험하였다. 이 실험을 통하여 낮은 레이놀즈 수에서 유체를 구동시키는 데 점성

* 회원, 한양대학교 기계기술 연구소

** 한양대학교 대학원 기계설계학과

*** 한양대학교 대학원 기계공학과

† 책임저자, 회원, 한양대학교 최적설계신기술 연구센터

E-mail : dhchoi@hanyang.ac.kr

TEL : (02)2290-0443 FAX : (02)2291-4070

**** 회원, 교신책임자, 한양대학교 기계공학부

력이 유용함을 보였다. 또한 평균유속이 실린더 표면속도의 10%에 해당한다는 것을 보였다. Tang and Ingham^(3,4)은 실린더 회전속도에 의한 유동의 영향을 다루었으며, 실린더 주위의 압력분포가 대칭임을 보였다. 또한, 평균유속에 대한 실린더 회전속도의 비가 커질수록 와의 흐름이 사라지는 것을 밝혀내었다. Hellou and Coutanceau⁽⁵⁾는 회전하는 실린더에 의한 유동이 벽면에 와동을 유도하며 이때, 와도의 크기나 형태는 실린더와 벽사이의 거리에 의해 변화한다는 것을 입증하였다. Badr 등⁽⁶⁾은 저 레이놀즈 수에서 속도 비에 따른 유선의 변화를 보여주었다. Sharatchandra 등⁽⁷⁾은 한 개의 실린더를 갖는 점성구동 마이크로 펌프에 대하여 정렬격자를 이용한 수치해석을 수행하였다. 여기에서 성능에 영향을 미치는 편심, 채널의 높이, 입·출구의 압력 차, 레이놀즈 수에 따른 유동의 특성과 성능을 해석함으로써 최적의 채널 높이가 존재함을 입증하였으며, 유도된 유량은 편심의 증가와 더불어 증가함을 보였다.

이와 같은 점성구동 마이크로 펌프는 다른 구동 방식의 마이크로 펌프에 비해 상대적으로 구조가 간단하며 외부에서 구동력을 공급한다는 점, 그리고, 정상상태 연속 유동을 만들어 낼 수 있는 장점을 가지고 있다. 그러나 매우 제한된 압력부하에서만 유량이 발생되며 효율도 낮은 결점을 가지고 있다. 따라서, 향상된 성능을 가지는 펌프를 제작하기 위하여 펌프구조의 개선과 기하학적 형상변수들의 최적화에 관한 연구가 필요하다. 저자의 이전 연구에서는 한 개의 구동 실린더를 가진 마이크로 펌프의 유동에 영향을 미치는 인자들의 최적화를 통하여 성능을 향상시킬 수 있음을 보였다.⁽⁸⁾ 또한, 한 쌍의 구동 실린더를 갖는 펌프를 제안하였으며, 이 경우 더 높은 효율 및 유량을 얻을 수 있음을 수치해석을 통하여 입증하였다.⁽⁹⁾

따라서, 본 연구에서는 한 쌍의 구동 실린더를 가지는 점성구동 마이크로 펌프의 기하변수를 최적화하여 성능을 극대화하는 방법을 제안하였다. 해석기법은 저 레이놀즈 수, 2차원 비압축성 정상층류 유동을 해석하기 위해 이미 개발된 비정렬격자 압력기반 해법을 적용하였다. 또한, 이를 수학적 최적화 방법과 연계한 유체역학적 형상 최적화 방법을 제안하였다. 이를 통하여 다양한 설계유량에 대해 설계변수의 최적화를 수행하였으며, 성능의 향상을 입증하였다.

2. 유동모델링 및 해석

2.1 해석모델

본 연구의 대상인 한 쌍의 구동 실린더를 가진 점성구동 마이크로 펌프의 개략도는 Fig. 1 과 같다. 여기서 a_1 과 a_2 는 각 실린더의 반경을 의미

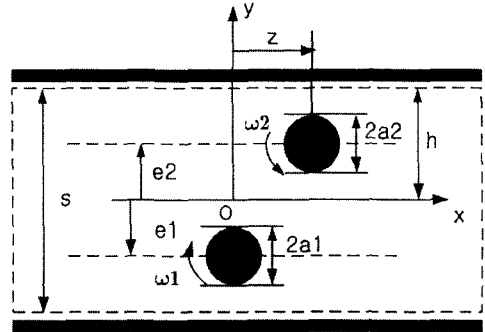


Fig. 1 Schematic view of the pump geometry

하며, 중앙선($y=0$)에서의 좌표 값인 e_1 과 e_2 는 편심(eccentricity), 그리고 z 는 두 실린더의 엇갈림 거리를 의미한다. 또한 각각의 실린더는 크기 ω_1 과 ω_2 의 각속도로서, y 의 양의 방향에서는 시계 반대방향으로, 음의 방향에서는 시계 방향으로 회전한다.

수치계산 영역은 점선으로 표시하였으며, 본 해석 모델에서는 채널의 높이에 비해 채널의 폭이 아주 크므로 2 차원으로 가정하였다. 지배방정식의 무차원화 과정에서 대표길이는 채널의 하반부에 위치한 실린더 직경($2a_1$)이며, 대표속도는 이 실린더의 표면 속도인 $U = \omega_1 \cdot a_1$ 로 주었다. 따라서 채널의 높이(s), 실린더의 반경(a_1, a_2)과 편심(e_1, e_2) 그리고, 실린더의 엇갈림 거리(length of staggering, z)의 무차원화 된 식은 각각 다음과 같이 나타내어진다.

$$s^* = \frac{s}{2a_1}, \quad z^* = \frac{z}{2a_1}, \quad a_1^* = \frac{a_1}{2a_1} = 0.5 \quad (1)$$

$$a_2^* = \frac{a_2}{2a_1}, \quad e_1^* = \frac{e_1}{2a_1}, \quad e_2^* = \frac{e_2}{2a_1}$$

또한 레이놀즈수는 $Re = 2 \cdot a_1 \cdot U / \nu$ 로 정의된다. 이때 ν 는 동점성 계수이다. 최대편심(e_{max}^*)은 실린더가 평판과 접해있을 수 없으므로, 실린더와 평판과의 간극이 $0.05a^*$ 일 때로 정의하였다.⁽⁷⁾ 이때 a^* 은 a_1^* 과 a_2^* 를 의미한다.

펌프의 성능을 비교하기 위해 무차원화된 평균 유속과 펌프효율을 사용하였으며 다음과 같다.⁽⁷⁾

$$\bar{u} = \frac{1}{s} \int_0^s u(y) dy \quad (2)$$

$$\eta = \frac{\bar{u} s^* \Delta p^*}{Re^2 (C_{M1} + C_{M2})} \times 100(\%) \quad (3)$$

여기에서, Δp^* 는 무차원 압력차로서 본 연구에서는 관성력의 영향에 비하여 점성력의 영향이 상대

적으로 크므로 점성력에 의한 비로 정규화 하였다. C_M 은 각 실린더의 모멘트 계수로써 다음과 같이 정의된다.

$$\Delta p^* = \frac{\Delta p}{\rho v^2}, C_M = \int_0^{2\pi} \tau^* \cdot a^* \cdot d\theta \quad (4)$$

2.2 지배 방정식

2차원 정상 비압축성 유동으로 가정하였으므로, 질량, 운동량에 대한 적분형 보존 방정식을 지배 방정식으로 사용하였으며, 다음과 같다.

$$\int_S \mathbf{F} \cdot \mathbf{n} dS - \int_S \mathbf{G} \cdot \mathbf{n} dS = 0 \quad (5)$$

여기에서, \mathbf{F} 는 대류플럭스 벡터이고, \mathbf{G} 는 점성 플럭스 벡터이다. 각 항을 직교 좌표계에 대해 무차원 형태로 나타내면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\mathbf{F} = f\mathbf{i} + g\mathbf{j}, \quad \mathbf{G} = \frac{1}{Re}(f_v\mathbf{i} + g_v\mathbf{j}) \quad (6)$$

$$f = \begin{bmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + p \\ \rho uv \end{bmatrix}, \quad g = \begin{bmatrix} \rho v \\ \rho uv \\ \rho v^2 + p \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$f_v = \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{xx} \\ \tau_{xy} \end{bmatrix}, \quad g_v = \begin{bmatrix} 0 \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yy} \end{bmatrix} \quad (8)$$

여기에서, ρ 는 유체의 밀도, p 는 정압, u 와 v 는 직교 좌표계에서 각각 x 방향과 y 방향의 속도 성분이다.

2.3 수치기법

본 연구에서는 비압축성 유동의 해석에 적합한 압력기반 해법을 사용하였다. 복잡한 형상에서 양질의 격자를 이용할 수 있는 비정렬격자 해법^(10,11)

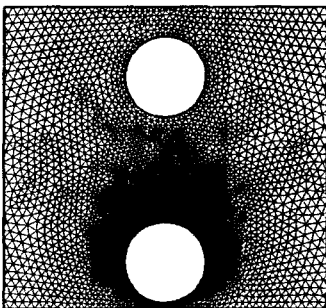


Fig. 2 Unstructured grid refinement in the vicinity of rotors

적용하였으며, Demirdzic and Muzaferija⁽¹²⁾가 제안한 방법을 격자점 중심법에 적용하였다. 자세한 설명은 저자의 이전 연구⁽¹³⁾에 자세히 서술되어 있다. 또한, 저자가 사용한 수치기법에 대한 검증은 저자의 이전 논문^(8,9)에서 Sen 등의 실험 결과와 Sharatchandra 등의 수치결과와의 비교를 통하여 수행하였다.

본 연구의 해석에 사용한 비 정렬격자에서 실린더 주위의 격자를 Fig. 2 에 예시하였다.

2.4 경계조건

본 연구에서 해석하고자 하는 유동은 연속류 영역에 속하므로, 모든 고체벽면에는 고착경계조건을 부과하였다. 회전하는 실린더의 표면에서, 속도 벡터의 접선 성분은 실린더의 표면 속도와 동일하고 법선 성분의 속도는 0 이다. 펌프의 부하는 채널입구와 출구에서 정압 조건을 부과함으로써 주어진다. 이들 경계조건은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\text{채널 벽면} : u = 0, v = 0$$

$$\text{입구, 출구} : P_i, P_o \quad (9)$$

$$\text{원형실린더 벽면} : U_T = a\omega, U_N = 0$$

여기에서 U_T 는 실린더 표면의 접선방향 속도성분, U_N 은 실린더 표면의 법선 방향 속도성분이다.

2.5 수치해석

먼저 두 개의 구동 실린더가 유체의 유동방향에 병렬로 위치한 경우[Fig. 3(c)]와 직렬로 위치한 경우[Fig. 3(a)]에 대해 성능을 평가하였다. 다음으로 는 성능이 우수한 형태에 대해 일정한 명목값(nominal value)에서 각각의 기하변수를 변화시켜 펌프성능에 미치는 영향을 평가하였다. 수치해석에 사용된 물성치와 기하값은 Sen 등⁽²⁾의 실험에 사용된 값을 이용하였으며, Table 1 에 나타내었다.

또한, 각 기하변수의 명목값은 두 실린더의 직경은 같도록 하였으며, 편심은 채널의 중심축으로

Table 1 Fluid properties and operating conditions⁽²⁾

	Values
Fluid density (ρ)	1260 kg/m ³
Fluid viscosity (μ)	1.1 kg/m·s
Pressure load (Δp)	5.954 Pa
Channel height (s)	22.45 mm
Angular velocity of cylinders (ω_1, ω_2)	21.652 rad/s

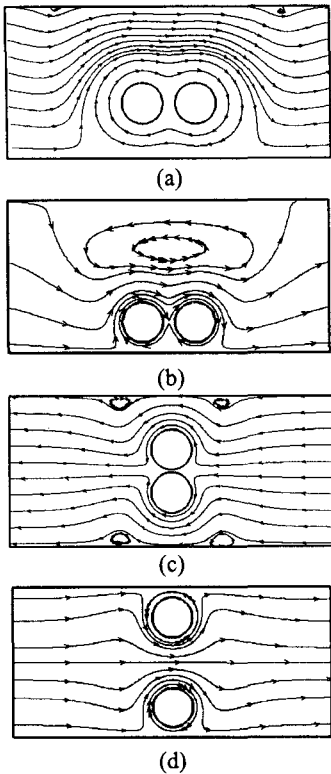


Fig. 3 Streamline patterns for the case of serially placed cylinders and parallel placed cylinders, for $e1^*=e2^* = -0.524$ (a, c) and $|e1^*| = e2^* = 1.123$ (b, d)

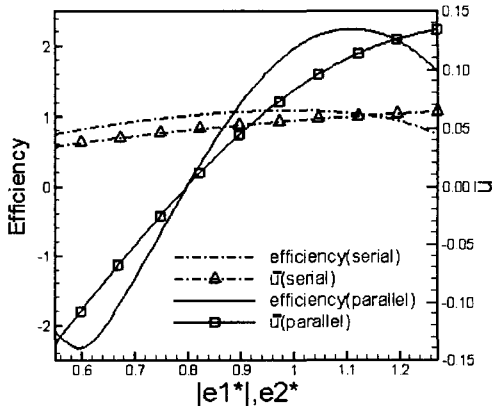


Fig. 4 Effects of the eccentricity on pumping efficiency and bulk velocity for the case of serially placed cylinders and parallel placed cylinders

부터 실린더의 직경과 같은 거리가 되도록 하였으며 그때의 무차원 값은 식 (10)과 같다.

$$a1=3mm, a2^* = 0.5, |e1^*| = e2^* = 1 \quad (10)$$

$$z^* = 1.3, Re = 0.446$$

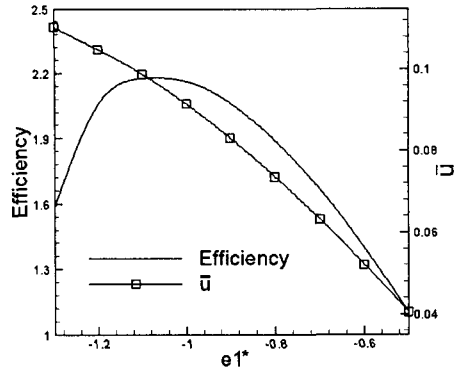


Fig. 5 Effects of the eccentricity of lower cylinder

2.5.1 on pumping efficiency and bulk velocity 직렬과 병렬식 구동실린더의 성능 비교

Fig. 3 과 Fig. 4 는 편심에 따른 직렬식(serial) 실린더와 병렬식(parallel) 실린더의 유선과 성능을 나타낸 그래프이다. 직렬식 실린더에서, 편심이 작을 때인 Fig. 3(a)의 경우, 채널 상부에서 두 개의 작은 와가 생성된다. 편심이 더 커지면 Fig. 3(b)와 같이 두 개의 와가 하나의 큰 와로 합쳐진다. 이때, 주 유동의 폭이 작아지므로, Fig. 4 에서 보이는 바와 같이 편심에 따른 유량과 효율의 변화가 미약하게 된다.

병렬식 실린더에서, 편심이 작을 때인 Fig. 3(c)의 경우, 실린더 사이의 매우 좁은 통로에서 압력이 증가한다. 결과적으로, 유체는 채널의 위, 아래 벽면으로 흐르게 되며, 따라서 실린더의 회전방향에 의해 역류가 발생하게 된다. 편심이 상당히 큰 Fig. 3(d)의 경우, 채널과 실린더 사이의 간격이 작아지면서 벽면에서의 압력은 커지게 되고 유체의 유동은 실린더 사이를 흐르게 된다. 또한, 유동을 저해하는 와가 발생하지 않게 되어, Fig. 4 에서 보인 바와 같이 편심이 증가할수록 평균유속과 효율이 눈에 띄게 증가하여, 높은 편심에서 최대효율을 갖게 된다.

이상의 수치해석 결과를 통해 한 쌍의 실린더가 수직으로 위치한 경우에 더 성능이 우수한 펌프임을 알 수 있다. 따라서, 이후 유동 해석과 설계에서는 병렬식 실린더의 경우만 고려하였다.

2.5.2 편심의 영향

Fig. 5 와 Fig. 6 은 각 실린더의 편심 변화에 따른 효율과 평균유속의 변화를 도시한 그림으로 상하대칭의 성질을 가지고 있음을 알 수 있다. 펌프 성능에 있어서, 두 경우 모두 편심이 증가할수록, 즉 실린더가 벽면으로 다가갈수록 평균유속은 증가하지만, 효율은 $e1^* \sim -1.1, e2^* \sim 1.04$ 에서 극대

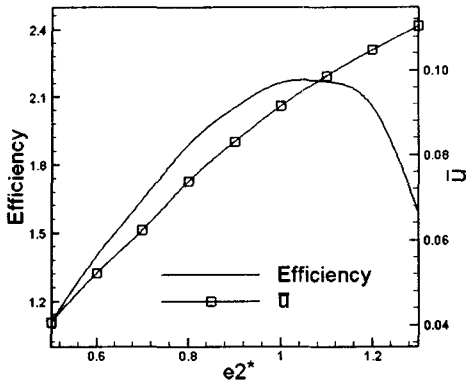


Fig. 6 Effects of the eccentricity of upper cylinder on pumping efficiency and bulk velocity

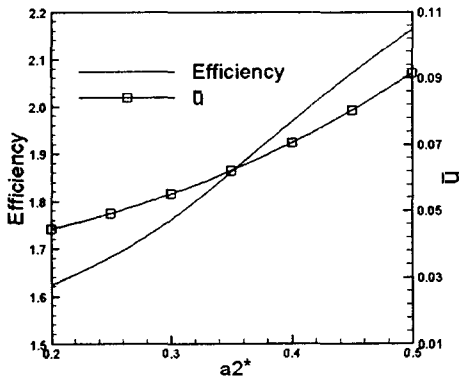


Fig. 7 Effects of the radius of upper cylinder on pumping efficiency and bulk velocity

값을 가지고 다시 감소하는 양상을 보이고 있다. 이것은 참고문헌 (7)에서 보고된 바와 같이, 편심이 증가할수록 실린더와 채널 사이에서 압력이 상승하게 되며, 이로 인해 속도가 감소하게 되고, 대부분의 유체는 실린더 사이로 흐르기 때문이다.

2.5.3 실린더 반경의 영향

Fig. 7은 두 개의 구동 실린더가 반경이 다를 경우, 펌프 성능에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 그래프에서 보인 바와 같이 두 개의 실린더 반경이 같아질수록 즉, $a2^* (= \frac{a2}{2a1})$ 가 0.5의 값에 가까워 질수록 평균유속과 효율이 증가함을 알 수 있다.

다음으로는 직경이 같은 두 실린더 반경의 변화에 따른 펌프 성능의 영향을 살펴보았다(Fig. 8). 반경이 커질수록 평균유속은 증가하며, 효율은 감소하는 경향을 보이고 있다.

이것은 참고문헌 (8)과 (9)에서 밝힌 바와 같이 실린더의 반경이 커짐에 따라 실린더의 표면속도인

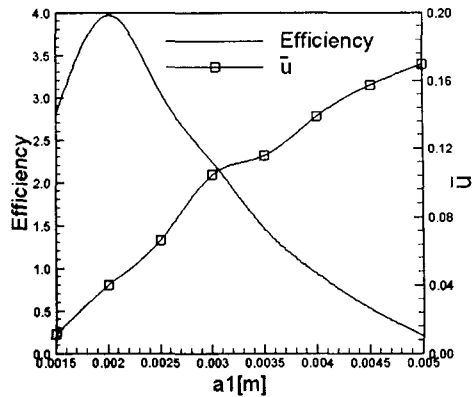


Fig. 8 Effects of the radius of lower cylinder on pumping efficiency and bulk velocity ($a1=a2$)

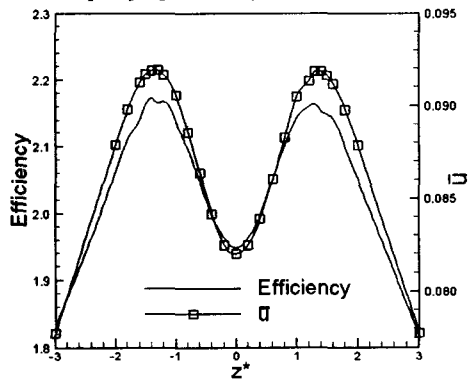


Fig. 9 Effects of the length of staggering on pumping efficiency and bulk velocity

$U (= a1 \cdot \omega l)$ 와 레이놀즈 수($Re = \frac{2 \cdot a1^2 \cdot \omega l}{\nu}$)가

증가하기 때문이다. 평균유속의 경우, 표면속도가 증가함으로써 유체 내부에 미치는 점성효과가 상대적으로 커져 평균유속이 증가하였다. 또한 효율의 경우, 식 (3)에서 알 수 있듯이 효율은 레이놀즈 수의 제곱에 반비례하기 때문에 감소하는 경향을 보이고 있다.⁽⁸⁾

2.5.4 엇갈림 거리(z)의 영향

Fig. 9는 엇갈림 거리에 따른 평균유속과 효율의 변화를 나타낸 그래프이다. 평균유속과 효율이 유사한 양상을 보이며, $z^* = 0$ 일 때를 기준으로 대칭이다. 이것은 엇갈림 거리가 실린더의 모멘트 계수에는 영향을 미치지 않으며, 유동 형태의 변화에 따른 평균 유속의 변화만을 가져오는 데서 기인한다. 또한, 엇갈림의 방향과 펌프의 성능과는 독립적임을 알 수 있다.

위와 같이 수치해석을 통해 펌프의 유량과 효율의 변화에 미치는 변수들의 영향을 알아 본 결과, 효율은 $\eta = f(a1, a2, e1, e2, z)$ 의 관계임을 알 수 있었다. 따라서 η_{max} 를 구하기 위한 최적화가 요구된다.

3. 최적설계

설계 문제의 정식화

마이크로 펌프의 성능은 압력부하와 단위 폭당 최소 설계유량(Q_L)과 같은 주어진 설계 요구조건 하에서, 펌프효율(η)에 의해 결정된다. 따라서, 펌프효율에 영향을 미치는 기하학적 변수들인 구동 실린더들의 반경(a1, a2), 편심량(e1, e2), 실린더간의 엇갈림 거리(z)를 설계변수(\bar{X})들로서 선택하였다. 기하학적 조건을 포함한 설계 요구사항들을 고려하여 다음과 같은 최적설계 문제를 얻을 수 있다.

$$\text{Maximize } (\eta) \tag{11}$$

$$\text{Subject to } Q \geq Q_L \tag{12a}$$

$$|e1| + a1 \leq h \tag{12b}$$

$$e2 + a2 \leq h \tag{12c}$$

$$\sqrt{z^2 + (e1 - e2)^2} \geq a1 + a2 \tag{12d}$$

$$1 \times 10^{-4} \leq a1 \leq h \tag{13a}$$

$$1 \times 10^{-4} \leq a2 \leq h \tag{13b}$$

$$-h \leq e1 \leq 0 \tag{13c}$$

$$0 \leq e2 \leq h \tag{13d}$$

$$|z| < 1.8 \times 10^{-2} \tag{13e}$$

여기서 h는 채널 높이의 1/2이다. 식 (12a)는 설계된 펌프의 유량이 항상 요구되는 최소 설계유량(Q_L)보다 커야 함을 나타낸다. 식 (12b)와 식 (12c)는 각 실린더가 벽으로부터 떨어져야 한다는 기하학적 구속조건이며, 식 (12d) 역시 기하학적인 구속조건으로 두 실린더가 중첩되지 않아야 함을 나타낸다. 식 (13a)-(13e)는 경계구속조건들(side constraints)로 각 설계변수가 주어진 하한값과 상한값 사이의 값을 가져야 함을 의미한다. 식 (13e)에서는 수치해석 결과를 바탕으로 z의 영역을 결정하였다. 실제 최적설계과정에서는 수렴성을 향상시키기 위해 이 구속조건들을 정규화하였다.

최적설계의 개략적인 절차는 Fig. 10과 같다. 주어진 작동유체의 물성치 등과 같은 기초 설계 입력값이 입력된 후, 설계변수들의 초기값 \bar{X}^{ini} 이

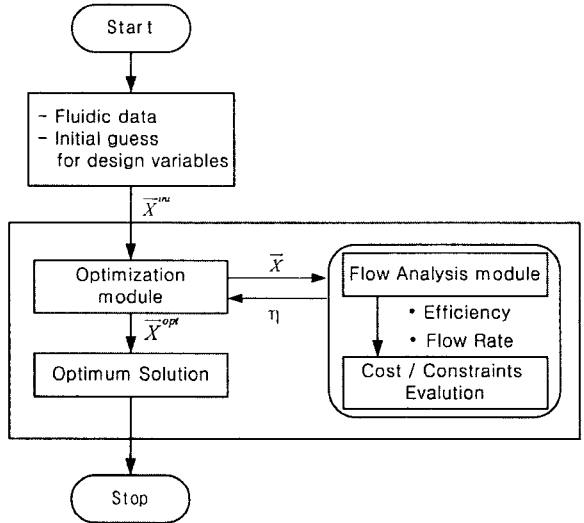


Fig. 10 Flow Chart for the design optimization

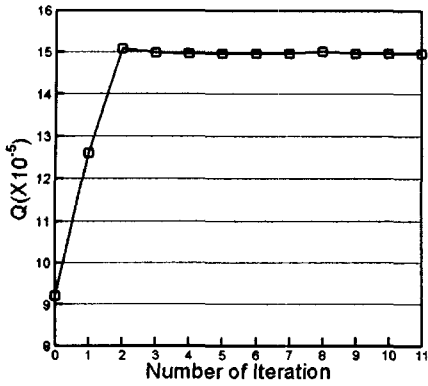
주어진다. 이 초기값은 유동해석 모듈로 전달되어 유동장을 해석하는 데 쓰여진다. 해석을 통하여 구한 유동 성량($u(y)$, C_{M1} , C_{M2})을 통하여 목적 함수(η)와 유량을 계산한 뒤, 구속조건들(\bar{g})을 평가한다. 이 값들은 최적화 모듈에서 사용되며, 설계변수들은 최적화 기법에 의하여 수렴조건이 만족될 때까지 개선된다. 최적화 과정에서 유동해석 모듈과 목적함수/구속조건함수 평가모듈은 설계변수들이 개선될 때마다 호출된다. 유동해석 모듈은 앞서 기술한 Navier - Stokes 지배방정식에 대한 비정렬격자 압력기반해법을 사용하였다. 또한, 정확한 유동장을 계산하기 위해 속도 구배가 큰 구동 실린더 근처에 조밀한 격자를 구성하였다. 최적화 모듈은 Vanderplaats가 개발한 DOT(Design Optimization Tools)의 비선형 최적화 기법인 MMFD (Modified Method of Feasible Directions)⁽¹⁴⁾를 사용하였다.

3.1 최적설계 수행결과

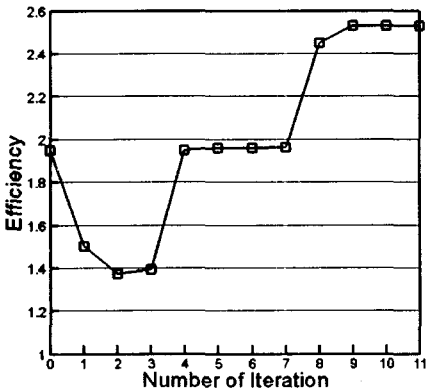
최적화를 위한 입력값(design input)들은 Sen 등의 실험에서 쓰인 자료를 참고하였다. 구속조건의 상한값 h는 채널 높이의 절반인 1.1225×10^{-2} m이며, 두 개의 실린더 각속도는 21.56 rad/s로 고정하였다.

먼저 최적설계 방법의 효율성을 입증하기 위해 식 (13)의 구속조건을 만족하는 임의의 설계변수의 값을 대입하여 최적화를 수행하였다. 이때 최소 설계유량(Q_L)은 $1.5 \times 10^{-4} m^3/s$ 하였다.

Fig. 11(a)에서 보는 바와 같이 최초값을 대입했을



(a)



(b)

Fig. 11 Results of the optimization process : (a) Convergence history of the flow rate, (b) Convergence history of the objective function

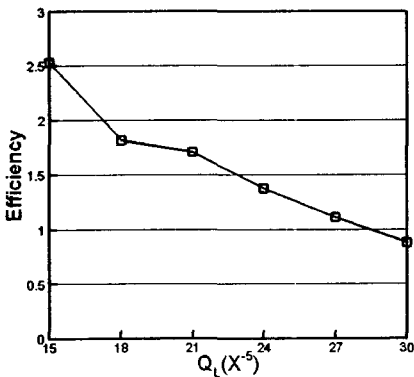


Fig. 12 Pareto optima of the present results

때의 유량 $9.2 \times 10^{-5} m^2/s$ 이 4 번의 반복 후에 최소 설계유량과 같아 졌으며, 최적화 과정 동안 일정하게 유지됨을 알 수 있다. Fig. 11(b)는 목적함수의 수렴과정을 도시한 것이다. 유량이 최소 설계유량으로 일정하게 유지된 상태에서 효율이 최대가 되는 과정을 보여주고 있다. 최소 설계유량을

Table 2 Comparison between the initial values, 4th iteration values and optimum values of design variables

	initial values	4th iteration values	optimum values
e1 (mm)	-6.000	-6.205	-6.983
e2 (mm)	5.900	6.384	6.834
a1 (mm)	2.900	3.081	2.834
a2 (mm)	2.500	3.081	2.834
z (mm)	0.000	-0.013	0.135

만족하기 시작하는 4 번째 과정과 최적 값에서의 목적함수인 효율을 비교해보면 1.95%에서 2.53%으로 30% 가량 증가했음을 알 수 있다 Table 2 는 위의 최적화 과정에 사용된 설계변수들의 초기값과 4 번 반복했을 때의 값, 그리고 최적 값들을 밝혀한 것이다. 4 번 반복하였을 경우, $|e1| \square e2$ 의 양상을 보이며 크기도 초기값보다 증가 했음을 알 수 있다. 즉, 실린더가 벽면에 접근했음을 알 수 있다. 이것은 Fig. 5 와 Fig. 6 에서 설명한 내용과 일치한다. 또한 실린더의 직경의 경우도 마찬가지로 $a1 \square a2$ 의 양상을 띄고 있으며, 직경의 크기가 커졌음을 알 수 있다. 이 내용도 Fig. 7 와 Fig. 8 에서 설명한 내용과 일치하는 것이다. 잇갈림 거리 (z)의 변화 역시 수치해석의 결과(Fig. 9)와 잘 부합되고 있음을 알 수 있다. 다음으로 4 번 반복 때의 값과 최적 값을 비교해보면, 실린더의 직경은 감소하고 편심과 잇갈림 거리가 증가했음을 알 수 있는데, 이것은 유량을 일정하게 유지한 상태에서 효율을 증가 시키기 위한 것으로 생각된다.

Fig. 12 는 최소 설계유량(Q_L)을 변화 시켜가며 최적화를 수행하였을 때 얻은 효율을 도시화 한 것이다. Fig. 12 에서 볼 수 있는 바와 같이 최소 설계유량이 증가할수록 최적 효율은 감소하는데, 이는 최소 설계유량과 최적효율이 상충(trade-off) 현상을 나타냄을 보인 것이다.

각각의 최소 설계유량에 따른 최적 효율을 갖는 설계변수들의 최적값은 Table 3 에 나타내었다

4. 결론

본 연구에서는 한 쌍의 실린더를 가진 점성 구동 마이크로 펌프를 다루었다. 먼저 수치해석을 통하여 기하학적 형상 변수들이 독립적으로 펌프의 성능에 미치는 영향을 규명하였다.

다음으로 펌프의 최대 효율을 얻기 위해 형상 변수들에 대한 최적설계를 수행하였다. 본 연구를

Table 3 Optimum values of design variables for six design cases

$Q(\times 10^{-3})$	$a1(\times 10^{-3})$	$a2(\times 10^{-3})$	$e1(\times 10^{-3})$	$e2(\times 10^{-3})$	$z(\times 10^{-3})$
15	2.834	2.834	-6.9828	6.8566	0.1353
18	3.1873	3.1874	-6.766	6.3122	0.6263
21	3.2018	3.2018	-6.9471	7.1101	-0.7577
24	3.4051	3.4073	-7.0081	6.9274	3.7097
27	3.5481	3.5481	-7.0832	6.9792	-0.0949
30	3.79	3.7946	-6.8722	6.8064	4.3904

통한 결론은 다음과 같다

(1) 실린더의 편심, 반경 그리고 엇갈림 거리에 따라 펌프의 유량 및 효율은 변화하며, 효율을 최대 하기 위한 각 형상 변수들의 최적의 값이 존재한다.

(2) 최적화 과정을 통해 $1.5 \times 10^{-4} m^2/s$ 의 일정한 설계 유량에서 효율이 1.95%에서 2.53%으로 30% 향상된 펌프의 최적 형상변수 값을 결정할 수 있었다. 또한 설계 유량이 증가할수록 최적화된 최대 효율은 감소하는 경향을 보이고 있음을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 과학기술부 · 한국과학재단 지정 최적 설계신기술연구센터(Center of Innovative Design Optimization Technology)의 지원에 의해 이루어졌으며, 이에 감사 드립니다.

참고문헌

(1) Odell, G.M., and Kovasznay, L. S. G, 1971, "A New Type of Water Channel with Density Stratification," *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 50, pp. 535~543.
 (2) Sen, M., Wajerski, D., and Gad-el-Hak, M., 1996, "A Novel Pump for MEMS Applications," *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 118, No. 3, pp. 624~627.
 (3) Tang, T., and Ingham, D. B., 1991, "On the Steady

Flow Past a Rotating Circular Cylinder at Reynolds Numbers 60 and 100," *Computers and Fluids*, Vol.19, No. 2, pp. 217~230.
 (4) Tang, T., and Ingham, D. B., 1990, "A Numerical Investigation into the Steady Flow Past a Rotating Circular Cylinder at Low and Intermediate Reynolds Numbers," *Journal of Computational Physics*, Vol. 87, pp. 91~107.
 (5) Hellou, M., and Coutanceau, M., 1992, "Cellular Stokes Flow Induced by Rotation of a Cylinder in a Closed Channel," *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 236, pp. 557~577.
 (6) Badr, H. M., Coutanceau, M., Dennis, S. C. R., and Menard, C., 1990, "Unsteady flow past a rotating circular cylinder at Reynolds numbers 10^3 and 10^5 ," *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 220, pp. 459~484.
 (7) Sharatchandra, M. C., Sen, M., and Gad-el-Hak, M. 1997, "Navier-Stokes Simulations of a Novel Viscous Pump," *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 119, No. 2, pp. 372~382.
 (8) Choi, H., Kim, J., Choi, D., and Meang, J., 2003, "Optimum Design of a Viscous-driven Micropump with Single Rotating Cylinders for Maximizing Efficiency," *KSME Journal*, Vol. 27, No. 11, pp. 1889~1896 .
 (9) Meang, J., Choi, H., and Cho, S., 2003, "Performance Analysis of the Viscous-driven Micropump with Tandem Rotating Cylinders," *KSME Journal*, Vol. 27, No. 9, pp. 1256~1261.
 (10) Jessee, J. P. and Fiveland, W. A., 1996, "A Cell Vertex Algorithm for the Incompressible Navier-Stokes Equations on Non-orthogonal Grids," *Int. J. Numer. Meth. Fluids*, Vol. 23, pp.271~293.
 (11) Anderson, W. K., and Bonhaus, D. L., 1994, "An Implicit Upwind Algorithm for Computing Turbulent Flows on Unstructured Grids," *Computers Fluids*, Vol. 23, No. 1, pp. 1~21.
 (12) Demirdzic, I. and Muzafertija, S., 1995, "Numerical method for coupled fluid flow, heat transfer and stress analysis using unstructured moving meshes with cells of arbitrary topology," *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.*, Vol. 125, pp. 235~255.
 (13) Choi, H., Lee, D., and Maeng, J., 2002, "Unstructured Pressure Based Method for All Speed Flows," *KSME Journal B*, Vol. 26, No. 11, pp. 1521~1530.
 (14) Vanderplaats, G. N., 1984, "An Efficiency Feasible Directions Algorithm for Design Synthesis," *AIAA Journal*, Vol. 22, No. 11, pp. 1633~1640.