

구조역학적 성능을 고려한 마이크로 열변형 액추에이터의 최적설계

Design Optimization of Micro Thermal Actuator Considering Structural Performance

황경호[†], 이종수^{*}

Jongsoo Lee and Kyungho Hwang

Abstract

The paper deals with the numerical analysis and design optimization of polysilicon micro thermal flexure actuator. The deflection of a thermal actuator is implicitly related to the actuation time so that such deflection is to be maximized under the consideration of structural performances such as maximum stress and natural frequencies. At first, the structural formulation of a thermal actuator is reviewed, and its CAE based simulation is performed to verify the numerical model. A parametric study is then conducted to identify the mainly effective design variables. Finally, the design of a micro thermal actuator is explored in the context of deterministic optimization and reliability based design optimization in the present study.

Keywords: Thermal Actuator (열변형 액추에이터), Structural Performance (구조 성능), Optimization (최적설계), Reliability (신뢰성)

1. 서론

열 변형 구동기는 열-유압 구동기, 형상기억효과 및 바이메탈 효과 및 열-기계적 팽창 등과 같은 첨단공학적인 특성을 가지고 있다[1,2]. 열-유압 구동기는 기체와 액체 사이의 상 변화를 응용한 디바이스이며, 전류를 통해 캐비티 내의 유체에 열을 가함으로써 유체의 팽창이 멤브레인의 변형을 일으킨다. 형상기억합금은 일정한 온도 레벨에서 분자구조의 가역반응 열-기계적 변형을 일으킨다. 바이메탈 액추에이터는 두 가지 재료 사이의 열팽창계수의 차이를 활용하여 기계적 변형을 발생시킨다. 액추에이터는 낮은 전압에서 상대적으로 큰 힘과 변형량을 발생시킬 수 있는 특징이 있으며, 그 변형은 넓은 영역에서 전압이 증가할수록 선형적으로 증가한다. 본 연구에서 적용하는 마이크로 액추에이터는 폴리실리콘 재료로 구성되어 있으며, 폭이 얇은 아암과 폭이 두꺼운 아암으로 이루어져 있으며 두 개의 아암의 두께차이에 의한 열팽창의 차이를 활용하여 구동기의 역할을 수행한다[3,4]. 마이크로 액추에이터에 전류가 흐르게 되면 열팽창의 차이로 인해 일정한 방향으로의 변형이 일어나게

되는 움직임을 응용한 장치이다. 주재료인 폴리실리콘은 고온상태에 있을 경우, 선형 탄성학적 성질을 잃어버리기 때문에 장시간 사용함에 있어 제한을 갖는다. 열 변형 구동기가 작동하는 동안 마주치게 되는 고온 소성 변형을 일으킬 수 있다. 그러나 실온과 같은 충분히 낮은 온도에서 작동된다면 열 변형 구동기는 신뢰할 만한 작동을 보여준다. 이러한 구동기는 전류가 열원으로 제공되며 줄 가열을 통해 아암의 기하학적 형상이 온도상승에 어떠한 영향을 주는가에 대한 이해가 필요하다. 효율적인 마이크로 액추에이터의 이해 및 설계를 위해서는 아암의 폭의 크기 및 기타 기하학적 치수를 최적화하는 연구가 필요하다[4-7]. 본 연구에서는 액추에이터의 변형량을 최대화하기 위해 디바이스를 구성하는 각 부분의 단면치수에 대한 설계 파라미터 분석 및 해석 결과를 연구하며, 이를 바탕으로 변형량에 영향을 크게 미치는 응력 및 고유주파수 등의 구조역학적 성능을 고려한 최적화 설계를 수행하고자 한다.

2. 액추에이터 구조해석

2.1 모델 선정

본 연구에서 고려하는 액추에이터의 핫 아암은 콜드 아암보다 얇으며 그 결과 핫 아암의 전기저항이 콜드 아암보다 높은 값을 갖게 된다. 아암에 전류가 흐르게 되면 저항으로 인해 발생한

[†] 연세대학교 대학원 기계공학과

^{*} 연세대학교 기계공학과

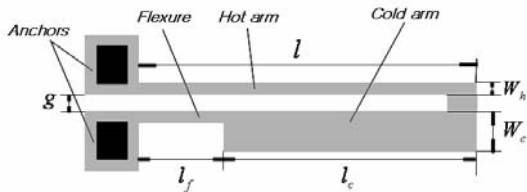
E-mail: jleej@yonsei.ac.kr

TEL: (02) 2123-4474

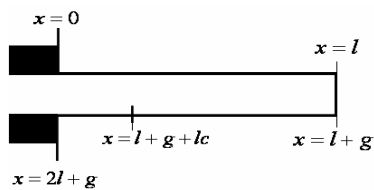
열 또한 핫 아암이 콜드 아암보다 높은 값을 갖게 되며 동일재료(즉, 폴리실리콘)에 대하여 같은 열팽창계수에 대해 온도차이로 인해 핫 아암이 콜드 아암보다 많이 늘어나게 됨을 의미한다[8]. 결과적으로 회전운동을 일으키게 된다. 구동기 단면의 크기가 구동기 길이보다 매우 작아서 Figure 1과 같이 전기-열 해석을 간략화 할 수 있으며, 핫 아암, 콜드 아암 및 탄성 굽힘부(flexure) 부분에 전류가 흐르게 되는 전체적인 회로를 구성할 수 있다[4]. 여기에 세 가지의 열 흐름에 대한 해석이 필요하게 되는데, 전도, 대류 및 복사이다. 전도는 고온 부에서 저온 부로의 에너지 이동을 의미하며, 대류는 온도차이가 존재할 때 디바이스 표면과 공기 사이의 열전달을 의미한다[9]. 또한, 복사는 디바이스의 온도로 인해 방출되는 에너지이다. 이러한 열 해석의 사항들이 전기-열 탄성문제를 분석하는 도구로서 필요하게 된다.

2.2 구조역학적 수식화

마이크로 액추에이터의 단순화된 모델을 Figure 1(a)에 나타내었다. 액추에이터 단면의 크기가 액추에이터의 길이보다 매우 작아서 전기-열 해석은 일반적으로 차원문제에서 단순화가 가능하다. Figure 1(b)는 열 해석에 대한 좌표계를 나타낸다. 여기서 두 가지의 열 흐름에 대한 해석이 요구되는데, 전도는 고온 부에서 저온 부로의 에너지의 이동이며, 대류는 온도차이가 존재할 때 디바이스의 표면과 공기 사이의 열전달 현상이다. 열흐름이 정상상태하에 있을 때, 액추에이터 요소에서 발생된 저항열 전력은 열 전도와 요소 밖으로의 대류에너지와 평형을 이루게 된다.



(a) Schematic view



(b) Simplified one-dimensional system

Fig. 1 Polysilicon thermal actuator

$$-K_p wh \left[\frac{dT}{dx} \right]_x + J^2 wh \Delta x = \tag{1}$$

$$-k_p wh \left[\frac{dT}{dx} \right]_{x+\Delta x} + S \Delta x w \frac{T - T_s}{R_T}$$

여기서, T 와 T_s 는 액추에이터와 기판의 온도, K_p 는 폴리실리콘의 열전도율, J 는 전류밀도, ρ 는 폴리실리콘의 저항률, S 는 형상계수이다. 이 기하적인 요소는 빔의 밑부분과 측면에서부터 빔의 밑부분 만으로의 열 손실까지 열손실의 비를 나타낸다. R_T 는 폴리실리콘 마이크로빔과 기판 사이의 열저항을 나타낸다. 마이크로빔의 폭이 충분히 넓다면 열저항 R_T 는 식(2)와 같이 주어진다[4,5].

$$R_T = \frac{t_a}{k_a} + \frac{t_n}{k_n} \tag{2}$$

여기서, t_a 와 t_n 은 질소화합물위의 공기 층의 두께와 기판상의 질소화합물의 두께이다. k_a 와 k_n 은 공기와 질소화합물의 열전도성이다. 형상계수, S 는 아래의 식과 같이 표현된다.

$$S = \frac{t_{si}}{w_h} \left(\frac{2t_a}{t_{si}} + 1 \right) + 1 \tag{3}$$

여기서, t_{si} 는 폴리실리콘의 두께이며 w_h 는 핫 아암의 폭이다. ρ 는 폴리실리콘의 온도와 연관이 있다. 저항률은 여기서 선형 온도계수를 갖는다고 가정할 수 있으며 열변형은 온도의 함수가 된다.

$$\rho(T) = \rho_0 [1 + \xi(T - T_s)] \tag{4}$$

여기서, ρ_0 는 상온에서 폴리실리콘의 저항률이다. 전류밀도는 식(5)와 같이 쓰여진다.

$$J = \frac{V}{\rho L} \tag{5}$$

여기서, V 는 가해진 전압이며 L 은 전류가 흐르게 되는 폴리실리콘의 길이이다. 식(1)에 $dx \rightarrow 0$ 으로 극한을 취하면 결과를 간단히 할 수 있다.

$$k_p \frac{d^2T}{dx^2} + J^2 \rho = \frac{S}{t_{si}} \frac{(T - T_s)}{R_T} \tag{6}$$

식(4)와 식(5)를 식(6)에 대입하면 열해석에 대한 미분방정식을 얻는다.

$$\frac{d^2\theta(x)}{dx^2} - m^2\theta(x) = 0 \quad (7)$$

$$\theta(x) = T(x) - T_\theta$$

$$T_\theta = T_s + \frac{J^2\rho_0}{k_p m^2}$$

$$m^2 = \frac{S}{k_p h R_T} - \frac{J^2\rho_0\xi}{k_p}$$

식(7)을 이용하여 핫 아암, 콜드 아암 및 굽힘부 부분의 온도분포를 구할 수 있다.

Figure 1에서 보는 것과 같이 열변형 액추에이터의 구조는 양단 지지 평면강체프레임과 유사하다. 부정정 구조로 가정할 수 있으며, 하중법을 이용하여 액추에이터 구조의 굽힘모멘트를 해석할 수 있다. 액추에이터 끝 단의 변형량을 평가하기 위해 가상일 방법을 적용할 수 있는데, 가상일 방법에 의한 자유단의 변형은 식(8)과 같이 표현된다.

$$u = \int \frac{\bar{M}M}{EI_h} ds = \frac{L^2}{6EI_h} (X_1L - 3X_3) \quad (8)$$

여기서, M 은 열팽창으로 인한 굽힘 모멘트이며, \bar{M} 은 단위 가상일로 인한 굽힘 모멘트를 나타낸다. 그리고 X_1 및 X_3 는 하중성분을 의미한다.

2.3 시뮬레이션 결과

연성된 장 문제는 ANSYS에서 직접법과 순차법을 사용하여 풀 수 있다[10]. 직접법은 연성된 장 요소를 이용하여 한번의 과정으로 해석을 할 수 있다. 순차법은 이전 단계의 결과가 다음 단계의 입력 값으로 이용되는 여러 과정으로 해석이 가능하다. 본 해석에서는 간단한 ANSYS에서 연성문제를 해결하는데 있어 매우 효율적인 것으로 알려져 있는 직접법을 이용하였다. 해석에 사용된 요소는 비선형 열-전기 연성 문제에서 온도와 전압의 자유도를 갖는 SOLID98를 사용하였다. 전기 적으로 연결된 패드에만 전압이 가해지도록 가정하였으며, 주위온도는 30°C이다. 또한 패드는 기판에 고정되어 있으므로 모든 방향에 대하여 움직일 수 없는 초기 조건으로부터 시작한다. 액추에이터에 대한 구조해석을 위해 ANSYS를 이용하였으며 끝 단 변형량 결과를 Figure 2에 나타내었다.

끝 단 변형은 3.04 m, 최대 발생 응력은 82.1MPa, 온도는 935.79K, 1차 고유 주파수는 35275.87Hz 그리고 2차 고유 주파수는 76825.78Hz로 산출되었다.

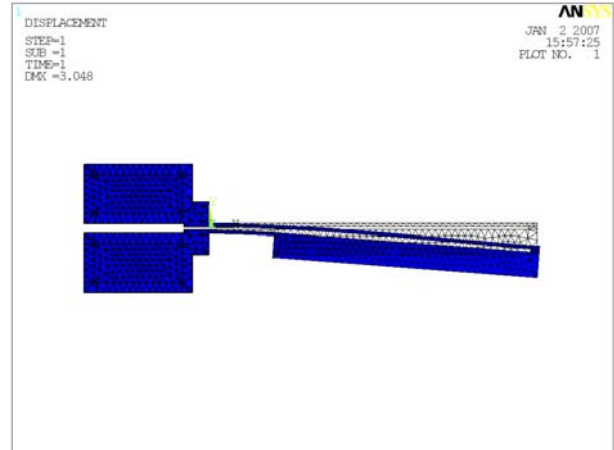


Fig. 2 Deflection of micro thermal actuator

2.2절의 구조역학적 모델을 이용하면 3.537 m의 끝 단 변형량을 얻는데, 이는 ANSYS 해석결과와 비교하여 약 14%의 오차를 갖는 값이다. 이러한 오차는 2.2절의 단순화된 구조역학적 모델링에서 비롯된 것으로 판단된다.

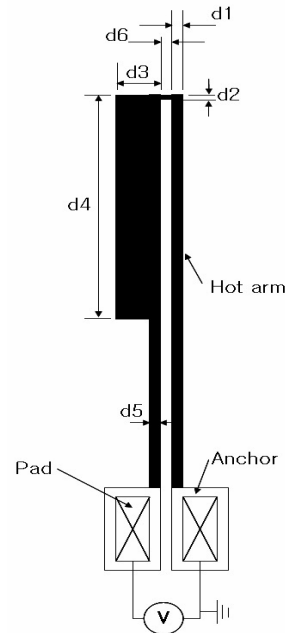


Fig. 3 Design variables in micro thermal actuator

Table 1 Bounds on design variables (unit: μm)

	Lower bound	Baseline design	Upper bound
d1	0.5	2.0	3.5
d2	1.0	5.0	9.0
d3	5.0	15.0	25.0
d4	120.0	160.0	200.0
d5	0.5	2.0	3.5
d6	0.5	2.0	3.5

3. 최적설계

3.1 설계 해석

6개의 액추에이터 주요 치수부분을 설계 변수로 선정하였으며 이를 Figure 3에 나타내었다. 이를 이용하여 Table 1에 표시된 설계영역 내에서 액추에이터의 최대 변형, 최대응력, 최고온도와 1차, 2차 고유주파수의 결과값이 어떠한 변화를 보이는 가를 알아보기 위해 ANSYS를 이용하여 파라미터 분석을 실시하였다. 시뮬레이션분석을 통한 파라미터해석 결과를 Figures 4~7에 나타내었다. 액추에이터 설계에 사용될 파라미터에 대한 분석을 통해 다음의 내용을 얻을 수 있었다. 파라미터 d2, d3, d6는 변형량에 큰 영향을 끼치지 못하는 것을 확인할 수 있었다. d4는 160 m을 넘어서면서부터 응력 값에 큰 영향을 끼치게 되며, d6는 2 m이상에서 응력변화에 영향을 끼치지 못하였다. 각 부분의 변화에 대하여 최대발생 온도의 변화가 있지만 그 온도의 변화가 1°K를 넘지 않는 것을 확인하였다. 1차 고유주파수의 변화에는 d3, d4, d5가, 2차 고유주파수에는 d1, d3, d4, d5, d6가 민감도가 높은 변수로 평가되었다. d1, d4, d5는 변형량, 응력 및 온도변화 모두에 대해 높은 민감성을 갖고 있음을 확인할 수 있었는데, 온도변화는 그 변화의 차이가 미비하여 최적화 과정에서 온도는 설계조건에서 제외하였다.

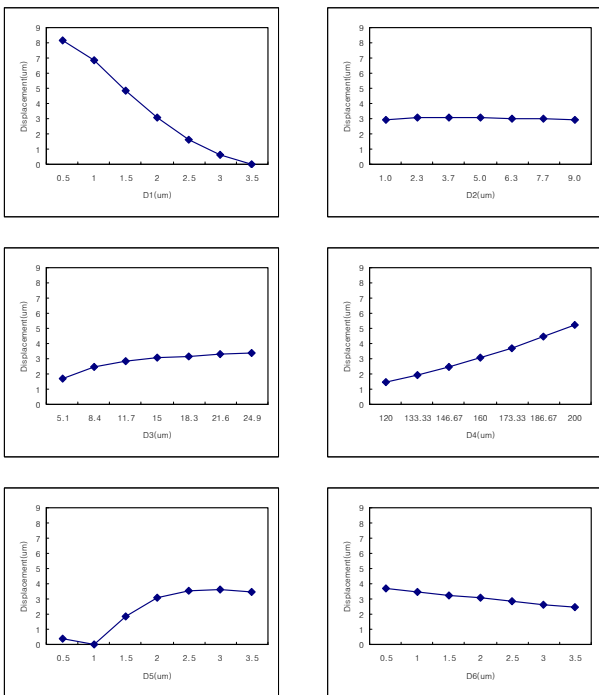


Fig. 4 Behavior of deflection

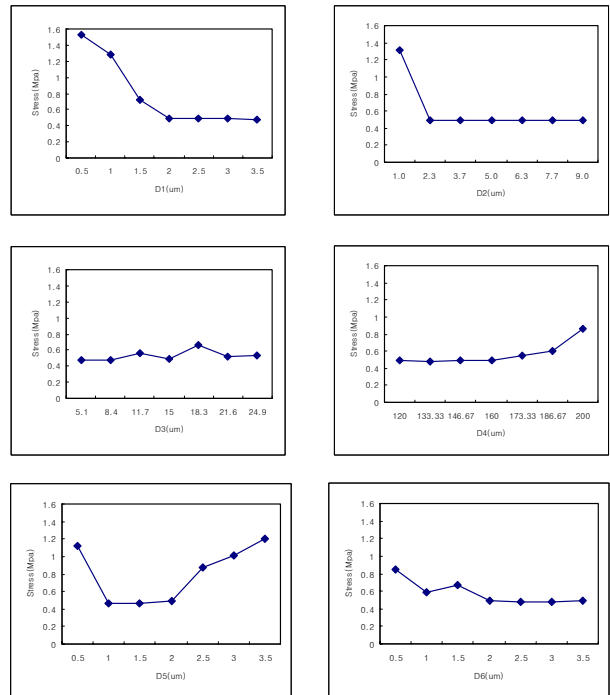


Fig. 5 Behavior of maximum stress

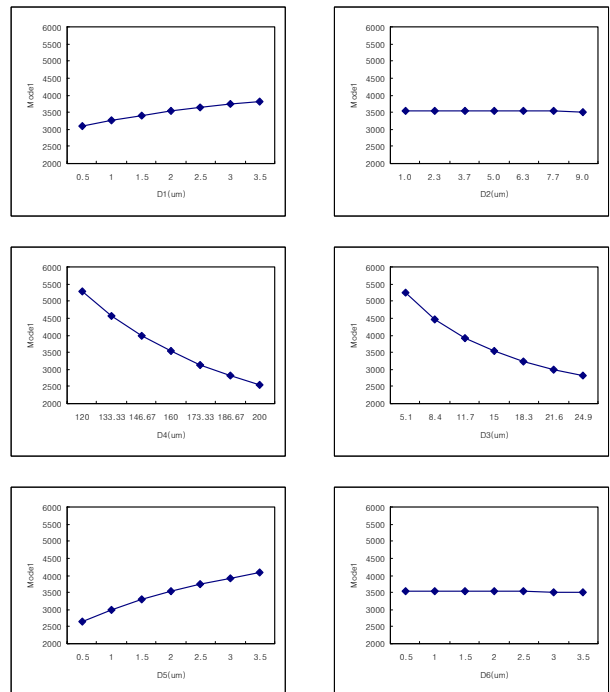


Fig. 6 Behavior of 1st natural frequency

3.2 최적설계 정식화

앞 절에서 분석한 6개의 설계변수를 결정하기 위해 다음과 같이 여섯 가지의 다양한 최적화 문제를 구성하였다.

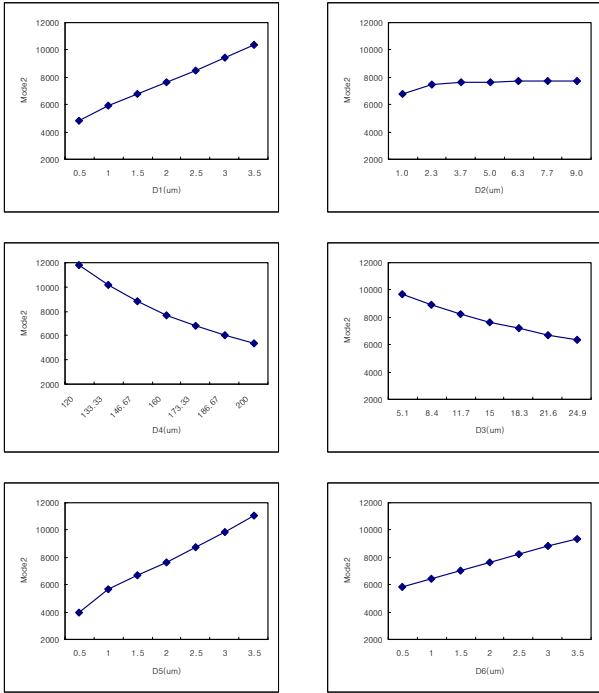


Fig. 7 Behavior of 2nd natural frequency

Case-1) Maximize the tip deflection subjected to the maximum stress smaller than the allowable stress limit.

Case-2) Maximize the tip deflection subjected to the 1st natural frequency larger than the allowable frequency limit.

Case-3) Maximize the tip deflection subjected to the 2nd natural frequency larger than the allowable frequency limit.

Case-4) Maximize the tip deflection subjected to the 1st and 2nd natural frequencies larger than their allowable frequency limits.

Case-5) Maximize the tip deflection subjected to the maximum stress smaller than the allowable stress limit and the 1st and 2nd natural frequencies larger than their allowable frequency limits.

Case-6) Maximize the tip deflection and minimize the maximum stress subjected to the 1st and 2nd natural frequencies larger than their allowable frequency limits.

본 연구에서는 구동시간(actuation time)에 영향을 미치는 액추에이터 끝 단의 변형량을 최대화하는 문제를 중심으로 응력집중과 같이 구조적 성능에 해당하는 액추에이터의 최대응력, 진동특성을 나타내주는 1차/2차 고유주파수 등을 구속조건으로 사용하였으며, 6번째의 경우에는 변형량 최대화와 최대응력 최소화를 동시에 고려한 복합적 목적 함수를 사용하였다.

3.3 신뢰성기반 최적설계

구속조건의 파괴확률을 고려한 최적설계 즉,

신뢰성기반 최적설계를 수행하였다[11,12]. 신뢰성기반 최적설계는 설계자가 선택한 신뢰수준 범위 내에서 요구하는 반응특성을 얻기 위한 것이라 할 수 있다. 본 논문에서는 신뢰도가 95%일 경우에 대해 적용하였다. 이것은 약 $\pm 2\sigma$ 수준 내에서 구속조건의 성공확률을 의미한다. 모든 설계변수를 Table 2에서처럼 확률변수로 처리하였으며, 마이크로 단위의 공정에서 제어할 수 있는 $0.5\mu\text{m}$ 단위의 해당설계변수 평균값의 25% 이하로 정하였다. 본 연구에서는 일차미분신뢰도 방법(first order reliability method)을 사용하여 한계상태함수(limit state function) 값을 계산 하였으며 신뢰도 지수 방법(reliability index approach)을 통해 신뢰성을 평가하였다. 최적화 방법으로는 유용방향탐색 기법을 사용하였다[13].

4. 결과 및 토의

결정론적 최적화 수행결과를 Table 3에 나타내었다. 단일목적함수의 최적화의 대상은 구동기 끝 단 변형의 최대화이며, 그 구속조건으로는 디바이스에서 발생하는 최대발생 응력과 1차/2차 고유주파수가 사용되었다. 허용제한 응력은 폴리실리콘의 최대 응력인 82.1Mpa , 1차 모드는 35275.87Hz 그리고 2차 모드는 76825.78Hz 로 설정하였다. 1차/2차 고유주파수만으로 구속조건을 구성할 경우에는 총 세 가지의 종류에 대해 액추에이터의 끝 단 변형 최대화에 대한 값을 확인할 수 있다. 마지막으로 구성될 구속조건으로는 최대 응력과 1차, 2차 고유 주파수를 모두 고려한다. 2개의 목적함수를 고려한 경우, 각각의 목적 함수는 액추에이터의 끝 단 변형의 최대화와 최대 발생응력의 최소화로 설정한다. 구속조건으로는 1차와 2차 고유 주파수를 35276Hz 와 76826Hz 이상으로 구성하였다. 최적화 결과로서, 응력 조건만을 구속조건으로 주었을 때, 초기 모델보다 변형량은 증가하게 되나 고유 주파수의 값은 작아지는 것을 확인할 수 있다. 또한, 응력과 고유주파수 모두가 구속 조건으로 주어지게 되면 초기 모델과 거의 변화가 없는 최적 해가 나오는 것을 확인할 수 있다. 앞서 3.1절에서 서술한 바와 같이 6가지 최적화 결과에 있어서 온도의 변화는 거의 없음을 확인할 수 있다. 신뢰성기반 최적설계의 결과를 Table 4에 정리하였는데, 신뢰성기반 최적화의 결과도 유사한 양상을 보여주고 있다.

Table 2 Distribution of stochastic design variables

	Distribution type	Mean	Standard deviation
d1	Normal	$2\ \mu\text{m}$	$0.5\ \mu\text{m}$
d2	Normal	$5\ \mu\text{m}$	$1\ \mu\text{m}$
d3	Normal	$15\ \mu\text{m}$	$4\ \mu\text{m}$
d4	Normal	$160\ \mu\text{m}$	$20\ \mu\text{m}$
d5	Normal	$2\ \mu\text{m}$	$0.5\ \mu\text{m}$
d6	Normal	$2\ \mu\text{m}$	$0.5\ \mu\text{m}$

5. 결론

마이크로 열변형 액추에이터의 성능을 높이고자 액추에이터의 목적인 변형량에 초점을 맞추어 최적화를 수행하였다. 최적화에 앞서 진행된 설계변수의 선정 및 설계변수들이 출력 값 (최대 발생응력, 최대발생 온도, 최대 고유 주파수)에 어떠한 영향을 미치는지 알아보았다. 설계변수의 선정은 양쪽의 아암의 온도차이가 크면 변형이 더욱 발생하게 되는 기기의 특성상 온도차이에 기여하게 되는 치수를 변화시키기 위해 변수는 각부의 길이를 설계변수로 선택하였다. 출력 값의

변화양상을 확인해본 결과에서 최대발생온도는 설계변수가 변함에 따라 변화하는 양이 적어 최적화의 대상에서 제외하였다. 최적화의 결과에서는 구속조건으로 설정한 발생응력이 폴리실리콘의 최대응력의 범위 내에 있기 위해 초기 모델과 비교하여 큰 변화가 없는 설계결과를 나타내었으며, 신뢰성기반 최적화의 결과도 유사한 양상을 보여주었다. 즉, 본 논문에 적용된 마이크로 열변형 구동기의 현재 상용모델은 최적설계에 도달해있으며, 특히 초기 모델에서 발생하는 최대응력자체가 폴리실리콘의 최대 허용응력에 근접해 있음을 알 수 있다.

Table 3 Results of deterministic optimization

	Baseline design	Deterministic optimization (DO)					
		I	II	III	IV	V	VI
d1 (μm)	2.0	1.50	1.03	1.62	1.63	2.10	2.00
d2 (μm)	5.0	4.74	5.25	5.59	5.71	4.99	4.99
d3 (μm)	15.0	15.25	15.79	16.82	17.15	14.96	15.0
d4 (μm)	160.00	161.87	173.34	184.64	184.52	160.01	160.00
d5 (μm)	2.0	1.43	2.18	2.13	2.13	2.13	2.00
d6 (μm)	2.0	2.05	1.90	2.12	21.6	2.03	2.00
Deflection, δ (μm)	3.046	4.000	6.780	5.680	5.680	2.920	3.049
Stress, σ (MPa)	81.10	80.34	252.65	320.90	322.71	81.44	80.95
Temperature, T (°K)	935.78	935.79	935.79	935.79	935.79	935.79	935.79
1st mode (Hz)	35276	31053	35298	38840	38555	36114	35291
2nd mode (Hz)	76826	57692	62950	76259	76264	81484	76806

Table 4 Result of reliability based design optimization (RBDO)

	Baseline design	DO (V)	RBDO
d1 (μm)	2.0	2.10	2.0
d2 (μm)	5.0	4.99	4.99
d3 (μm)	15.0	14.96	15.0
d4 (μm)	160.0	160.0	160.0
d5 (μm)	2.0	2.13	2.0
d6 (μm)	2.0	2.03	2.0
Deflection, δ (μm)	3.046	2.920	3.048
Stress, σ (MPa)	81.10	81.44	81.06
Temperature, T (°K)	935.78	935.79	935.79
1st mode (Hz)	35276	36114	35292
2nd mode (Hz)	76826	81484	76807

참고문헌

- [1] Pelesko, J. A., and Bernstein, D. H., 2002, Modeling MEMS and NEMS, Chapman & Hall/CRC.
- [2] Fujita, H., 1996, "Future of Actuators and Microsystems," Sensors and Actuators (A), Vol.56, pp.105~111.
- [3] Conant, R. A., and Muller, R. S., 1998, "Cyclic Fatigue Testing of Surface-Micromachined Thermal Actuators," Proceedings of the ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Fairfield, NJ.
- [4] Huang, Q.-A., and Lee, N. K. S., 1999, "Analytical Modeling and Optimization for a Laterally-Driven Polysilicon Thermal Actuator," Microsystem Technologies, Vol.5, No.3, pp.133-137.
- [5] Huang, Q.-A., and Lee, N. K. S., 1999, "Analysis and Design of Polysilicon Thermal Flexure Actuator," Journal of Micromechanics and Microengineering, Vol. 9, pp.64-70.
- [6] Lee, C.-C., and Hsu, W., 2003, "Optimization of an Electro-thermally and Laterally Driven Microactuator," Microsystem Technologies, Vol 9, pp.331-334.
- [7] Chen, S.-C., and Culpepper, M. L., 2005, "Design and Optimization of Thermomechanical Actuator via Contour Shaping," Proceedings of IMECE 2005, ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE2005-79780, Orlando, FL.
- [8] Sharpe, Jr., W. N., Yuan, B., and Vaidyanathan, R., 1997, "Measurements of Young's Modulus, Poisson's Ratio, and Tensile Strength of Polysilicon," Proceedings of the 10th IEEE International Workshop of Micro-electro-mechanical System, pp.424-429, Nagoya, Japan.
- [9] Kreith F., and Bohn, M. S., 2002, Principles of Heat Transfer, 6th Edition, Science & Technology.
- [10] ANSYS Tutorials, Release 9.0, 2004, MPI Software Technology, Inc.
- [11] Kaymaz, I., and McMahon, C. A., 2004, "A Probabilistic Design System for Reliability-Based Design Optimization," Structural and Multidisciplinary Optimization, Vol.28, pp.416-426.
- [12] Qu, X., and Haftka, R. T., 2004, "Reliability-Based Design Optimization Using Probabilistic Sufficiency Factor," Structural and Multidisciplinary Optimization, Vol.27, No.5, pp.314-325.
- [13] Haftka, R. T., Gürdal, Z., 1993, Elements of Structural Optimization, Kluwer Academic Publishers, The Netherlands.