

## 브릿지형 힌지 메커니즘을 이용한 압전구동기의 최적화

김준형\*, 김수현\*\*, 곽윤근\*\*

### Optimization of a Piezoelectric Actuator using Bridge-Type Hinge Mechanism

Jun Hyung Kim\*, Soo Hyun Kim\*\* and Yoon Keun Kwak\*\*\*

#### ABSTRACT

In this research, a bridge-type flexure hinge mechanism is developed and optimized to amplify the displacement of a multilayer piezostack. Developed hinge mechanism has three-dimensional structure to reduce link size, so it have high amplification ratio with respect to small size. A flexure hinge is assumed to be 6 degree-of-freedom spring elements and matrix methods are used to model a hinge mechanism. To verify derived matrix model, a displacement and frequency experiments are performed. The analysis result shows that the displacemental error between matrix model and experiments is below 10 percents and the deformation of hinge in parasitic direction should be considered in hinge modeling. Using developed matrix model, an optimal design is performed to maximize the performance of hinge mechanism.

**Key Words** : Flexure hinge(탄성힌지), Bridge-type(브릿지 타입), Piezoelectric actuator(압전 구동기), Matrix methods(행렬법), Optimization(최적화)

#### 1. 서론

최근 탄성힌지(flexure hinge)를 이용한 변위증폭 메커니즘(mechanism)이 광학용 스테이지, 반도체 제조장치등에 널리 사용되어지고 있다. 탄성힌지는 기어나 핀 조인트와 같은 기계적 운동전달 메커니즘에 비하여 백래쉬(backlash)가 없고 윤활이 필요치 않으며 조밀한 구조로 설계가 가능하기 때문에 고정밀 장치에 적합하다. 특히 적층형 압전 소자가 큰 구동력에 비하여 cm 당 10  $\mu$ m 이하의 제한된 구동범위를 갖기 때문에 압전소자에 탄성

힌지 메커니즘을 부착하여 변위를 증폭하여 많이 사용되고 있다.

탄성힌지를 이용한 변위증폭 메커니즘은 단순한 기구학적 구조에 의해 예측되는 증폭비와 실제 실험적으로 얻어지는 증폭비에 차이가 크기 때문에 이를 이론적으로 예측하기 위한 모델링에 대한 연구가 필요하다.

Paros<sup>(1)</sup>는 원형단면을 가진 힌지 개개의 강성을 이론적으로 유도하였으며 최근에는 타원단면(elliptical) 힌지, 코너필렛(corner-filletted) 힌지의 강성도 유도되었다. Furukawa<sup>(2)</sup> 등은 탄성힌지 메커

☞ 2002년 8월 19일 접수  
\* KAIST 기계공학과 MSD 실험실  
\*\* KAIST 기계공학과

니즘을 개발하고 이에 대한 모델링을 수행하였는데, 이들의 방법은 특정 구조가 아닌 복잡한 일반적인 구조에는 적용하기 힘들다. 또 Wei Xu<sup>(3)</sup> 등은 유한요소 해석법(FEM: Finite Element Method)을 이용해 힌지의 특성을 해석하였으나 이 방법은 설계 파라미터 변경에 따른 출력성능을 조사하기 어려워서 설계 최적화에는 부적합하다.

류제욱<sup>(4)</sup>은 이러한 문제점들을 해결하기 위하여 일반적인 탄성힌지 메커니즘에 적용이 가능한 행렬 모델링 방법을 수립하였다. 이 방법은 탄성힌지를 6 개의 자유도를 가진 스프링요소로 간주하고 힌지 이외의 부분은 모두 강체로 가정한 방법이다. 이 가정을 토대로 전체 메커니즘의 강성을 표현하는 강성행렬과 관성행렬을 유도하여 선형 운동방정식을 얻을 수 있다. 류제욱<sup>(4)</sup>에 의하면 평면상의 레버타입(lever-type) 메커니즘에 적용한 행렬 모델링 방법의 해석결과가 실험과 오차가 10%이내를 유지하였다. 그러나 브릿지 타입의 힌지 메커니즘에서는 아직까지 적용된 예가 없으며 그 정확도가 검증되지 않은 상태이다.

본 연구에서는 3 차원 구조의 브릿지형(bridge-type) 탄성힌지 메커니즘을 개발하고 이를 행렬법을 써서 모델링하여 최적화를 수행하였다.

## 2. 이중증폭 탄성힌지 메커니즘

### 2.1 브리지형 탄성힌지 메커니즘

변위의 증폭을 위한 탄성힌지 구조는 크게 두 가지로 나눌 수 있다. 하나는 Fig. 1(a)와 같은 지렛대의 원리를 사용한 레버형(lever type)의 탄성힌지이다.<sup>(5)</sup> 이 구조는 사용되는 힌지의 수와 링크의 수가 작기 때문에 힌지에서 손실되는 에너지가 작은 장점이 있다. 반면 증폭비를 크게 하는 경우 링크의 횡방향 강성이 커야 하기 때문에 탄성변형을 막기위해 크기가 커지고 구동주파수가 낮아지는 경향이 있다.

다른 하나는 Fig. 1(b)와 같은 브릿지형(bridge type), 또는 프레임형(frame type)이라고 불리는 탄성힌지이다. 브릿지형 탄성힌지는 링크의 종방향 강성을 이용하여 증폭하는 구조이다. 상대적으로 작은 크기로 제작하기 용이하고 대칭구조를 만들기 쉽다는 장점이 있지만 제작에 정밀도가 요구되며 탄성힌지와 링크의 수가 상대적으로 많이 필요한 편이다.

이중증폭 탄성힌지 메커니즘의 기본 구조는 Fig. 2와 같다. 이 구조의 특징은 Fig. 3과 같은 브릿지 증폭힌지를 3 차원 구조로 연결한 것이다.

이 구조는 전체 크기에 비하여 증폭비가 크고 링크의 크기가 작으므로 질량이 작아서 구동주파수 범위가 넓다. 또 완전한 대칭구조를 이루기 때문에 온도변화에 의한 영향을 작게 받는 장점이 있다. 단점으로는 브릿지간의 연결이 잘 되지 않으면 연결부위에서 오차가 발생하기 쉽고 외력에 대한 강성이 작다.

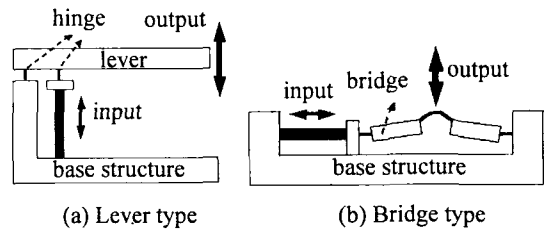


Fig. 1 Topology of amplification hinge mechanism

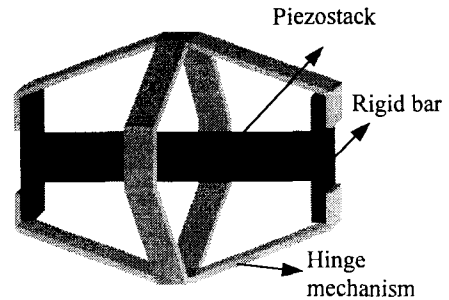


Fig. 2 Topology of double amplified piezoactuator

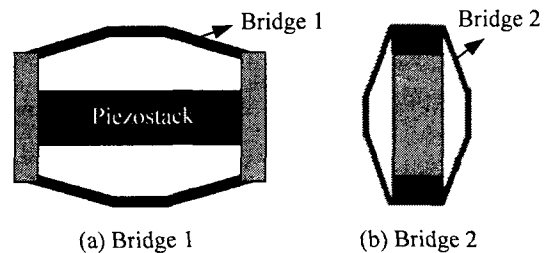


Fig. 3 Bridge mechanism

### 2.2 행렬법을 이용한 모델링

탄성힌지 메커니즘은 탄성 굽힘이 잘 일어나는 힌지부와 강체로 가정되는 링크부로 구성된다. 보통 힌지부의 단면은 원형이거나 타원형, 직각형

태를 사용한다. Fig. 4 와 같은 직각형 힌지(right angle hinge)는 같은 크기에서 원형 힌지보다 굽힘 강성이 작기 때문에 힌지에서 손실되는 에너지가 작으며 단면이 일정한 범으로 모델링 할 수 있다. 본 연구에서는 변위 증폭이 주 목적이므로 직각단면 힌지를 사용하였다.

Fig. 4 에서 탄성힌지를 3 개의 변위와 3 개의 회전이 가능한 6 자유도의 스프링 요소라고 보면 힌지의 탄성식은 다음과 같다.

$$X^h = C^h F^h \quad (1)$$

여기서  $X=[\Delta x \ \Delta y \ \Delta z \ \Delta \alpha \ \Delta \beta \ \Delta \gamma]^T$  ,  $F=[F_x \ F_y \ F_z \ M_x \ M_y \ M_z]^T$  이다.

이때 첨자 h 는 힌지 좌표계를 나타내고  $C^h$  는 힌지의 6 자유도 컴플라이언스(compliance) 행렬이다.

범 이론으로부터 힌지 재료의 탄성계수를 E, 전단계수를 G 로 두면 다음과 같이 구해진다. 이때 Fig. 4 에서 두께 t 가 힌지의 길이 L 에 비하여 무시할 수 없으므로 힌지의 전단변형도 고려하였다.

$$C^h = \begin{bmatrix} \frac{\Delta x}{F_x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\Delta y}{F_y} & 0 & 0 & 0 & \frac{\Delta y}{M_z} \\ 0 & 0 & \frac{\Delta z}{F_z} & 0 & \frac{\Delta z}{M_y} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{\Delta \alpha}{M_x} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\Delta \beta}{F_z} & 0 & \frac{\Delta \beta}{M_y} & 0 \\ 0 & \frac{\Delta \gamma}{F_y} & 0 & 0 & 0 & \frac{\Delta \gamma}{M_z} \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} \frac{L}{Ebt} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{4L^3}{3Eb^3} + \frac{L}{Gbt} & 0 & 0 & 0 & \frac{6L^2}{Ebt^3} \\ 0 & 0 & \frac{4L^3}{3Eb^3} + \frac{L}{Gbt} & 0 & -\frac{6L^2}{Eb^3t} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{L}{Gk_2bt^3} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{6L^2}{Eb^3t} & 0 & \frac{12L}{Eb^3t} & 0 \\ 0 & \frac{6L^2}{Ebt^3} & 0 & 0 & 0 & \frac{12L}{Ebt^3} \end{bmatrix} \quad (2)$$

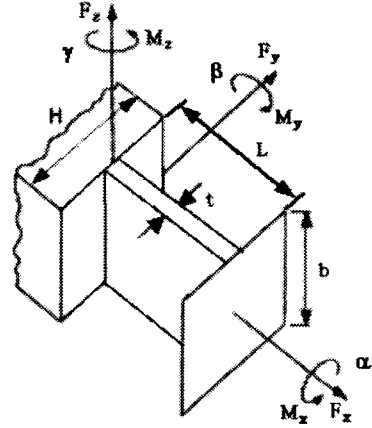


Fig. 4 Hinge coordinate of right angle hinge

식(2)에서 힌지의 강성행렬은 다음과 같이 컴플라이언스 행렬의 역행렬로 구해진다.

$$k^h = (C^h)^{-1} \quad (3)$$

전역 좌표계에서 k 번째 힌지 좌표계로의 회전 변환행렬을  $R_k$  로 두면 전역 좌표계에서의 힌지의 강성행렬은 다음과 같이 표현된다.

$$k_k = \begin{bmatrix} R_k & 0 \\ 0 & R_k \end{bmatrix} k_k^h \begin{bmatrix} R_k & 0 \\ 0 & R_k \end{bmatrix}^T \quad (4)$$

링크들에 고정된 링크좌표계의 방향을 전역 좌표계와 일치하게 잡으면 힌지의 변형에 의한 링크좌표계의 회전각  $\Theta=[\theta_x \ \theta_y \ \theta_z]^T$  은 미소하므로, 힌지 변형에 의한 i 번째 링크의 회전변환행렬은 다음과 같이 근사화 된다.

$$A^i = R(\theta_z)R(\theta_y)R(\theta_x)$$

$$\approx \begin{bmatrix} 1 & -\theta_z^i & \theta_y^i \\ \theta_z^i & 1 & -\theta_x^i \\ -\theta_y^i & \theta_x^i & 1 \end{bmatrix} = I + \tilde{\Theta}^i \quad (5)$$

Fig. 5 와 같이 i 번째 링크에서 k 번째 힌지와 연결되는 점의 링크 좌표계에서의 위치벡터를

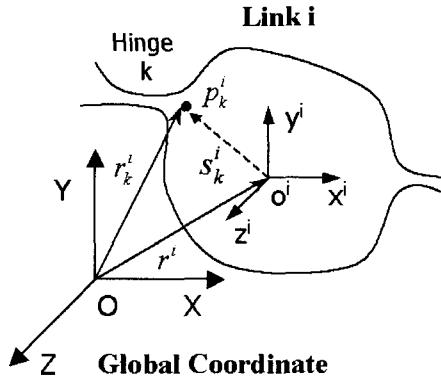


Fig. 5 Global and link coordinate

$s_k^i = [x \ y \ z]^T$  라고 정의하고 힌지의 변형에 의한  $i$  번째 링크 중심의 이동벡터를  $dr^i$  라 두면 힌지의 변형은 다음과 같이 표현된다.<sup>(4)</sup>

$$u_k = T_k^i q^i - T_k^j q^j \quad (6)$$

이때  $q^i = \begin{bmatrix} dr^i \\ \Theta^i \end{bmatrix}$ ,  $\tilde{s}_k^i = \begin{bmatrix} 0 & -z & y \\ z & 0 & -x \\ -y & x & 0 \end{bmatrix}$  이고

$T_k^i$  는  $k$  힌지가  $i$  링크에 연결되어 있으면

$$\begin{bmatrix} I & -\tilde{s}_k^i \\ 0 & I \end{bmatrix}_{6 \times 6} \text{ 이고 아니면 } \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}_{6 \times 6} \text{ 이다.}$$

식 (6)으로부터 힌지의 탄성변형에 의해 저장되는 위치에너지  $V$  는 다음과 같다.

$$V = \sum_k V_k = \sum_k \frac{1}{2} u_k^T k_k u_k \quad (7)$$

힌지의 질량을 무시하고 각 링크들의 링크좌표계의 중심을 무게중심에 두면 링크의 운동에너지는 다음과 같이 표현된다.

$$T = \sum_i \frac{1}{2} \dot{q}^{iT} M^i \dot{q}^i \quad (8)$$

이때  $M^i = \text{diag}[m^i \ m^i \ m^i \ I_x^i \ I_y^i \ I_z^i]$  이고  $m^i$  는 링크  $i$  의 질량,  $I_x^i, I_y^i, I_z^i$  는 각각 링크 좌표계  $x, y, z$  축에 대한 링크  $i$  의 관성모멘트이다.

$q^i$  를 일반좌표(generalized coordinate)로 하여 식 (7)과 (8)을 라그랑지(Lagrange)의 운동방정식에 대입하면  $N_b$  개의 링크와  $N_h$  개의 힌지로 구성된 힌지 메커니즘의 경우 다음과 같은 운동방정식을 얻을 수 있다.

$$M\ddot{x} + Kx = F \quad (9)$$

이때

$$M = \begin{bmatrix} M^1 & & 0 \\ & \ddots & \\ 0 & & M^{N_b} \end{bmatrix}_{6N_b \times 6N_b}, \quad F = \begin{bmatrix} f^1 \\ \vdots \\ f^{N_b} \end{bmatrix}_{6N_b \times 1},$$

$$K = \begin{bmatrix} K_{11} & \cdots & K_{1N_b} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ K_{N_b1} & \cdots & K_{N_bN_b} \end{bmatrix}_{6N_b \times 6N_b}, \quad x = \begin{bmatrix} q^1 \\ \vdots \\ q^{N_b} \end{bmatrix}_{6N_b \times 1},$$

$$K_{ij} = \begin{cases} \sum_{k=1}^{N_h} T_k^{iT} k_k T_k^i, & \text{for } i=j \\ -\sum_{k=1}^{N_h} T_k^{iT} k_k T_k^j, & \text{for } i \neq j \end{cases} \text{ 이다.}$$

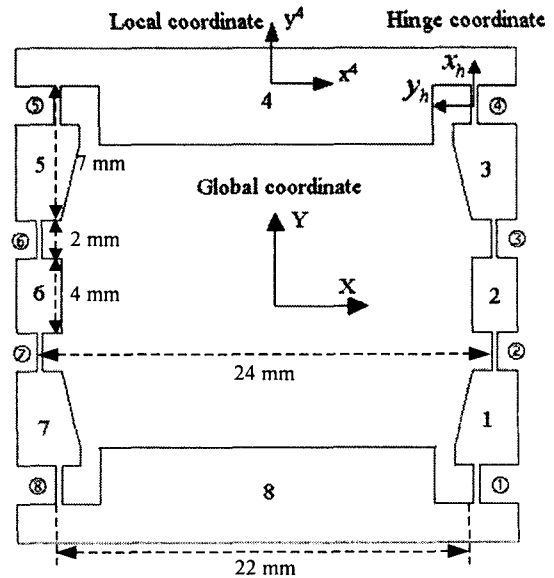


Fig. 6(a) Flexure hinge mechanism (bridge 1)

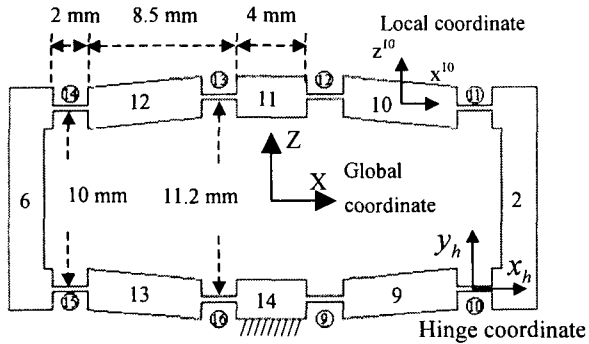


Fig. 6(b) Flexure hinge mechanism (bridge 2)

본 연구에서는 Fig. 6 과 같이 14 개의 링크와 16 개의 힌지를 정의하였다. Fig. 6 에서 원내의 숫자는 힌지를 나타내고 링크 안의 숫자는 링크의 순서를 나타내는 인수이다. 브릿지 1 과 2 에서 힌지의 치수는 모두 동일하도록 하였다. 링크는 열변형 등의 영향을 적게 하기 위하여 대칭구조로 설계하여 정밀구동에 유리하도록 하였다.

Table 1 Parameters of double amplified piezoactuator

	Piezo-stack ( Tokin, AE0505D16 )	
Elastic Modulus	44 GPa	
Poisson ratio	0.3	
Piezoelectric constant	0.116 μm/V	
Mass	4.7 g	
Size	5 × 5 × 20 mm <sup>3</sup>	
	Bridge 1 (Al 7075-T6)	Bridge 2 (Al 7075-T6)
Elastic Modulus	72 GPa	72 GPa
Shear Modulus	27 GPa	27 GPa
Density	2750 kg/m <sup>3</sup>	2750 kg/m <sup>3</sup>
Yield strength	500 MPa	500 MPa
Hinge thickness	0.3 mm	0.3 mm
Hinge length	2 mm	2 mm
Bridge thickness	8 mm	5 mm
Bridge height	1 mm	0.6 mm

Table 1 은 Fig. 6 에서 사용된 압전소자와 힌지의 설계상수를 정리한 것이다.

### 3. 해석 및 실험

#### 3.1 구동범위

적층형 압전소자에 전압 V 가 걸릴 때 구동력 F 와 변위 Δ<sub>0</sub> 의 관계는 압전재료의 히스테리시스 특성에 의하여 비선형적이지만 그 차이를 무시하고 선형적으로 가정하면 다음과 같다.

$$\Delta_0 = -C_V V \tag{10}$$

$$F = \sigma A = \frac{E_p A_p}{L_p} \Delta_0 = \frac{E_p A_p}{L_p} C_V V \tag{11}$$

본 연구에서는 압전소자를 탄성계수가 E<sub>p</sub> 인 물체가 Fig. 6 의 4 번과 8 번 링크 사이에 존재한다고 가정하고 모델링하고 식 (11)의 압전소자의 구동력이 4 번 링크에 Y 방향, 8 번 링크에 -Y 방향으로 각각 작용한다고 가정하여 11 번 링크의 Z 방향 변위를 구하였다.

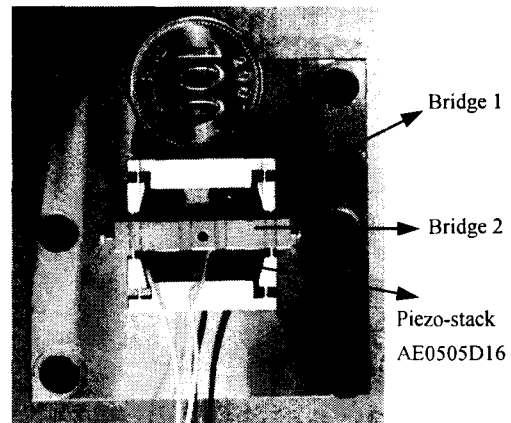


Fig. 7 Picture of double amplified piezoactuator

Fig. 7 은 제작된 이중증폭 구동기의 사진이다. 구동기의 전체 크기는 24×24×8 mm<sup>3</sup> 정도이며 브릿지 1 과 2 의 재질은 알루미늄 합금 AL7075-T6 를 사용하였다. 브릿지 메커니즘은 와이어 방전가공(W-EDM, wire electro-discharge-machining)법을 써서 가공하였다. 힌지의 두께는 작을수록 변위 증폭에 유리하지만 가공상의 한계로 인해 0.3

mm 로 두었다.

구동기에 사용된 압전소자는 Tokin 사의 AE0505D16 이다. Fig. 7 에서 링크 4 번과 링크 8 번 사이에 2 개의 압전소자를 Y 방향으로 에폭시 (epoxy) 로 고정하였다.

압전소자에 100V 이상의 고전압을 걸어주기 위하여 Eliezer 사의 고전압 Piezo 앰프 HA400 을 사용하였다. 출력단인 11 번 링크의 변위량을 측정하기 위하여 14 번 링크를 지면에 고정시키고 11 번 링크의 Z 방향 변위량을 Keyence 사의 레이저 변위측정기(Laser Displacement Meter) LC-2400A 를 사용하여 측정하였다.

Fig. 8 은 실험을 통해 얻은 이중증폭 구동기의 변위와 모델링 결과를 비교한 그래프이다.

실제 실험에서는 압전소자의 이력현상 (hysteresis) 에 의하여 두 가지의 곡선을 볼 수 있으며 모델링 결과와 비교하면 약 10% 정도의 오차를 보이고 있다. 이것은 브릿지 가공상의 오차, 압전소자 자체의 오차, 압전소자와 브릿지의 장착 부위에서의 오차 등으로 인한 결과로 보인다.

특히 큰 전압이 가해졌을 때 오차가 커지는 이유는 모델링에서는 두 브릿지의 기구학적 위치가 항상 일정하다고 가정하지만 실제로 압전소자의 변형에 따라 브릿지의 형상도 변화하여 시스템의 강성행렬이 변화하기 때문이다.

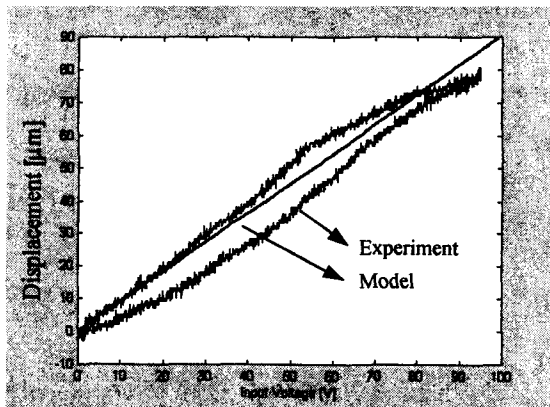


Fig. 8 Displacement of double amplified piezoactuator

단순히 브릿지 메커니즘의 기구학적 구조로 계산되는 변위 증폭비는 브릿지 1 에서 7 배, 브릿지 2 에서 14 배로 약 100 배가 되어야 한다. 그러나 Fig. 8 의 결과를 보면 실제 실험결과와 행렬모

델의 결과는 탄성힌지의 증방향 변형등에 의하여 약 10 배 정도밖에 되지 않는다. 그러므로 브릿지형 탄성힌지 메커니즘을 설계할 때에는 단순한 기구학적 증폭비가 아닌 힌지부의 탄성변형을 고려한 행렬모델을 써야 증폭비 예측의 오차를 크게 줄일 수 있음을 알 수 있다.

### 3.2 주파수 응답

식 (9)에서 질량행렬 M 과 강성행렬 K 가 결정되면 고유치 해석법을 이용하여 구동기의 공진주파수를 이론적으로 구할 수 있다.

Fig. 9 는 HP 사의 Dynamic Analyzer HP35670A 을 사용하여 실험적으로 구한 이중증폭 구동기의 주파수 응답특성을 나타낸 그래프이다.

Fig. 9 에서 수 kHz 이상의 영역에서는 응답이 너무 작기 때문에 위상그래프가 부정확한 결과를 나타내고 있다.

Fig. 9 에서 첫 공진주파수는 약 195 Hz 정도이며 이것은 고유치 해석을 통해 구한 이론적인 공진주파수 199 kHz 와 거의 근접한 결과를 나타내고 있다.

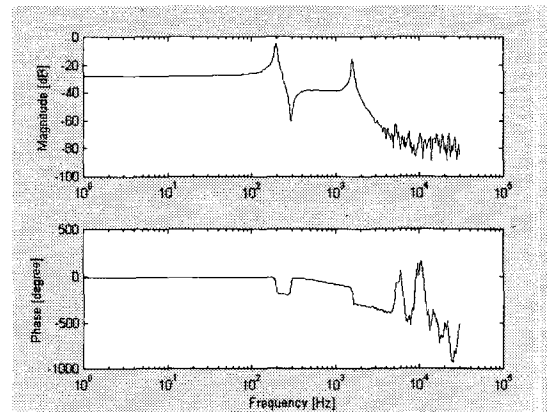


Fig. 9 Bode plot of double amplified piezoactuator

## 4. 최적화

위 실험결과로부터 행렬 모델의 정확도가 실제 실험결과에 비해 10%이내임을 검증하였다. 그러므로 본 연구에서는 행렬 모델을 이용하여 다음과 같이 구동기를 최적화하여 제시된 압전구동기의 최대 성능을 알아보았다.

구동기의 특성을 나타내는 지표로 보통 구동

영역(moving range), 정밀도(accuracy), 항장력(block force), 공진주파수(resonance frequency), 선형성(linearity) 등이 있다. 압전 구동기의 경우 백래쉬나 마찰에 의한 영향이 거의 없고 연속적인 구동이 가능하기 때문에 정밀도는 사용된 센서의 분해능과 전자회로의 잡음(noise)에 따라 결정된다. 또 힌지 메커니즘의 선형성은 압전소자 자체의 이력 특성에 의한 비선형성에 비하면 매우 작으므로 그 영향을 무시할 수 있다. 그러므로 본 연구에서는 구동기의 특성을 구동영역, 항장력, 공진주파수의 관점에서 최적화를 수행하였다.

#### 4.1 설계 변수

힌지 메커니즘의 특성을 결정짓는 요소로는 힌지의 형상과 재료의 특성이 있다. 변위 증폭 힌지 메커니즘의 재료로는 강철, 알루미늄, 티타늄 등이 쓰이는데, 본 연구에서는 탄성계수가 작고 항복응력이 커서 구동 범위를 최대화 하는데 유리한 알루미늄 합금 AL7075-T6 을 사용하였다.

힌지의 형상을 결정하는 구조적 설계변수들을 Fig. 10 에 나타내었다.

Fig. 10 에서  $t_{h1}$ ,  $t_{h2}$  는 힌지부분의 두께,  $L_{h1}$ ,  $L_{h2}$  는 힌지부분의 길이,  $B_1$ ,  $B_2$  는 각각 브릿지 1, 2 의 두께,  $h_{br1}$ ,  $h_{br2}$  는 브릿지의 높이를 의미한다.

#### 4.2 목적 함수

본 연구에서 개발한 브릿지형 힌지 메커니즘의 용도는 적층형 압전소자의 변위증폭에 있다.

그러므로 본 연구에서는 최적화의 목적함수로 다음과 같이 최대 구동변위로 두었다.

$$f(X) = -Z_{\max} \quad (12)$$

where  $X = [t_{h1}, t_{h2}, L_{h1}, L_{h2}, h_{br1}, h_{br2}, b_1, b_2]$

#### 4.3 제한조건

최적화의 제한조건으로는 힌지 메커니즘의 크기에 관계된 제한, WEDM 가공상의 한계에 의한 제한, 소성변형을 막기위한 제한으로 크게 나누어진다.

힌지 메커니즘의 크기는 기본적으로 사용된 압전소자의 크기에 관련되는데, 본 연구에서는 사용된 압전소자를 고려하여 다음과 같이 전체 구동기의 크기를  $26 \times 26 \times 15 \text{mm}^3$  정도로 제한하였다.

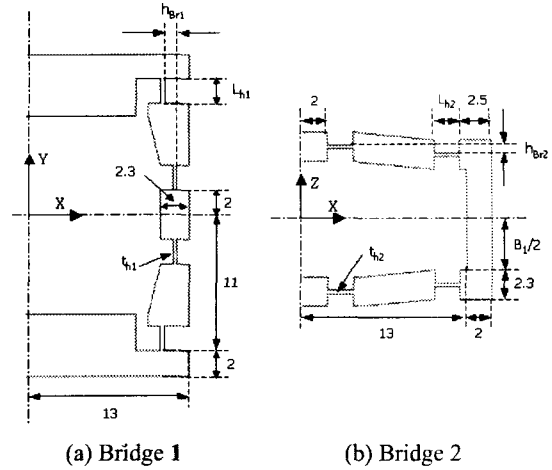


Fig. 10 Design variables of hinge mechanism

$$b_1 + 4 + 2 * (t_{h2} + h_{br2}) < 15 \text{mm} \quad (13)$$

일반적으로 변위증폭을 크게 하기 위해서는 힌지부분의 두께가 얇아서 강성이 작을수록 유리하다. 그러나 WEDM 가공법에서는 너무 얇게 가공을 하면 힌지가 녹아버리기 때문에 최소두께가 약 0.3mm 이상 되어야 한다.

$$t_{h1}, t_{h2} \geq 0.3 \text{ mm} \quad (14)$$

탄성변형을 이용하는 힌지 메커니즘의 경우 힌지의 굽힘변형이 재료의 탄성한계 이상을 넘으면 소성변형이 일어나고 수명이 단축되는 문제가 생기므로 이를 고려하여 최대 굽힘각, 또는 최대 응력을 제한하여야 한다. 특히 브릿지형 구조의 경우 힌지에 큰 종방향(Fig.4 에서 x 방향) 힘이 걸릴 수 있으므로 다음과 같이 최대굽힘각과 최대응력을 제한하였다.

$$S_f(K_{Stress} \frac{E_h t_h}{2L_h} \theta_{\max}) \leq \sigma_{Yield} \quad (15)$$

$$S_f(K_{Stress} \frac{F_{axial}}{b t_h}) \leq \sigma_{Yield} \quad (16)$$

#### 4.4 최적화 결과

Table 2 는 최적화에 사용된 파라미터와 결과를 정리한 표이다. 최적화에 사용된 방법은 BFGS

(Broyden, Fletcher, Goldfarb, and Shanno)법으로 Hessian 을 업데이트하는 SQP(Sequential Quadratic Programming)법을 사용하였다. 이 방법은 전역변수영역에서 최적화를 보장하지 못하므로 본 연구에서는 다음과 같이 여러 초기위치에서 최적화를 수행하였다.

Table 2 Optimization parameters and results

	Initial Value [mm]	Lower Limit [mm]	Upper Limit [mm]	Result [mm]
$t_{h1}$	0.3	0.3	1.0	0.46
$t_{h2}$	0.3	0.3	1.0	0.30
$b_1$	8	6	15	9.40
$b_2$	5	4	26	4.00
$L_{h1}$	1	0.5	2.0	0.50
$L_{h2}$	1	0.5	2.0	1.66
$h_{br1}$	1	0.2	4.0	1.57
$h_{br2}$	0.6	0.2	4.0	0.50
Performance				
Moving Range			290 $\mu$ m	
Block Force			8.1 N	
Frequency			200 Hz	
Efficiency			26 %	

Table 2 를 보면 최대 구동범위가 약 0.3mm 정도로 약 30 배의 변위증폭비를 얻을 수 있음을 알 수 있다. 이 최대증폭비는 가공 가능한 최소 힌지 두께에 의해 크게 변화하는데 만약 힌지의 최소두께를 0.2 mm, 0.1mm 로 두고 최적화를 하면 각각 0.5 mm, 1.1mm 정도의 구동범위를 얻을 수 있다. 목적함수를 효율로 두고 최적화를 수행해 본 결과 제안된 힌지 메커니즘의 구조로는 티타늄 재료를 썼을 때 약 50% 효율, 0.07mm 구동범위, 60N 항장력, 420 Hz 의 공진주파수를 얻을 수 있었다.

이러한 최적화 결과로부터 본 연구에서 제안한 브릿지형 힌지 메커니즘의 성능과 구동기의 특성을 어느 정도 예상할 수 있으며 사용용도에 따라 약간의 설계변화를 통해 적합한 특성을 갖는 구동기를 제작할 수 있다.

### 5. 결론

본 연구에서는 적층형 압전소자의 변위증폭을 위한 힌지 메커니즘을 개발하였다. 개발된 힌지 메커니즘은 종래의 2 차원 힌지 메커니즘에 비하여 3 차원적으로 구성되어 증폭비에 비하여 작은 크기를 가지는 장점을 가지며 설치가 간단한 구조를 가진 특징이 있다. 3 차원 브릿지 타입의 구조적 특성을 분석하기 위하여 힌지의 6 자유도 탄성을 고려한 행렬 모델을 수립하였으며 실험결과와 약 10%이내의 오차를 보임을 검증하였다. 수립된 행렬모델을 이용하여 구조 최적화 결과 본 연구의 브릿지형 힌지구조로는 26×26×15mm<sup>3</sup> 의 크기에 최대 30 배의 변위증폭성능이 예상된다. 개발된 구동장치는 구조적 특성상 정밀 거울회전장치(mirror tilter) 또는 반도체 리소그래피용 스테이지(stage)에 사용될 수 있다.

### 후 기

본 연구는 한국과학재단 목적기초연구의 특징기초연구 지원사업의 일환으로 수행되었습니다.

### 참고문헌

1. J. M. Paros and L. Weisbord, "How to design flexure hinges," Machine Design, Vol. 27, pp. 151-156, 1965.
2. E. Furukawa and M. Mizuno, "Displacement Amplification and Reduction by Means of Linkage," Int. J. Japan Soc. of Prec. Eng. Vol. 24, No. 4, pp. 285-290, 1990.
3. W. Xu and T. King, "Flexure hinges for piezoactuator displacement amplifiers: flexibility, accuracy, and stress considerations," Precision Engineering," Vol. 19, No. 1, pp. 4-10, 1996.
4. J. W. Ryu, "6-Axis Ultraprecision Positioning Mechanism Design and Positioning Control," Ph. D. thesis, KAIST, 1997.
5. 김상채, 김수현, 박윤근, "탄성힌지를 이용한 레버구조의 모형화," 한국정밀공학회 춘계학술대회 논문집, pp. 244-248, 1999.