

십자형 플렉서 힌지를 갖는 압전소자 구동형 회전 스테이지의 해석

최기봉#, 이재종*, 김민영**, 고국원***

Analysis of a Rotation Stage with Cartwheel-type Flexure Hinges Driven by a Stack-type Piezoelectric Element

Kee-Bong Choi#, Jae Jong Lee*, Min Young Kim** and Kuk Won Ko***

ABSTRACT

A flexure hinge-based compliant stage driven by stack-type piezoelectric elements has high precision motion but small operational range due to the characteristics of the piezoelectric element. Since the common flexure hinges can be broken by excessive deflection when the displacement is amplified by a high amplification ratio, a flexure hinge mechanism for large deflection is required. A cartwheel-type flexure hinge has an advantage of larger deflection compared with the common flexure hinges. This study presents a rotation stage with cartwheel-type flexure hinges driven by a stack-type piezoelectric element. The characteristics and the performance of the rotation stage are described by the terms of principal resonance frequency, amplification ratio of rotational displacement, maximum rotational displacement and block moment, in which the terms are analyzed by geometric parameters of the rotation stage. The analyzed results will be used as the guideline of the design of the rotation stage.

Key Words: Rotation stage (회전 스테이지), Cartwheel-type flexure hinge (십자형 플렉서 힌지), Compliant mechanism (컴플라이언트 메커니즘), Piezoelectric element(압전소자)

1. 서론

스택형 압전소자는 빠른 응답속도와 나노급 위치결정 및 큰 구동력으로 인하여 초정밀 위치결정용 스테이지의 구동원으로 이용되고 있다.^{1,2,3} 스택형 압전소자로 구동되는 스테이지는 기존의 베어링에 의한 관절보다는 플렉서를 이용한 힌지에 의

해 이동물체의 운동을 안내하고 지지하며 힘을 전달한다. 따라서 대부분의 압전소자 구동형 초정밀 스테이지는 플렉서에 의한 컴플라이언트 메커니즘으로 구성되어 있기 때문에, 컴플라이언트 메커니즘의 구조와 플렉서의 형태가 스테이지의 성능을 좌우한다.

압전소자 구동형 평면운동용 스테이지는 주로

접수일: 2007년 6월 27일; 게재승인일: 2007년 10월 5일

교신저자: 한국기계연구원 나노기계연구본부

E-mail: kbchoi@kimm.re.kr Tel. (042) 868-7132

* 한국기계연구원 나노기계연구본부

** ㈜고영테크놀러지

*** 선문대학교 제어계측공학과

SPM의 스캐너로 이용되거나 리소그래피용 정렬 스테이지로 이용된다. 이중 정렬 스테이지는 초정밀 정렬을 위해서 2축 선형운동뿐만 아니라 회전운동도 필요하다. 따라서 평면 3자유도를 갖는 병렬형 스테이지⁴가 초정밀 정렬에 이용되기도 하나, 이 경우 최대 회전변위가 스테이지의 위치에 따라 달라지는 단점이 있다. 이에 반해 2축 선형 스테이지 위에 독립적으로 구동되는 회전 스테이지⁵를 부착해서 사용하면 전 구동영역 내에서 동일한 회전변위를 얻을 수 있다.

컴플라이언트 메커니즘의 관절에 이용되는 힌지는 노치형 플렉서 및 판형 플렉서 등의 단순 플렉서가 이용되고 있다. 힌지의 회전변위를 크게 하기 위해서는 노치형 플렉서의 경우 노치 구멍의 반경을 크게 하고, 노치 폭을 가늘게 해야 한다. 또한 판형 플렉서의 경우 폭을 가늘게 하고 길이를 길게 해야 한다. 그러나 폭이 가늘 경우 회전변위가 크게 되면 플렉서에서 발생하는 응력이 크게 되어 파손의 위험이 있다. 큰 회전변위를 위해서는 단순 플렉서의 조합으로 구성된 힌지를 사용해야 하며, 십자형 플렉서 힌지(Cartwheel flexure hinge)⁶가 가장 적합하다.

본 연구에서는 십자형 플렉서 힌지를 이용한 압전소자 구동형 회전 스테이지를 제시하고, 회전 스테이지의 기하학적 변수에 대한 스테이지의 특성 및 성능을 해석하고자 한다. 여기서 회전 스테이지의 특성 및 성능은 1차 공진주파수, 회전변위 증폭율, 회전 플레이트의 최대회전변위 및 항모멘트(Block moment)의 향으로 기술되며, 플렉서의 기하학적 변수의 변화에 따른 이들의 변화가 수식을 통해 해석된다. 회전 스테이지의 기하학적 변수들에 대한 해석결과는 회전 스테이지의 설계를 위한 지침으로 제시될 것이다.

2. 회전 스테이지의 구조

Fig. 1은 회전 스테이지의 구조를 나타낸다. 회전 스테이지는 압전소자, 변위증폭 레버(Displacement amplification lever), 중간 플레이트(Medium plate), 회전 플레이트(Rotational plate) 및 플렉서(Flexure)로 구성된다. 변위증폭 레버, 중간 플레이트 및 회전 플레이트는 강체로 가정할 수 있으며, 각각을 강체 1, 강체 2 및 강체 3으로 정의하자. 압전소자의 발생력은 압전소자와 변위증폭 레버

사이에 구형 볼을 이용하여 점 접촉을 통해 힘이 전달되도록 한다. 회전운동을 위한 회전관절은 판형 플렉서 및 십자형 플렉서 힌지가 사용된다. 판형 플렉서는 변위가 작은 변위증폭 레버의 원점에 사용하며, 십자형 플렉서 힌지는 변위가 큰 중간 플레이트와 회전플레이트의 회전관절에 사용한다.

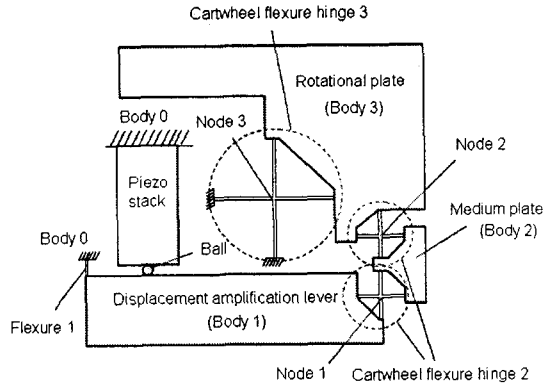


Fig. 1 Structure of ultra-precision rotation stage

회전 스테이지의 동작원리는 Fig. 2와 같다. 압전소자에 전압을 인가해 힘을 발생시키면 발생된 힘이 변위증폭 레버를 거쳐 중간 플레이트를 통해 회전 플레이트를 당긴다. 이때 회전 플레이트는 십자형 플렉서의 중심에 대해 회전운동을 한다.

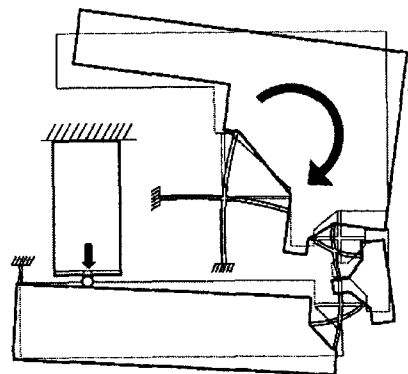


Fig. 2 Operation of ultra-precision rotation stage

3. 운동방정식

플렉서로 연결된 컴플라이언트 메커니즘에서

강체의 운동은 다음과 같이 기술된다.

$$M\ddot{q} + Kq = F \quad (1)$$

여기서 플렉서는 질량이 없는 순수한 스프링으로 가정할 때, M 은 질량 행렬, K 는 강성행렬이고, F 는 강체에 작용하는 힘벡터이며, q 는 변위벡터이다. 강성행렬 K 는 플렉서의 강성과 강체와 플렉서 사이의 변위관계로부터 기구학을 이용하여 구할 수 있다.⁷ 힘벡터 및 변위벡터는 각 강체의 기준점에서의 좌표 및 힌지 노드의 좌표로 표현된다. Fig. 1 의 십자형 플렉서 힌지의 경우, 힌지의 교차점을 질량이 없는 노드라 가정할 때 식 (1)은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{bmatrix} M_b & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q}_b \\ \ddot{q}_n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{bb} & K_{bn} \\ K_{nb} & K_{nn} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_b \\ q_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_b \\ 0 \end{bmatrix} \quad (2)$$

여기서 아래첨자 b 와 n 은 각각 강체와 노드를 의미한다.

식 (2)로부터 플렉서 노드의 변위벡터를 다음과 같이 구한다.

$$q_n = -K_{nn}^{-1} K_{nb} q_b \quad (3)$$

식 (3)을 식 (2)에 대입하면 다음과 같은 운동방정식을 구할 수 있다.

$$M_b \ddot{q}_b + (K_{bb} - K_{bn} K_{nn}^{-1} K_{nb}) q_b = F_b \quad (4)$$

4. 해석

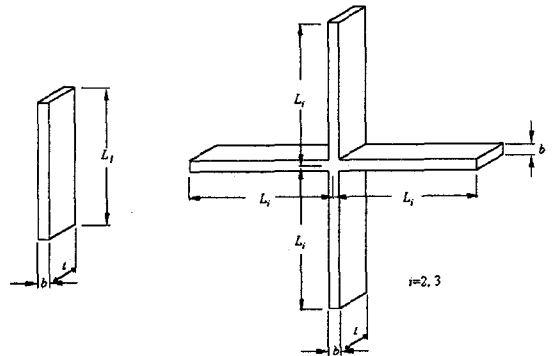
제시된 회전 스테이지는 메커니즘의 1 차 공진 주파수, 회전변위중폭을, 회전 플레이트의 최대회전변위 및 항모멘트(Block moment)의 향으로 특성 및 성능을 기술할 수 있다. 본 연구에서는 회전 스테이지의 재질과 강체의 형상 및 치수를 고정한 채 플렉서의 폭과 길이에 따른 이들 특성 및 성능 값의 변화를 조사한다.

본 연구에 이용된 각각의 플렉서는 폭이 좁은 판형 사각보로서 길이를 L , 폭을 b 두께를 t 라고 가정하자. 또한 플렉서의 면외방향의 거동은 무시하고, 평면상의 거동만을 고려하여 컴플라이언트 메커니즘의 운동을 기술한다. 이 때 x, y, θ 축에 대한 평면상에서 플렉서의 강성행렬 K^o 는 다음과 같다.

$$K^o = \begin{bmatrix} \frac{L}{Eb^3t} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{4L^3}{Eb^3t} & \frac{6L^2}{Eb^3t} \\ 0 & \frac{6L^2}{Eb^3t} & \frac{12L}{Eb^3t} \end{bmatrix}^{-1} \quad (5)$$

여기서 E 는 재료의 탄성계수이다.

회전 스테이지의 제시된 특성 및 성능을 해석하기 위해, 강체 1 과 고정단 사이의 판형 플렉서를 플렉서 1, 강체 2 에 연결된 십자형 플렉서의 스포크(Spoke)를 플렉서 2, 강체 3 과 고정단 사이를 연결하는 십자형 플렉서의 스포크를 플렉서 3 이라 하자. Fig. 3 에서 처럼 플렉서 1, 2, 3 의 길이를 각각 L_1, L_2, L_3 라 하고 폭은 b 로서 모두 동일하게 놓는다. 또한 두께는 t 는 강체의 두께와 동일하다고 가정한다.



(a) Flexure 1 (b) Cartwheel flexure hinge 2 and 3

Fig. 3 Dimensions of flexure hinges

다음 두 경우에 대해 플렉서의 기하학적 변수를 변화시켜가며 각각의 특성 및 성능의 변화를 그래프로 나타낸다.

(Case I)

$$0.3 \text{ mm} \leq b \leq 1 \text{ mm}$$

$$1 \text{ mm} \leq L_1 \leq 5 \text{ mm}$$

$$\text{for } t=10 \text{ mm}, L_2=4 \text{ mm}, \text{ and } L_3=10 \text{ mm}$$

(Case II)

$$2 \text{ mm} \leq L_2 \leq 10 \text{ mm}$$

$$5 \text{ mm} \leq L_3 \leq 15 \text{ mm}$$

$$\text{for } t=10 \text{ mm}, b=0.4 \text{ mm}, \text{ and } L_1=3 \text{ mm}$$

4.1 1 차 공진주파수

식 (4)의 특성방정식은 다음과 같다.

$$|\lambda \mathbf{I} - \mathbf{M}_b^{-1}(\mathbf{K}_{bb} - \mathbf{K}_{bn} \mathbf{K}_{nn}^{-1} \mathbf{K}_{nb})| = 0 \quad (6)$$

여기서 λ 는 특성근이며, \mathbf{I} 는 단위행렬이다. 식 (6) 으로부터 컴플라이언트 메커니즘의 공진주파수를 다음과 같이 구한다.

$$f_i = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\lambda_i} \quad (7)$$

여기서 f_i 및 λ_i 는 i -번째 공진주파수 및 i -번째 특성근이다.

할 수 있다. 이 들 9 개의 공진주파수 중 가장 작은 주파수가 1 차 공진주파수로서, 강체 3 이 십자형 플렉서 힌지의 중심에 대해서 회전할 때 발생하는 모드이다.

공진주파수는 메커니즘의 동적성능을 결정하는 것으로 클수록 빠른 응답을 얻을 수 있다. 또한 공진주파수는 강성의 함수이므로 강체의 형상 및 크기가 일정할 경우 강성이 클수록 큰 공진주파수를 얻을 수 있다.

Fig. 4 는 1 차 공진주파수를 식 (6) 및 (7) 을 이용하여 해석한 결과이다. Fig. 4 (a) 및 Fig. 4 (b) 는 Case I 및 Case II 에 대한 해석 결과이다. 길이 L_1 이 감소할수록 공진주파수는 증가하나 증가폭은 매우 작다. 폭 b 가 증가할수록 공진주파수는 선형적으로 증가한다. 길이 L_2 및 길이 L_3 가 감소할수록 공진주파수는 증가한다. 길이 L_2 및 L_3 가 작을수록 증가폭은 매우 커진다. 따라서 빠른 응답을 기대하기 위해서는 폭 b 가 커야 하며, 길이 L_2 및 L_3 는 작아야 한다.

4.2 회전변위증폭율

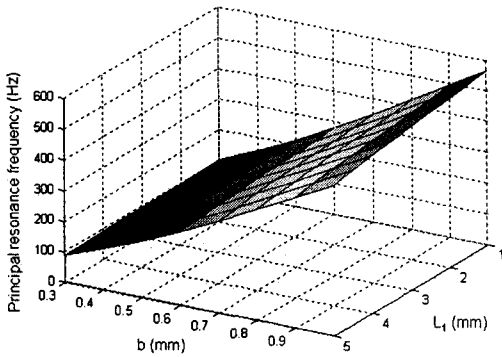
힘과 변위의 정역학 관계는 식 (4)에서 가속도 벡터를 $\mathbf{0}$ 으로 하여 구한다. 따라서 강체에서 발생하는 변위벡터는 다음과 같다.

$$\mathbf{q}_b = (\mathbf{K}_{bb} - \mathbf{K}_{bn} \mathbf{K}_{nn}^{-1} \mathbf{K}_{nb})^{-1} \mathbf{F}_b \quad (8)$$

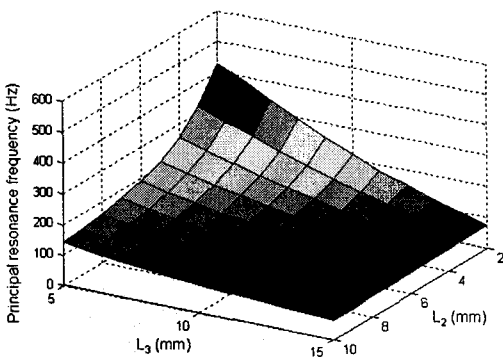
식 (8)에서 힘벡터는 입력으로 작용하며 변위벡터는 출력이다.

회전변위증폭율은 강체 3 의 회전변위와 강체 1 의 회전변위의 비이다. 따라서 식 (8)에서 강체 1 에 적당한 힘을 인가하여 출력 변위벡터를 구한 후, 출력 변위벡터의 성분 중 강체 3 과 강체 1 의 회전변위를 얻는다. 회전변위증폭율이 클수록 작은 변위입력에 대하여 출력변위를 얻을 수 있다.

Fig. 5 는 식 (8)을 이용하여 회전변위증폭율을 해석한 결과이다. 길이 L_1 이 증가할수록, 폭 b 가 감소할수록 회전변위증폭율은 증가하나 증가량은 매우 작다. 또한 길이 L_2 및 길이 L_3 가 감소할수록 증폭비는 증가한다. 따라서 회전변위증폭율은 길이 L_1 및 폭 b 의 영향은 매우 작은 반면, 길이 L_2 및 L_3 의 영향은 지배적이다. 큰 회전변위증폭율을 얻기 위해서는 가능한 한 길이 L_2 및 길이 L_3 가 작아야 한다.



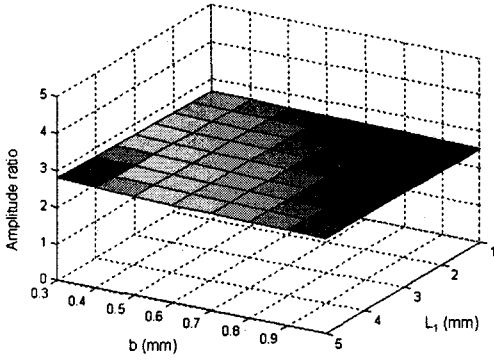
(a) Influence on b and L_1



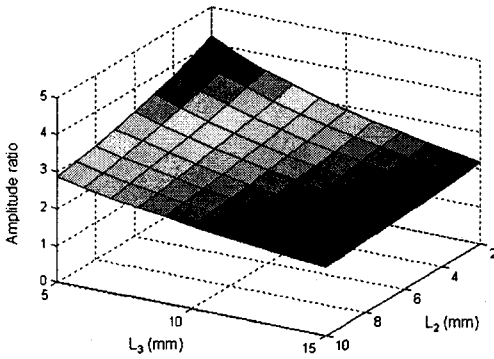
(b) Influence on L_2 and L_3

Fig. 4 Principal resonance frequency

Fig. 1 에서 강체는 3 개이며, 평면운동만을 고려할 때 강체 1 개당 3 개의 공진주파수가 존재하므로, 식 (6) 및 (7)로부터 총 9 개의 공진주파수를 구



(a) Influence on b and L_1



(b) Influence on L_2 and L_3

Fig. 5 Amplitude ratio

4.3 최대회전변위

회전 메커니즘을 구동하는 압전소자에서 발생하는 힘은 다음과 같이 모델링된다.

$$\mathbf{F}_{PZT} = \mathbf{K}_V \mathbf{V} - \mathbf{K}_{PZT} \mathbf{q}_{PZT} \quad (9)$$

여기서 \mathbf{K}_V 및 \mathbf{K}_{PZT} 는 압전소자의 전압상수 및 압전소자의 스프링 상수이다. 또한 \mathbf{F}_{PZT} 는 압전소자에서 발생한 힘, \mathbf{V} 는 압전소자에 인가한 전압, 그리고 \mathbf{q}_{PZT} 는 압전소자의 변위량이다. 식 (9)의 압전소자의 발생력을 식 (8)에 대입하기 위해서는 강체 1의 기준점에서 작용하는 힘벡터로 변환시켜야 한다. 강체 1의 기준점과 압전소자 발생력 사이의 거리를 \mathbf{r} 이라고 할 때 강체 1의 기준점에 작용하는 힘벡터 \mathbf{F}_i 은 다음과 같다.

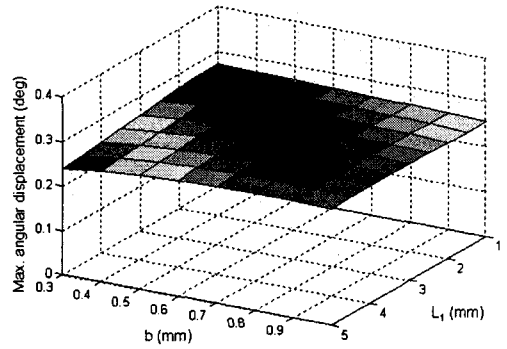
$$\mathbf{F}_i = [\mathbf{F}_{PZT} \mid \mathbf{r} \times \mathbf{F}_{PZT}]^T \quad (10)$$

따라서 \mathbf{F}_b 는 다음과 같다.

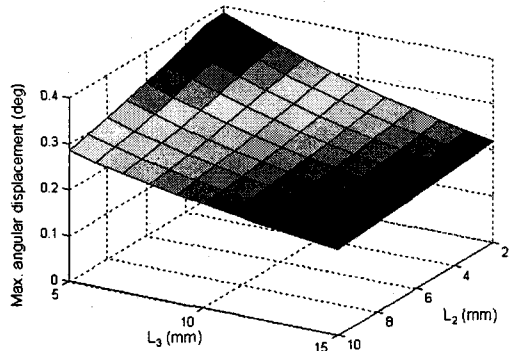
$$\mathbf{F}_b = [\mathbf{F}_i \quad \mathbf{0} \quad \mathbf{0}]^T \quad (11)$$

식 (9)에서 $\mathbf{K}_V=33.3 \text{ N/V}$, $\mathbf{K}_{PZT}=250 \times 10^6 \text{ N/m}$ 라 놓고, 압전소자에 150 V 의 전압을 인가했다. 압전소자의 구동력에 의해 발생하는 강체 3의 최대회전변위는 식 (8)을 이용해서 Fig. 6 과 같이 해석했다.

길이 L_1 이 감소할수록 최대 회전변위는 증가했으나 증가폭은 매우 작다. 또한 폭 b 의 경우 길이 L_1 이 작을 때는 b 가 증가할수록 증가하나, L_1 이 클 때는 b 가 증가할수록 감소했다. 두 경우 증가폭 또는 감소폭은 매우 작다. 길이 L_2 및 길이 L_3 가 감소할수록 최대회전변위는 증가한다. 따라서 회전 플레이트의 최대 회전변위는 길이 L_2 및 길이 L_3 의 영향이 크며, 큰 회전변위를 얻기 위해서는 가능한 한 길이 L_2 및 길이 L_3 가 작아야 한다.



(a) Influence on b and L_1



(b) Influence on L_2 and L_3

Fig. 6 Maximum angular displacement of rotational plate

4.4 항모멘트

항모멘트는 압전소자에 의한 발생력이 최대일 때 출력 물체인 강체 3의 회전변위를 0으로 만들기 위해 강체 3에 입력해야 하는 모멘트로 정의할 수 있다.

식 (8)의 강성행렬을 다음과 같이 정의하자.

$$\mathbf{K}_{bb} - \mathbf{K}_{bn} \mathbf{K}_{nn}^{-1} \mathbf{K}_{nb} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{ii} & \mathbf{K}_{im} & \mathbf{K}_{io} \\ \mathbf{K}_{mi} & \mathbf{K}_{mm} & \mathbf{K}_{mo} \\ \mathbf{K}_{oi} & \mathbf{K}_{om} & \mathbf{K}_{oo} \end{bmatrix} \quad (12)$$

여기서 아래첨자 i, m, o 는 각각 입력(input), 중간(medium), 출력(output)을 의미한다. 강체 1에는 압전소자에 의한 힘을 인가하고, 강체 2에는 힘이 작용하지 않으며, 강체 3에는 항모멘트 및 반력이 작용된다고 가정할 때 힘과 변위의 관계식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{F}_i \\ \mathbf{0} \\ \mathbf{F}_B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{ii} & \mathbf{K}_{im} & \mathbf{K}_{io} \\ \mathbf{K}_{mi} & \mathbf{K}_{mm} & \mathbf{K}_{mo} \\ \mathbf{K}_{oi} & \mathbf{K}_{om} & \mathbf{K}_{oo} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{q}_i \\ \mathbf{q}_m \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad (13)$$

식 (13)으로부터 힘벡터 \mathbf{F}_B 는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\mathbf{F}_B = (\mathbf{K}_{oi} - \mathbf{K}_{om} \mathbf{K}_{mm}^{-1} \mathbf{K}_{mi}) (\mathbf{K}_{ii} - \mathbf{K}_{im} \mathbf{K}_{mm}^{-1} \mathbf{K}_{mi})^{-1} \mathbf{F}_i \quad (14)$$

식 (14)에서 힘벡터의 성분은 다음과 같다.

$$\mathbf{F}_B = [F_{Bx} \quad F_{By} \quad M_B]^T \quad (15)$$

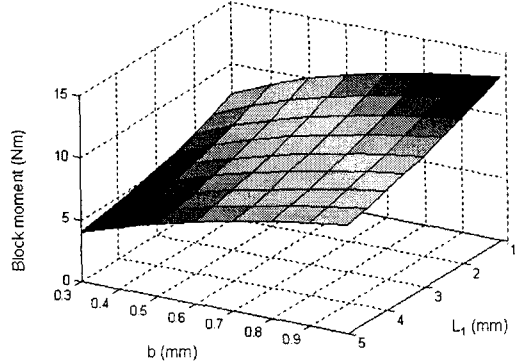
여기서 M_B 는 강체 3의 기준점에서 정의된 항모멘트이다. 따라서 이것을 강체 3의 회전중심의 모멘트로 변환할 필요가 있다. 강체 3의 회전중심은 노드 3의 위치이며, 이 곳에서의 항 모멘트 M_{Bc} 는 다음과 같다.

$$M_{Bc} = M_B + l_{cx} F_{By} - l_{cy} F_{Bx} \quad (16)$$

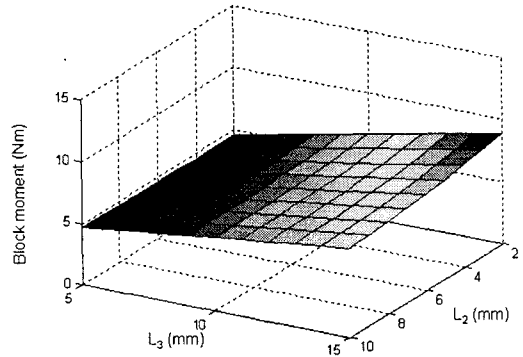
여기서 l_{cx}, l_{cy} 는 회전중심에서부터 강체 3의 기준점까지 x, y 방향의 거리이다.

항모멘트는 회전플레이트의 회전방향으로 견딜 수 있는 모멘트를 의미하므로, 가능한 한 큰 값이 요구된다. 식 (14) 및 (16)을 이용하여 항모멘트를 Fig. 7과 같이 해석했다. 길이 L_1 이 감소할수록, 폭 b 가 증가할수록 항 모멘트는 증가했다. 또한 길이 L_2 및 길이 L_3 가 증가할수록 항 모멘트는 증

가한다. 그러나 길이 L_2 의 영향은 매우 작다. 따라서 큰 항 모멘트를 위해서는 가능한 한 길이 L_1 이 작아야 하며, 폭 b 및 길이 L_3 는 커야 한다.



(a) Influence on b and L_1



(b) Influence on L_2 and L_3

Fig. 7 Block moment

4.5 고찰

십자형 플렉서를 갖는 회전 스테이지의 특성 및 성능을 1차 공진주파수, 회전변위증폭율, 최대 회전변위 및 항모멘트의 향으로 제안하고, 각 기하학적 변수들을 제한된 영역 내에서 변화시킴에 따라 각각의 특성 및 성능치의 영향을 살펴보았다. 각 기하학적 변수의 변화에 따른 특성 및 성능치의 해석결과는 다음과 같이 정리할 수 있다.

- (1) 폭 b 가 증가할수록 1차 공진주파수와 항모멘트는 증가한다. 폭 b 의 변화에 따른 회전 변위증폭율 및 최대회전변위의 변화는 매우 작다.

- (2) 길이 L_1 이 증가할수록 항모멘트는 감소한다. 길이 L_1 의 변화에 따른 1 차 공진주파수, 회전 변위증폭율 및 최대회전변위의 변화는 매우 작다.
- (3) 길이 L_2 가 증가할수록 1 차 공진주파수, 회전 변위증폭율, 최대회전변위는 감소한다. 길이 L_2 의 변화에 따른 항모멘트의 변화는 매우 작다.
- (4) 길이 L_3 가 증가할수록 1 차 공진주파수, 회전 변위증폭율 및 최대회전변위는 감소한다. 그러나 길이 L_3 가 증가할수록 항모멘트는 증가한다.

회전 스테이지는 빠른 응답과 큰 작업영역 및 회전방향으로 큰 가반하중을 가지도록 설계되어야 한다. 따라서 빠른 응답을 위해서는 높은 1 차 공진주파수가 요구되기 때문에 폭 b 는 크게 하고, 길이 L_2 및 L_3 는 작게 해서 플렉서의 강성을 높여야 한다. 큰 작업영역을 위해서는 길이 L_2 및 L_3 를 작게 하여 회전변위증폭율 및 최대회전변위를 크게 해야 한다. 길이 L_2 및 L_3 가 작게 되면 십자형 플렉서의 회전반경이 작아지기 때문에 단위 입력 변위 당 출력 회전변위량이 크게 되기 때문이다. 또한 회전방향의 큰 가반하중을 위해서는 폭 b 와 길이 L_3 를 크게 하고, 길이 L_1 을 작게 해서 큰 항모멘트를 갖도록 해야 한다.

이상에서 살펴본 바와 같이 큰 특성 및 성능치를 얻기 위해서는 폭 b 는 커야 하며, 길이 L_1 및 L_2 는 작게 해야 한다. 그러나 항모멘트를 크게 하기 위해 길이 L_3 를 크게 하면 그 외의 특성 및 성능이 작게 되는 상반된 결과를 나타낸다. 따라서 설계를 위해서는 각 특성 및 성능치 들을 절충하여 기하학적 변수들을 결정해야 한다.

5. 결론

압전소자로 구동되는 초정밀 회전스테이지는 플렉서 힌지를 갖는 컴플라이언트 메커니즘으로 구성된다. 본 연구에서는 회전스테이지의 회전변위를 크게 하기 위한 십자형 플렉서 힌지를 갖는 메커니즘을 제안했으며, 회전 스테이지의 특성 및 성능 들을 기하학적 변수들의 변화에 따라 해석하였다. 고찰을 통해서 해석결과를 정리하였고, 회전 스테이지의 설계방향을 제시하였다. 해석된 결과는 십자형 플렉서를 갖는 초정밀 회전스테이지의 설

계에 지침으로 이용될 것이다.

참고문헌

1. Choi, K. B. and Kim, D. H., "A Monolithic Parallel Linear Compliant Mechanism for Two Axes Ultraprecision Linear Motion," Review of Scientific Instruments, Vol. 77, No. 6, pp. 065106.1-065106.7, 2006.
2. Zhang, D., Chang, C., Ono, T. and Esashi, M., "A Piezodriven XY-microstage for Multiprobe Nanorecording," Sensors and Actuators A: Physical, Vol. 108, No. 1, pp. 230-233, 2003.
3. Choi, K. B. and Han, C. S., "Optimal Design of a Compliant Mechanism with Circular Notch Flexure Hinges," J. of Mechanical Engineering Science - Part C, Vol. 21, No. 3, pp. 385-392, 2007.
4. Ryu, J. W., Gweon, D. G. and Moon, K. S., "Optimal Design of a Flexure Hinge Based XY θ Wafer Stage," Precision Engineering, Vol. 21, No. 1, pp. 18-28, 1997.
5. Chang, S. H., Tseng, C. K. and Chien, H. C., "An Ultra-precision XY θ_2 Piezo-Micropositioner-Part I: Design and Analysis," IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics and Frequency Control, Vol. 46, No. 4, pp. 897-905, 1999.
6. Smith, S. T., "Flexures: Elements of Elastic Mechanisms," Gordon and Breach Science Publishers, p. 199, 2000.
7. Choi, K. B., "Dynamic Model for Compliant Mechanism with Long Flexure Hinges," J. of the Korea Society for Precision Engineering, Vol. 22, No. 3, pp. 61-67, 2005.