

# 초정밀 구동을 위한 6 자유도 스테이지의 설계와 모델링

## Design and Modeling of a 6-dof Stage for Ultra-Precision Positioning

문준희<sup>1,✉</sup>, 박종호<sup>2</sup>, 박희재<sup>3</sup>

Jun Hee Moon<sup>1,✉</sup>, Jong Ho Park<sup>2</sup> and Heui Jae Park<sup>3</sup>

1 대림대학 메카트로닉스과 (Dept. of Mechatronics, Daelim University College)

2 삼성전자 (Samsung Electronic Corporation)

3 서울대학교 기계항공공학부 (MAE, Seoul National University)

✉ Corresponding author: junimoon@snu.ac.kr, Tel: 02-880-7545(2302)

Manuscript received: 2009.2.9 / Revised: 2009.3.12 / Accepted: 2009.3.13

*A 6-DOF precision stage was developed based on parallel kinematics structure with flexure hinges to eliminate backlash, stick-slip and friction and to minimize parasitic motion coupled with motions in the other-axis directions. For the stage, lever linkage mechanism was devised to reduce the height of system for the enhancement of horizontal stiffness. Frequency response comparison between experimental results and mathematical model extracted from dynamics of the stage was performed to identify the system parameters such as spring constants and damping coefficients of actuation modules, which cannot be calculated accurately by analytic methods owing to their complicated structures. This newly developed precision stage and its identified model will be very useful for precision positioning and control because of its high accuracy and non-coupled movement.*

Key Words: Precision Positioning Stage (정밀 위치결정 스테이지), Flexure Hinges (플렉서 힌지), Lever Linkage (지렛대 연결장치), System Identification (시스템 식별), Frequency Response (주파수 응답)

### 1. 서론

반도체, 바이오 산업 등의 발달로 초정밀 위치 제어의 필요성은 지속적으로 증가하고 있다.<sup>1,2</sup> 대표적인 대상으로는 옵티컬 얼라이너, 스캐너, 전자현미경 스테이지 등이 있으며 이러한 장치들은 대부분 3 자유도 정도의 자유도를 가지고 정밀한 위치제어를 하고 있는데, 향후 정밀 산업의 발전에 따라 6 자유도의 정밀 위치제어 장치가 더욱 요구 될 것으로 기대된다.

본 연구에서는 병렬 메커니즘을 사용하는 스테이지를 설계하였으며 이의 효과적인 제어를 위해 모델링을 수행하였고, 실험결과를 통해 그 실효성을 입증하였다.

### 2. 초정밀 6 자유도 스테이지의 설계

#### 2.1 전체 시스템의 구조

초정밀 위치제어 장치를 구성하는 데는 구동부, 제어부, 센서부, 스테이지로 나눌 수 있으며, 스테이지는 운동의 구속조건을 결정하고 동역학적인 특성을 좌우한다. 초정밀 스테이지는 일반적으로 직렬기구 구조(serial kinematics structure)와 병렬기구 구조(parallel kinematics structure)로 나눌 수 있는데,<sup>3</sup> 직렬기구 구조는 운동의 구속조건이 단순하여 설계가 쉬우며 축간의 간섭도 없어서 제어도 단순한 장점이 있지만, 강성이 낮은 부분이 축의 개수만큼 발생하여 동역학적인 특성은 좋지 않다. 반면에 병렬기구 구조는 축간의 간섭이 생기므로 설계

와 제어가 까다로워지나 강성이 낮은 부분이 줄어들어 시스템에 존재하는 공진점을 상대적으로 높은 주파수까지 올릴 수가 있다. 따라서, 넓은 대역을 갖는 시스템을 구축할 수 있게 되므로 많은 정밀 위치결정 시스템은 이러한 방식을 따르고 있다. 본 연구의 시스템도 병렬기구 구조를 채택하였으며, 병렬기구 구조의 단점인 축간 간섭(coupling)을 최소화하기 위해, 축방향으로는 강성이 크지만 횡방향으로는 강성이 작은 플렉서 힌지를 사용하였다.

본 연구의 시스템에서 독창적으로 사용한 구동 시스템은 레버 링크지(lever linkage)이다. 박종호<sup>4</sup>에 의해 제안된 이 구동장치는 지렛대의 원리를 사용하여 수평방향의 구동을 수직방향으로 변환한다. 구동기를 수직으로 하였을 때에는 시스템의 높이가 높아져서 전체적으로 수평방향의 강성이 낮아지고, 결과적으로 시스템의 수평방향의 대역폭이 좁아진다. 하지만, 구동기를 수평으로 하고 레버 링크지를 사용하여 수직방향의 운동으로 변환하여 구동시키면 수평방향의 강성이 증가하여 수평방향의 대역폭을 높이는 이점이 있다.

구동부는 압전소자(Piezomechanik, PSt 500/10/25 VS18)와 전후의 플렉서 부분으로, 센서부는 정전용량형 간격센서(Lion Precision, C7 type gap sensor)와 고정 치구로 구성하였다. 신호처리는 dSpace DS-1103에 의해 수행하였다.

**2.2 초정밀 스테이지의 구조**

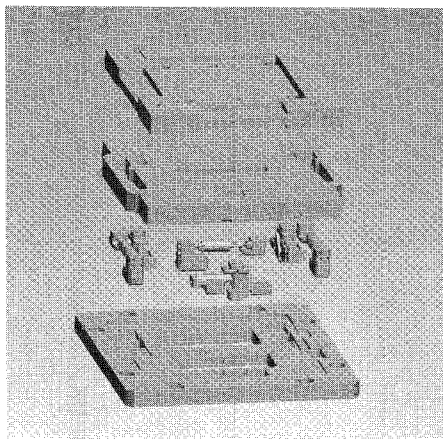


Fig. 1 Precision stage (exploded)

초정밀 스테이지는 Fig. 1 과 같으며, 수평방향

의 구동부와 수직방향의 구동부는 각각 상부의 조립체(assembly)와 하부의 판에 양끝이 닿아 있다. 상부의 조립체인 상판(platform)의 질량과 회전관성 모멘트는 다음과 같다:  $m=13.0$  kg,  $I_{xx}=0.092$  kg m<sup>2</sup>,  $I_{yy}=0.097$  kg m<sup>2</sup>,  $I_{zz}=0.177$  kg m<sup>2</sup>.

상판에 작동되는 힘의 작용점과 센서의 위치를 Fig. 2에 도시하였다. A1, A2, A3는 각각 수평방향 구동부가 상판에 미치는 작용점을 표시한 것으로서 화살표는 방향을 의미하며, A4, A5, A6는 지면에 수직으로 작동하는 작용점으로서 이후에 설명할 레버 링크지에 의해 구동된다. 또한, S1~S6는 스테이지의 움직임을 측정할 센서의 위치를 표시한 것이다. 제작된 스테이지의 주요 치수는 다음과 같다:  $L_1=115$  mm,  $L_2=144$  mm,  $L_3=52$  mm,  $L_4=104$  mm,  $P_1=65$  mm,  $P_2=P_3=280$  mm.

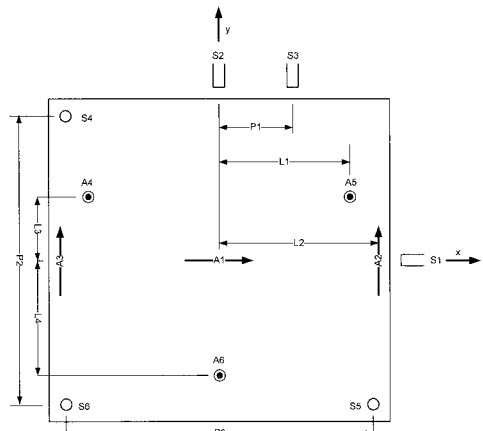


Fig. 2 Positions and directions of support points of the platform and sensors

**2.3 수평방향 구동부의 설계**

플렉서 힌지(flexure hinge)는 백래시, 스틱-슬립 등 일반적인 기계 구동부에서 정밀도를 해치는 가장 흔한 요소들이 없는 구동 가이드 방법이다. 구동범위와 전달힘이 작은 경우에만 사용할 수 있으나 정밀요소에 적용될 때는 문제가 되지 않으며, 약한 강도는 오히려 PZT 구동기 등을 보호하는 역할도 하기 때문에 정밀 구동부에 많이 쓰이고 있다.

플렉서 힌지는 Fig. 3 과 같이 두 가지 타입이 있다.<sup>5</sup> 단축 플렉서 힌지는 노치 구조로 되어 있어서 한쪽 방향의 굽힘만을 허용하며 다른 5 개의 자유도의 방향으로는 강한 강성을 갖도록 하여 힌

지의 역할과 가이드의 역할을 동시에 수행하도록 한다. WEDM 에 의한 가공으로 손쉽게 제작되므로 많은 정밀 구동 장비에서 널리 이용되고 있다. 다축 플렉서 힌지는 두 개의 자유도의 굽힘 운동을 허용하며 나머지 4 개의 자유도의 방향으로 강한 강성을 갖도록 하여, 기계요소 중 유니버설 조인트와 같은 역할을 한다.

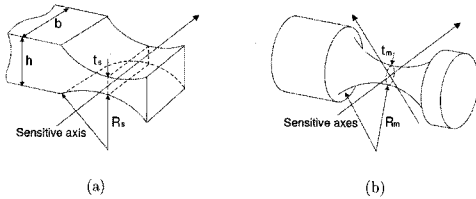


Fig. 3 Two types of flexure hinges: (a) single-axis (b) multi-axis

다축 플렉서 힌지의 굽힘 강성은 Paros 와 Weisbord 에 의해 제안된 다음과 같은 실험식으로 계산될 수 있다.<sup>6</sup>

$$K_b = \frac{Et_m^{7/2}}{20R_m^{1/2}} \text{ [N} \cdot \text{m/rad]} \quad (1)$$

여기서,  $t_m$  는 힌지의 가장 얇은 부분의 두께,  $R_m$  은 힌지의 곡률 반경, E는 재료의 Young's modulus 이다. Paros 와 Weisbord 의 실험식은 FEM 결과와 비교하였을 때,  $t_m/R_m < 0.5$  의 범위 내에서 30% 이내의 오차를 가짐이 알려져 있다.<sup>7</sup> 최종적으로 완성된 구동부는 형태가 복잡하여서 여러 가지 종류의 실험식을 통해서 정확한 계산을 하는 것이 불가능하므로 Paros 와 Weisbord 의 식은 설계의 출발점으로서의 대략적인 계산을 위해 사용하였다. 또한 강도의 계산은 오일러 빔에 사용되는 굽힘 모멘트  $M_b$  와 응력  $\sigma_b$  과의 관계식인 식 (2)를 사용하였다.

$$\sigma_b = -\frac{M_b}{I_{zz}} y \quad (2)$$

여기서,  $I_{zz}$  는 관성 모멘트, y 는 중립면에서 굽혀진 방향으로의 거리이다. 굽힘 모멘트와 굽힘 각

Θ 사이의 관계는 다음과 같다.

$$M_b = K_b \Theta \quad (3)$$

식(2)와 (3)에서

$$\sigma_b = -\frac{K_b \Theta t_m}{I_{zz}} < Y \quad (4)$$

여기서, Y 는 항복응력이다. 식 (4)를 이용해서 플렉서가 사용된 부분에서 어느 정도의 굽힘이 허용되는지를 계산하였다.

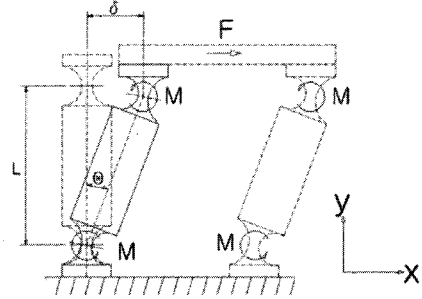


Fig. 4 Lateral motion in the actuation module

Fig. 4 와 같은 구조를 가지는 수평방향 구동기에서, 직각 방향의 힘이 가해졌을 경우 구동기 전후의 플렉서 힌지의 굽힘 각도와 굽힘 모멘트는, 기구학적인 관계에 의하여 다음과 같이 결정된다.

$$\delta = L\Theta \quad (5)$$

$$M_b = F \frac{L}{2} \quad (6)$$

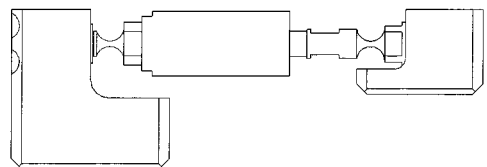


Fig. 5 Horizontal actuation module

설계에서  $t_m = 1.5 \text{ mm}$ ,  $R_m = 4 \text{ mm}$  가 되게 하였으며,  $L = 60 \text{ mm}$  가 되도록 하였는데, 알루미늄으로 재질을 선택하였을 때, 사용한 PZT 구동기의 최대 왕복거리( $25 \mu\text{m}$ )에 대해서 항복응력을 넘지 않으면서 작은 굽힘 강성을 가짐을 식(1)~(6)을 통해 확인할 수 있었다. Fig. 5 는 제작된 수평방향 구동부이다.

**2.4 수직방향 구동부의 설계**

레버 링크지는 Fig. 6 과 같이 단축 플렉서 힌지와 다축 플렉서 힌지를 사용하여 수평방향 움직임을 수직 방향 움직임으로 바꿔주는 기구로서, 본 연구에서 수직방향 구동부로 개발하였다.

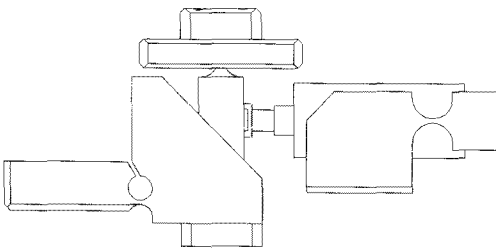


Fig. 6 Vertical actuation module(lever linkage)

레버 링크지는 세 부분으로 구성되어 있다. 수평방향으로 밀어주는 부분과 수직방향으로 밀어주는 부분과 그 둘 사이에서 방향을 직각으로 틀어주는 레버부분이다.

수평 방향으로 밀어주는 부분은, 구조상 운동이 완전히 구속되므로 변형율이 적게 발생하여 응력 또한 적게 발생한다. 수직 방향으로 지지해주는 부분은 상판의 움직임에 따라 이동을 하는데, 이 부분은 다축 플렉서 힌지를 사용하므로, 이전 절에서 설명한 것과 같은 방법으로 강도와 굽힘 강성을 계산하면 된다.

레버부분은 단축 플렉서 힌지로 만들어지므로 다음과 같이 Paros 와 Weisbord 에 의해 제안된 실험식을 사용한다.<sup>6</sup>

$$K_b = \frac{2Eb t_s^{5/2}}{9\pi R_s^{1/2}} \quad [\text{N} \cdot \text{m}/\text{rad}] \quad (7)$$

여기서 각 기호의 의미는 Fig. 3 (a)에 제시되어 있다. 본 연구에서는  $t_s = 1 \text{ mm}$ ,  $R_s = 3 \text{ mm}$ ,

$b = 26 \text{ mm}$  가 되게 하였는데, 사용한 PZT 구동기의 최대 왕복거리( $25 \mu\text{m}$ )에 대해서 항복응력을 넘지 않으면서 작은 굽힘강성을 가짐을 식 (2)~(5), (7)을 통해 확인할 수 있었다. 이를 통해 각 이송방향간에 연성(coupling)이 아주 작은 이송 시스템을 만들 수 있었다.

**3. 초정밀 스테이지의 동역학적인 모델링**

정밀 스테이지의 동역학은 스테이지에 의해 움직이는 상판의 관성과 그것을 지지하고 구동하는 구동부의 강성과 감쇠로 기술될 수 있다. 다음의 Fig. 7 에서는 Fig. 2 에서 도시한, 상판을 지지하는 구동부의 끝부분에서의 강성을 나타내고 있다.

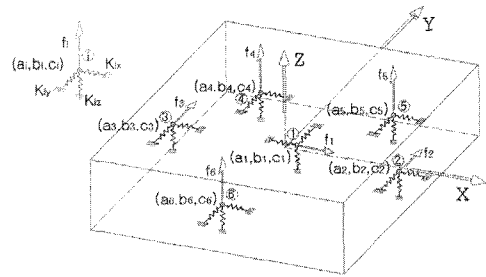


Fig. 7 Schematic of the precision stage

Fig. 7 에 표시된 각 방향의 강성을 모두 고려하면 모델의 차수가 크게 증가하여 향후에 적용할 제어를 위한 연산에 많은 시간이 소요된다. 수평방향 구동부의 진행방향의 강성을  $k_a$  ( $k_x$  과  $k_y$  ), 직각방향의 강성을  $k_l$  이라 하고, 수직방향 구동부의 진행방향 강성과 직각방향 강성을 각각  $k_v$  와  $k_w$  라 하자. 모델의 단순화를 위해서  $k_l/k_a \approx 0$  와  $k_w/k_v \approx 0$  라 가정하면 각 구동부의 진행방향의 강성만 고려되고 직각방향의 강성은 무시된다. 따라서 다음과 같은 관계가 성립한다.

$$k_x = k_{1,x} \quad (8)$$

$$k_y = k_{2,y} = k_{3,y} \quad (9)$$

$$k_v = k_{4,z} = k_{5,z} = k_{6,z} \quad (10)$$

$$k_l = k_{1,y} = k_{1,z} = k_{2,z} = k_{2,x} = k_{3,z} = k_{3,x} = 0 \quad (11)$$

$$k_w = k_{4,x} = k_{4,y} = k_{5,x} = k_{5,y} = k_{6,x} = k_{6,y} = 0 \quad (12)$$

여기서 각 강성의 아래 첨자 중 숫자는 Fig. 7 에 도시된 것과 같이 각 구동부를 의미하고, 문자는 각 방향을 의미한다. 감쇠계수도 식 (8)~(12)의 강성과 동일한 아래첨자로 표기하면, 각 자유도의 동역학 식은 다음과 같다.

$$m\ddot{x} = -c_x \dot{x}_1 + k_x (u_1 - x_1) \quad (13)$$

$$m\ddot{y} = -c_y \dot{y}_2 + k_y (u_2 - y_2) - c_y \dot{y}_3 + k_y (u_3 - y_3) \quad (14)$$

$$m\ddot{z} = -c_v \dot{z}_4 + k_v (u_4 - z_4) - c_v \dot{z}_5 + k_v (u_5 - z_5) - c_v \dot{z}_6 + k_v (u_6 - z_6) \quad (15)$$

$$I_{xx} \ddot{\theta}_x = -L_3 c_v \dot{z}_4 + L_3 k_v (u_4 - z_4) - L_3 c_v \dot{z}_5 + L_3 k_v (u_5 - z_5) + L_4 c_v \dot{z}_6 - L_4 k_v (u_6 - z_6) \quad (16)$$

$$I_{yy} \ddot{\theta}_y = -L_1 c_v \dot{z}_4 + L_1 k_v (u_4 - z_4) + L_1 c_v \dot{z}_5 - L_1 k_v (u_5 - z_5) \quad (17)$$

$$I_{zz} \ddot{\theta}_z = -L_2 c_y \dot{y}_2 + L_2 k_y (u_2 - y_2) + L_2 c_y \dot{y}_3 - L_2 k_y (u_3 - y_3) \quad (18)$$

여기서, 첨자  $i$  에 따른  $L_i$  값은 Fig. 2 에 도시하였으며,  $x_i$ ,  $y_i$ ,  $z_i$  의 첨자는 각각 Fig. 7 에 도시되어 있는 각 구동부의 지지점의 위치이다. 또한,  $m$  과  $I_{ii}$  는 각각 상판의 질량과 회전관성모멘트이고,  $\theta_i$  는 상판의 회전각이며,  $u_i$  는 PZT 구동부에 의해 발생하는 변위이다. 상판의 회전관성 모멘트의 비대각 성분은 크기가 아주 작아서 모델링에서는 그것을 생략하였고, 이로 인해 동역학식이 크게 단순화되었다.

센서 사이의 거리  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$  에 따라서 (Fig. 2 참조) 상판의 좌표와 센서의 검출변위  $s_i$  사이에는 다음과 같은 관계가 성립된다.

$$x = s_1 \quad (19)$$

$$y = s_2 \quad (20)$$

$$z = \frac{s_4 + s_5}{2} \quad (21)$$

$$\theta_x = \frac{s_4 - s_6}{P_2} \quad (22)$$

$$\theta_y = \frac{s_6 - s_5}{P_3} \quad (23)$$

$$\theta_z = \frac{s_3 - s_2}{P_1} \quad (24)$$

식 (13) ~ (18)을 행렬식으로 표현하면 다음과 같다.

$$M\ddot{\mathbf{x}} = -\mathbf{C}\mathbf{R}_a \dot{\mathbf{x}} - \mathbf{K}\mathbf{R}_a \mathbf{x} + \mathbf{K}\mathbf{u} \quad (25)$$

여기서,

$$\mathbf{x} = [x \quad y \quad z \quad \theta_x \quad \theta_y \quad \theta_z]^T \quad (26)$$

$$\mathbf{u} = [u_1 \quad u_2 \quad u_3 \quad u_4 \quad u_5 \quad u_6]^T \quad (27)$$

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m & & & & & \\ & m & & & & \\ & & m & & & \\ & & & I_{xx} & & \\ & & & & I_{yy} & \\ & & & & & I_{zz} \end{bmatrix} \quad (28)$$

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} c_x & & & & & \\ & c_y & & & & \\ & & c_y & & & \\ & & & c_v & c_v & c_v \\ & & & L_3 c_v & L_3 c_v & -L_4 c_v \\ & & & L_1 c_v & -L_1 c_v & \\ L_2 c_y & -L_2 c_y & & & & \end{bmatrix} \quad (29)$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_x & & & & & \\ & k_y & & & & \\ & & k_y & & & \\ & & & k_v & k_v & k_v \\ & & & L_3 k_v & L_3 k_v & -L_4 k_v \\ & & & L_1 k_v & -L_1 k_v & \\ L_2 k_y & -L_2 k_y & & & & \end{bmatrix} \quad (30)$$

$$R_a = \begin{bmatrix} 1 & & & & & \\ & 1 & & & & -L_2 \\ & 1 & & & & L_2 \\ & & 1 & L_3 & L_1 & \\ & & 1 & L_3 & L_1 & \\ & & 1 & -L_4 & & \end{bmatrix} \quad (31)$$

또한, 식 (19) ~ (24)을 행렬식으로 나타내면 다음과 같다.

$$y = Cx \quad (32)$$

여기서,

$$y = [s_1 \ s_2 \ s_3 \ s_4 \ s_5 \ s_6]^T \quad (33)$$

$$C = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} 1 & & & & & \\ & 1 & & & & \\ & 1 & & & & P_1 \\ & & 1 & P_2/2 & P_3/2 & \\ & & 1 & -P_2/2 & -P_3/2 & \\ & & 1 & -P_2/2 & P_3/2 & \end{bmatrix} \quad (34)$$

#### 4. 초정밀 스테이지의 시스템 식별

일반적으로 시스템 식별은 크게 물리적인 모델을 사용하지 않는 방법과 물리적인 모델을 사용하는 방법이 있으며, 전자의 경우에는 주파수 응답의 형태를 비교하는 방법이 많이 쓰이고, 후자의 경우에는 시계열 분석 방법이 주로 쓰인다.<sup>8</sup> 기계 시스템의 경우, 각 구성요소를 등가의 강성과 감쇠를 가진 시스템으로 단순화할 때에 시스템 식별의 결과로 인한 모델의 차수와 식별해야 할 변수의 개수를 줄일 수 있으며, 각 변수의 변화에 대한 시스템의 특성의 변화를 높은 정확도로 예측할 수 있는 장점이 있다.

본 연구에서는 스테이지의 물리적인 모델의 계수를 식별하기 위해 주파수 응답 비교를 통한 시스템 식별을 수행하였다. 시스템에서 알려지지 않은 변수들은, 수평방향 구동부의 강성과 감쇠계수인  $k_x, k_y, c_x, c_y$ , 수직방향 구동부의 강성과 감쇠계수인  $k_v$  과  $c_v$  이다. 이들을 시스템 식별을 통해 식별해야 하는 이유는, 복잡한 구동부의 형상으로 인해 강성과 감쇠의 크기를 직접적으로 계산

하기 어렵고, PZT 스택의 강성과 감쇠가 알려져 있지 않기 때문이다.

식(25)와 (32)을 이용하여 만든  $i$  번째 구동부의 가진  $u_i$  에 대한  $i$  번째 센서  $s_i$  의 주파수 응답 함수를  $T_{ii}$  라 하고, 백색잡음 입력과 출력을 푸리에 신호처리를 하여 만들어진 실험에 의한 주파수 응답을  $T_{ii,exp}$  라 하며,  $T_{ii}$  와  $T_{ii,exp}$  를 비교함으로써 시스템 식별을 수행하였다.

시행착오를 통하여 알려지지 않은 변수의 값을 식별한 결과는 다음과 같다:  $k_x = 1.37 \times 10^7$  N/m,  $k_y = 7.9 \times 10^6$  N/m,  $c_x = 351$  N s/m,  $c_y = 202$  N s/m,  $k_v = 4.7 \times 10^6$  N/m,  $c_v = 78.1$  N s/m.

위와 같은 시스템 식별을 통해 최종적으로 결정된 전달 함수는 식 (35)~(40)과 같으며, 주파수 응답 비교 결과는 Fig. 8 과 같다.

$$T_{11} = \frac{5.257 \times 10^5}{s^2 + 26.97 s + 1.051 \times 10^6} \quad (35)$$

$$T_{22} = \frac{3.038 \times 10^5}{s^2 + 31.18 s + 1.215 \times 10^6} \quad (36)$$

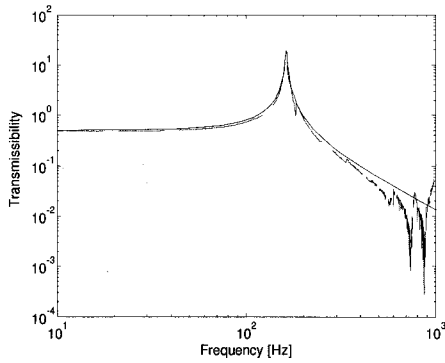
$$T_{33} = \frac{9.496 \times 10^4 s^2 + 7.916 \times 10^5 s + 3.086 \times 10^{11}}{s^4 + 78.67 s^3 + 3.068 \times 10^6 s^2 + 1.154 \times 10^8 s + 2.25 \times 10^{12}} \quad (37)$$

$$T_{44} = \frac{7.568 \times 10^4 s^4 + 2.608 \times 10^7 s^3 + 1.568 \times 10^{12} s^2 + 2.665 \times 10^{13} s + 8.011 \times 10^{17}}{s^6 + 53.14 s^5 + 3.196 \times 10^6 s^4 + 1.115 \times 10^8 s^3 + 3.352 \times 10^{12} s^2 + 5.748 \times 10^{13} s + 1.152 \times 10^{18}} \quad (38)$$

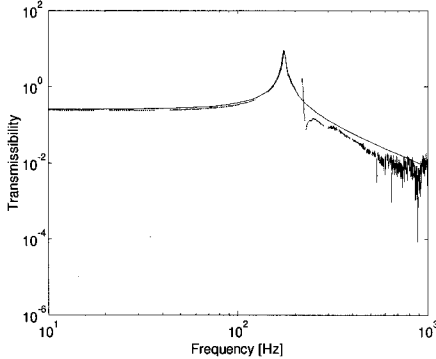
$$T_{55} = \frac{3.849 \times 10^5 s^4 + 1.144 \times 10^7 s^3 + 6.879 \times 10^{11} s^2 + 9.452 \times 10^{12} s + 2.842 \times 10^{17}}{s^6 + 53.14 s^5 + 3.196 \times 10^6 s^4 + 1.115 \times 10^8 s^3 + 3.352 \times 10^{12} s^2 + 5.748 \times 10^{13} s + 1.152 \times 10^{18}} \quad (39)$$

$$T_{66} = \frac{5.527 \times 10^5 s^2 + 9.201 \times 10^6 s + 5.532 \times 10^{11}}{s^4 + 31.82 s^3 + 1.914 \times 10^6 s^2 + 2.99 \times 10^7 s + 8.99 \times 10^{11}} \quad (40)$$

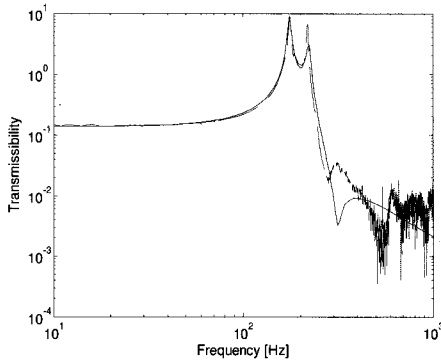
주파수 응답 특성을 통해 스테이지의 각 방향의 첫 번째 공진 주파수가 120~220Hz 에 위치하고 있음이 관찰된다. 이는 스테이지의 강성이 각 자유도에 대해서 거의 비슷하게 설계되었다는 것을 의미한다. 이는, 본 연구에서 각 자유도에 대한 강성을 비슷하게 하여 시스템의 대역폭을 최대한 높여, 향후의 초정밀 위치제어에서의 좋은 동특성을 갖도록 하려는 목표가 성취되었음을 의미하며, 이를 위해 본 연구에서 시도하였던 병렬 기구 구조와 레버 링크지의 적용이 성공적이었음을 입증한다.



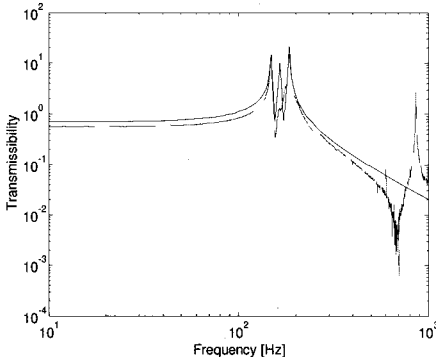
(a) Frequency response from actuator 1 to sensor 1



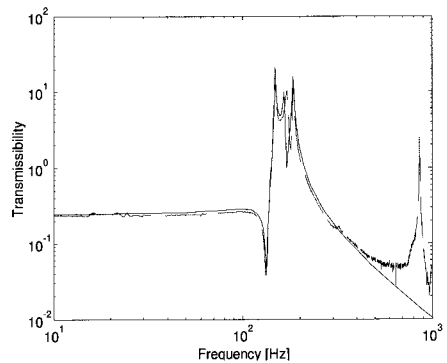
(b) Frequency response from actuator 2 to sensor 2



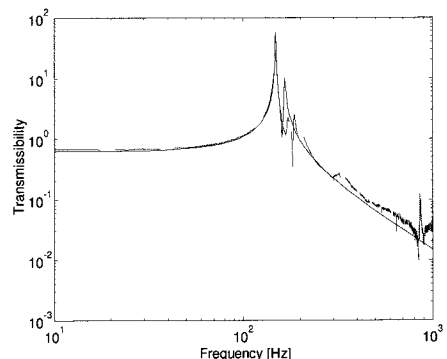
(c) Frequency response from actuator 3 to sensor 3



(d) Frequency response from actuator 4 to sensor 4



(e) Frequency response from actuator 5 to sensor 5



(f) Frequency response from actuator 6 to sensor 6

Fig. 8 Results of the system identification based on frequency response comparison (solid line: model, dashed line: experiment)

### 5. 초정밀 스테이지에 있어서의 연성 운동

각 자유도의 구동이 다른 자유도의 운동을 최소화 유발하도록 하는 것이 좋은 이송장치이지만, 병렬기구에서는 높은 강성을 얻는 대가로 연성운

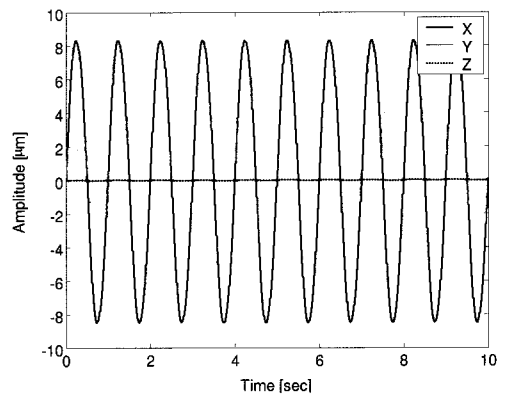


Fig. 9 Coupled motion in the precision stage

동 혹은 기생운동이 불가피하게 발생한다. 본 연구의 스테이지에서도 연성운동이 발생하였지만, 그 크기가 구동방향의 0.01 배 이하의 수준임을 확인하였으며, Fig. 9 에 x 축의 진폭  $8.3 \mu\text{m}$ , 진동수 1 Hz 의 구동에 따른 다른 자유도의 구동을 도시하였다. 병렬 기구 구조를 선택하였음에도 불구하고 이렇게 연성운동이 작은 것은, 초정밀 위치 제어를 적용할 때 연성운동을 보상하기 위한 앞먹임 제어가 필요하지 않는 수준임을 의미한다.

## 6. 결론

본 연구의 결과들에 대한 의의는 다음과 같다.

첫째, 초정밀 구동을 위한 6 자유도 스테이지의 구조를 병렬 기구 구조로 설계함으로써 각 자유도에 대한 강성의 크기를 최대한 크게 할 수 있었고, 이를 통해 넓은 대역폭을 갖는 위치이송기구를 설계하였다.

둘째, 레버 링크지를 사용함으로써 수평방향 강성을 높일 수 있었고, 수평방향의 주파수 응답특성을 통해 그 효과를 확인할 수 있었다.

셋째, 플렉서 힌지가 가이드의 역할과 힘을 전달하는 역할을 충실히 수행하였음을 시스템의 각 자유도간 연성 운동이 0.01 배 이하의 수준으로 이루어졌음을 확인함으로써 증명되었다.

넷째, 초정밀 스테이지의 동역학적인 모델링에 의해 예측된 주파수 응답과, 실험에 의해 계산된 주파수 응답의 비교를 통해, 수평방향 구동부와 수직방향 구동부의 강성과 감쇠계수를 각각 식별하는 데 성공하였다.

다섯째, 시스템 식별을 통해 모델과 실험의 주파수 응답특성이 매우 유사함을 발견할 수 있었고, 이는 시스템의 모델이 성공적이었음을 의미한다.

여섯째, 본 연구를 통해 개발된 6 자유도 스테이지는 각 자유도별로 높은 대역폭을 갖도록 설계되었고, 초정밀 분해능을 갖는 압전 구동기와 위치센서를 갖추고 있으므로 향후 적용할 초정밀 위치제어에 적합할 것으로 예상된다.

## 후 기

본 연구를 지원해 주신 중기청/서울특별시와 산학 공동기술개발지원사업과 관계자 여러분들께 감사드립니다.

## 참고문헌

1. Shan, X., Kuo, S., Zhang, J. and Menq, C., "Ultra precision motion control of a multiple degrees of freedom magnetic suspension stage," IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, Vol. 7, No. 1, pp. 67-78, 2002.
2. Gordon, C. G., "Generic Criteria for Vibration-Sensitive Equipment," Proceedings of International Society for Optical Engineering(SPIE), Vol. 1619, pp. 71-85, 1991.
3. Yao, Q., Dong, J. and Ferreira, P. M., "Design, analysis, fabrication and testing of a parallel-kinematic micropositioning XY stage," International Journal of Machine Tools & Manufacture, Vol. 47, No. 6, pp. 946-961, 2007.
4. Park, J. H., "Development of the 6 DOF Ultra Precision Positioning System using the PZT Actuators and Elastic Hinges," Ph. D Thesis for Mechanical Engineering, Seoul National University, 2003.
5. Moon, J. H., Kim, H. S. and Pahk, H. J., "Design and Modeling of a 3-DOF Precision Stage for Vibration Isolation," J. of KSPE, Vol. 24, No. 3, pp. 124-133, 2007.
6. Paros, J. M. and Weisbord, L., "How to Design Flexure Hinges," Machine Design, Vol. 37, pp. 151-156, 1965.
7. Yong, Y. K., Lu, T. and Handley, D. C., "Review of circular flexure hinge design equations and derivation of empirical formulations," Precision Engineering, Vol. 32, No. 2, pp. 63-70, 2008.
8. Ljung, L., "System Identification: Theory for the User," Prentice-Hall, 1987.