

# 정밀 위치 결정 및 고하중 부담 능력을 지닌 6-자유도 스테이지의 설계

## Design of a 6-DOF Stage for Precision Positioning and Large Force Generation

신현표<sup>1,✉</sup>

Hyun-Pyo Shin<sup>1,✉</sup>

<sup>1</sup> 삼성전기 생산기술연구소 (Manufacturing Engineering R&D Institute, Samsung Electro-Mechanics)

✉ Corresponding author: hpshin@rodel.snu.ac.kr, Tel: +82-31-210-4738

Manuscript received: 2012.8.27 / Accepted: 2012.10.9

*This paper presents the structural design and finite element analysis of precision stage based on a double triangular parallel mechanism for precision positioning and large force generation. Recently, with the acceleration of miniaturization in mobile appliances, the demand for precision aligning and bonding has been increasing. Such processes require both high precision and large force generation, which are difficult to obtain simultaneously. This study aimed at constructing a precision stage that has high precision, long stroke, and large force generation. Actuators were tactically placed and flexure hinges were carefully designed by optimization process to constitute a parallel mechanism with a double triangular configuration. The three actuators in the inner triangle function as an in-plane positioner, whereas the three actuators in the outer triangle as an out-of-plane positioner. Finite element analysis is performed to validate load carrying performances of the developed precision stage.*

Key Words: Parallel Mechanism (병렬 기구), Precision Stage (정밀 스테이지), Flexure Hinge (플렉서 힌지), In-plane Motion (인플레인 운동), Out-of-plane Motion (아웃오브플레인 운동), Design Optimization (설계 최적화)

### 1. 서론

정밀 위치결정 스테이지는 평면 또는 공간상에서 대상물을 정밀하게 위치 또는 정렬 시키는 장치이며 정밀 가공이나 측정을 가능하게 하는 장치이다. 예를 들어, 정밀 위치결정 스테이지는 레이저 용접 및 반도체나 LCD의 리소그래피 공정, AFM이나 SPM의 프로브 위치 결정, 세포 생물학 등의 영역에서 많이 활용되어 왔다.<sup>1-3</sup>

높은 분해능과 정확도를 위해 정밀 위치결정 스테이지는 기존의 위치 결정 장비와는 다른 구동기, 센서, 링크지를 필요로 하게 되었다. 대표적인 구동기로 PZT(lead zirconate titanate) 액추에이터가

있는데, PZT 액추에이터의 경우 높은 에너지 변환 효율과 이론적으로 무한의 분해능을 지니며 높은 강성, 빠른 응답성 등의 특징을 지니고 있어 정밀 위치결정 용으로 자주 적용되었다.<sup>4</sup> 센서로는 정전 용량 센서, 레이저 인터페로미터, LVDT 등이 적용되었으며, 기구적 연결 부품으로는 플렉서 힌지가 널리 적용되었다. 플렉서 힌지(flexure hinge)는 기존의 기계적 조인트에서 발견되는 백래쉬, 마모, 스택-슬립 현상 등이 발견되지 않으며, 분진을 발생시키지 않고 윤활이 필요 없어서 클린룸에서 사용될 수 있는 장점을 지니고 있다.<sup>5,6</sup>

정밀 위치결정 스테이지를 적용한 장비의 대표적인 예로 스테퍼나 포토리소그래피 장비 등이 있

다. 이러한 장비들은 공정상 평면상에서 위치 정렬을 수행하도록 설계되어 있다. 그러나, 웨이퍼 레벨의 성형과 접합은 웨이퍼의 두께 편차로 인해, 6-자유도 운동을 통한 정렬이 가능해야 한다. 그리고, 성형과 접합 공정은 높은 압력으로 눌러주어야 하므로 매우 높은 하중부담능력이 요구된다. 이와 같이, 평면상의 위치결정 뿐 아니라, 6-자유도의 위치결정 및 서브미크론급의 분해능 구현이 가능하고 동시에 높은 가압력을 견딜 수 있는 정밀 위치결정 스테이지를 필요로 하게 되었다.

6-자유도 정밀 위치결정 스테이지에 있어서 유한요소해석은 기구 거동 및 변형 특성 예측을 위해 사용되어 왔으며, 실험을 통해 해석의 타당성이 검증되었다.<sup>7,8</sup>

기존의 정밀 위치결정 스테이지의 경우 수십 나노급까지의 분해능을 지닐 정도로 위치결정능력은 향상되었으나 동시에 높은 내하중성까지 지닌 경우는 찾아보기 힘들다.<sup>9,10</sup> 높은 분해능과 높은 내하중성은 액추에이터나 기구 구조상 양립하기 어려운 성능 지표이기 때문이다.

본 논문에서는 높은 분해능과 높은 하중부담능력을 지니는 위치결정 스테이지의 구조 설계 및 유한요소해석에 대해 소개한다.

개발된 정밀 스테이지는 6-자유도 운동이 가능하고 서브미크론급의 분해능을 지니면서 동시에 500 N의 높은 내하중성을 지니고 있다. 먼저 높은 분해능을 위해 거의 무한의 분해능을 지니는 PZT 액추에이터와 백래쉬 및 마모 현상이 없는 플렉서 힌지 조인트를 적용했으며 수직 구동기의 경우 각 힌지가 수직 또는 수평 방향으로 정렬되도록 설계하여 연성 운동(parasitic motion)을 최소화 했다. 높은 내하중성을 위해서는 하중의 균형 분배를 위해 수직 구동 유닛을 정삼각형 형태로 배치하고 각 힌지에 걸리는 축방향 및 굽힘방향의 응력을 최소화 하는 최적화 과정을 통해 힌지 두께를 도출하였다.

인플레인 운동(in-plane motion)을 담당하는 수평 구동 유닛의 경우 회전이 용이하도록 배치되었고, 아웃오브플레인 운동(out-of-plane motion)의 경우 수직 구동 유닛의 배치에 따라 회전운동 증폭비를 쉽게 변경할 수 있다. 수직 구동 유닛의 액추에이터를 지면에 수평하게 배치함으로써 정밀 스테이지의 높이가 낮아져 설치 공간이 줄어들고 수평 방향 외력에 대한 지지력이 강화되었다. 또한 레버(lever) 구조를 적용하여 아웃오브플레인 운동의 작업영역을 넓혔으며, 중공 구조를 택함으로써

다른 장비의 관통 장착이 가능하고 광학 장비의 렌즈 설치나 광 경로 구성 시 유리하게 되어있다.

본 논문의 각 장별 내용은 다음과 같다. 먼저, 2 장에서는 새로운 이중 삼각형 병렬 구조 및 수직 구동 유닛에 대해 소개한다. 3 장에서는 플렉서 힌지의 설계 최적화를 소개하고, 이후 4 장에서는 제안된 설계의 타당성을 검증하기 위해 유한요소해석을 수행한다. 그리고, 마지막으로 결론을 제시한다.

## 2. 스테이지의 기구학적 구조

이 장에서는 스테이지의 구성과 기구 구조에 대해 다룬다. Fig. 1 과 같이 스테이지는 움직임이 없고 구동 유닛이 장착되는 고정 파트(fixed part)와 움직임을 유발하는 구동 파트(actuation part), 대상물을 올려 놓고 위치 정렬을 수행하는 운동 파트(moving part)로 이루어져 있다. 또한, 구동 파트는 수평 구동 유닛과 수직 구동 유닛으로 이루어져

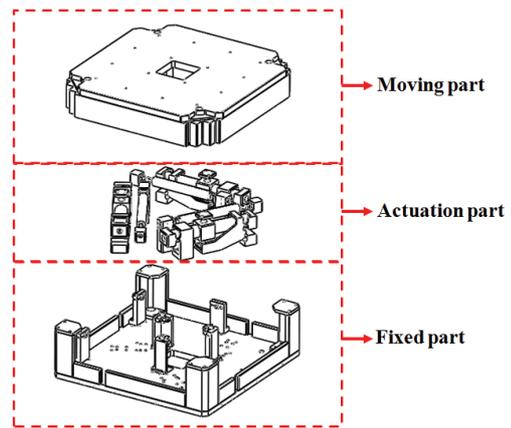


Fig. 1 Exploded view of the precision stage

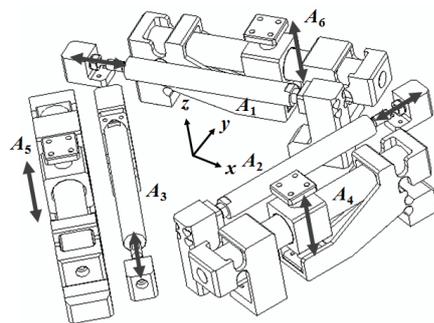


Fig. 2 Generation of motions by the double triangular parallel mechanism

있으며 각 구동 유닛은 Fig. 2 와 같이 PZT 액추에이터와 플렉서 힌지로 이루어져 있다. 다음부터 구체적으로 이중 삼각형 병렬 기구와 수직 구동 유닛에 대해 다루도록 하겠다.

**2.1 이중 삼각형 병렬 구조**

사각 중공 구조를 포함하는 이중 삼각형 병렬 기구가 Fig. 1 과 2 에 나타나 있다. 이중 삼각형 병렬 기구의 내부와 외부 삼각형은 각각 3 쌍의 수평 구동 유닛과 수직 구동 유닛으로 이루어져 있으며 각 유닛은 Fig. 3 과 같이 1 차원(1-D) 및 2 차원(2-D) 힌지를 포함하고 있다. 스테이지 중심으로부터 수평 구동 유닛 간과 수직 구동 유닛 간의 거리는 모두 동일하며 힘의 작용점에 해당하는 힌지 중심의 위치를 이으면 정삼각형이 된다.

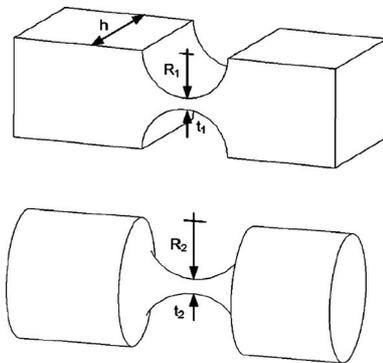


Fig. 3 Hinge types and design parameters (upper: 1-D, lower: 2-D)

Table 1 Actuator combinations for motion generation

Motion		Corresponding actuators : Major (Minor)
In-plane	x-translation	$A_1+A_2+A_3 (+A_4+A_5+A_6)$
	y-translation	$A_2+A_3 (+A_1+A_4+A_5+A_6)$
	z-rotation	$A_1+A_2+A_3 (+A_4+A_5+A_6)$
Out-of-plane	x-rotation	$A_4+A_5+A_6 (+A_1+A_2+A_3)$
	y-rotation	$A_4+A_5 (+A_1+A_2+A_3+A_6)$
	z-translation	$A_4+A_5+A_6 (+A_1+A_2+A_3)$

또한, 2 개의 정삼각형으로 배치된 3 개의 내부 구동 유닛과 외부 구동 유닛은 각각 서로 다른 운동에 관여한다. 내부 3 개의 구동 유닛은 x, y-병진 및 z-회전 운동과 같은 인플레인 운동을 담당한다. 외부 3 개의 구동 유닛은 x, y-회전 및 z-병진

운동과 같이 아웃오브플레인 운동을 담당한다. 축별로 운동에 주요하게 관여하는 액추에이터 조합이 Table 1 에 나타나 있다.

이중 삼각형 중 외부의 삼각형을 구성하는 수직 구동 유닛의 경우 레버 구조를 적용하였다. 이를 통해, 스테이지 전체의 높이가 낮아지도록 설계되어 스테이지의 수직 방향뿐 아니라 수평 방향의 강성도 강화되었다.

이러한 이중 삼각형 병렬 기구의 장점은 다음과 같다. 인플레인과 아웃오브플레인 운동을 담당하는 구동 유닛이 내부와 외부의 정삼각형을 이루도록 배치되어 각 구동기가 하중을 균일하게 분담하게 되어 있으며 회전 운동에 용이하다. 그리고 인플레인과 아웃오브플레인 운동을 담당하는 구동 유닛들이 수직으로 쌓여 배치되는 병렬과 직렬 혼합 구조가 아니며, 같은 평면에 배치되어 엔드 이펙터(end-effector)에 연결됨으로써 완전한 병렬 구조가 되어 스테이지의 강성이 향상되게 된다.

또한, 내부와 외부의 삼각형을 이루는 구동 유닛의 위치를 교환할 수 있다. 인플레인과 관련된 구동 유닛이 내부 삼각형을 이루도록 배치하면, z-회전 운동 범위가 확대되고 반대로 아웃오브플레인과 관련된 구동 유닛이 내부 삼각형을 이루도록 배치하면 x, y-회전 운동 범위가 확대되게 된다.

그리고, 스테이지 중심에 구동 유닛이 장착되지 않는 이중 삼각형 배치의 장점을 활용하여 스테이지 중앙에 사각의 중공 구조를 적용하였다. 이러한 구조는 로딩-언로딩 장치(loading-unloading device)의 관통 장착이 가능하게 한다. 또한, 레이저 드릴 및 패터닝 장비의 조사광학 모듈의 경우 높은 정렬 정밀도 및 하중부담능력을 필요로 하는데 모듈을 스테이지의 중심을 지나도록 배치하여 정밀 정렬하는 데 용이하다는 장점이 있다.

**2.2 수직 구동 유닛**

이중 삼각형 병렬 기구의 핵심 유닛이 수직 구동 유닛이다. Fig. 4 를 보면 수직 구동 유닛의 측면도가 내부 구조가 보이도록 나타나 있다. 이러한 수직 구동 유닛은 아웃오브플레인 운동의 운동 범위를 결정할 뿐 아니라, 스테이지의 높이 및 강성을 좌우하게 되며 결과적으로 스테이지의 크기에 가장 큰 영향을 미치는 구성 요소이다.

수직 구동 유닛은 다음과 같이 몇 가지 기술적 특징을 지니도록 설계되었다. 먼저 제한된 액추에이터의 움직임을 확장하고 스테이지의 높이를 낮추어

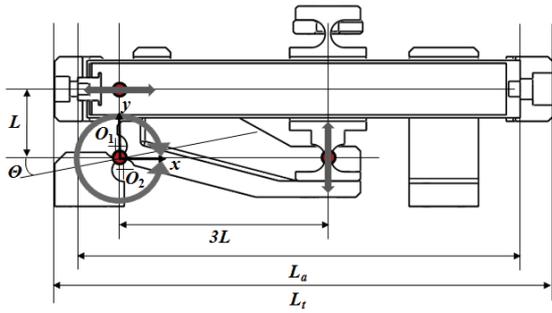


Fig. 4 Overlapping structure and stroke amplification mechanism of the vertical actuation unit

강성을 높일 수 있도록 레버 구조를 사용하였다. PZT 액추에이터는 길이 대비 0.1% 수준의 변위를 만들어 내므로 200 μm 이상의 긴 스트로크를 구현하기 위해서는 200 mm 이상의 길이를 지닐 수 밖에 없다. 또한, 액추에이터를 수직으로 배치하고 힌지 및 체결 부품을 추가로 장착할 경우 스테이지의 높이는 액추에이터의 길이 보다 훨씬 더 높아지게 된다. 그러나, 본 연구에서는 액추에이터를 수평으로 배치하고, 레버 구조를 적용하여 수평 운동을 수직 운동으로 90 도 전환 시켜줌으로써 수직 구동 유닛의 높이를 낮추고 링크 길이의 비를 통해 증폭비를 설정할 수 있다.

또한, 스테이지의 높이뿐 아니라 폭과 길이를 줄이기 위해 수직 구동 유닛의 길이를 최소화하는 설계를 하였다. 액추에이터와 그 외의 부품 간에 서로 중첩되도록 설계하여 중첩비(overlapping ratio)를 최대화하는 것이 필요하다. 여기에서 중첩비  $R_o$  은 (1)과 같이 수직 구동 유닛의 전체 길이  $L_t$  대비 액추에이터의 길이  $L_a$  의 비율로 정의되며, 액추에이터 외에 추가되는 길이가 적을수록 중첩비는 높아진다.

$$R_o = \frac{L_a}{L_t} \times 100 \quad (1)$$

Fig. 4 와 같이 체결을 위한 길이를 제외하면 액추에이터 외에 추가되는 길이가 거의 없음을 알 수 있고 본 설계에서는 중첩비가 88.8% 로 계산되었다. 이처럼 중첩비가 높게 나올 수 있었던 이유는, 구동 유닛 앞과 뒤의 1 차원 힌지가 액추에이터를 감싸도록 설계되었고, Fig. 4 의 가운데에 보이는 것과 같이 폴 힌지(pole hinge)를 액추에이터가

완전히 관통하도록 설계되었기 때문이다.

여러 개의 힌지가 연결된 구조에서는 운동의 정확도를 높이고 연성 운동을 제거하기 위해, 힌지 간의 수평, 수직 정렬을 수행하고 증폭비를 반영한 정확한 각도를 지닌 레버 힌지를 설계하는 것이 중요하다. 이를 위해 액추에이터 앞의 1 차원 힌지 및 레버 힌지 그리고 폴 힌지가 모두 수평 또는 수직 방향으로 정렬되도록 하였다.

또한, 3 배의 증폭비를 지니게 되면 레버 힌지가 축방향 응력 뿐 아니라 전단 응력을 받게 되고 증폭비에 따라 힌지에 작용하는 힘의 합력 방향이 달라지게 된다. 그러므로, 힘의 합력 방향을 따라 힌지가 설계되지 않으면 전단 응력을 받게 되어 힌지가 절단 및 파괴될 수 있어 힌지가 축방향 응력만을 받도록 하는 설계가 필요하다.

$$O_1(x_1, y_1), O_2(x_2, y_2) \quad \begin{aligned} (x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2 &= d_c^2 \\ d_c &= t + 2r_c \quad 4x_i^2 + 4y_i^2 = d_c^2 \end{aligned} \quad (2)$$

$$x_i = \pm \sqrt{\frac{d_c^2}{4 + 4 \tan^2 \theta}}, \quad y_i = x_i \tan \theta, \quad i=1,2 \quad (3)$$

이를 위해 (2), (3) 과 같이 레버 힌지의 두께 및 방향을 결정하는 2 개의 원 중심을 수학적으로 정확하게 정의하여 전단 응력이 0 이 되도록 설계하였다. Fig. 4 에서,  $O_1, O_2$  는 힌지 두께를 결정하는 원의 중심을,  $x_i, y_i$  는 각 원 중심의 좌표를,  $r_c$  와  $d_c$  는 원의 반경 및 각 원 중심 간의 거리를,  $t$  와  $\theta$  는 힌지의 두께와 힌지의 각도를 뜻한다. 1:3 의 증폭비에 의해 레버 힌지의 각도는 18.4° 가 되었다.

### 3. 플렉서 힌지의 설계 최적화

이 장에서는 플렉서 힌지의 설계 최적화에 대해 소개한다. 플렉서 힌지는 액추에이터로부터 발생한 힘과 움직임을 엔드 이펙터에 전달하는 요소이며, 플렉서 힌지 기반의 스테이지에서 가장 응력이 높게 발생하는 부분이다. 그러므로 구동 유닛의 구조뿐 아니라 힌지 설계 최적화 역시 스테이지의 허용하중 및 강성을 결정하는 중요 요소이다. 힌지의 하중부담능력을 최대화하기 위해, 최적화 목적 함수를 구성하고 최적화를 수행한 결과를 소개한다.

3.1 목적 함수의 수식화

스테이지의 구동에 의해 플렉서 힌지는 변형하게 되며 축방향 및 굽힘방향의 응력을 모두 받게 된다. 이 2 가지 응력의 합이 힌지 재료의 허용 응력을 초과할 경우 영구 변형이 일어나고 나아가 한계 응력을 초과하면 파괴가 일어난다. (4)는 축방향 응력(normal stress)에 대한 식이며, (5)는 굽힘방향 응력(bending stress)에 대한 식이다.

굽힘방향 응력의 경우 굽힘 자유도에 따라 2 가지 형태를 지닌다.<sup>11,12</sup> 각 식에서  $F$  는 외력을,  $A$  는 힌지 목 부분의 단면 면적을,  $\theta$  는 힌지의 회전각을,  $E$  는 힌지의 탄성계수를,  $r, t, h$  각각은 힌지의 반경, 두께, 폭 (1 차원 힌지)을 뜻한다.  $i$  는 힌지의 번호를 뜻하며(Fig. 5 와 6 참조), 0 번은 수평 구동 유닛의 2 차원 힌지를, 1 번은 수직 구동 유닛의 앞과 뒤에 있는 1 차원 힌지를, 2 번은 수직 구동 유닛의 레버 힌지를, 3 번은 수직 구동 유닛의 풀 힌지를 가리킨다.

$$\sigma_n = \frac{F}{A} \tag{4}$$

$$\sigma_b = \frac{M}{I} y = \frac{K_\theta \theta t}{I} \frac{t}{2},$$

$$\left( I = \frac{\pi}{64} t_i^4, K_\theta = \frac{E_i t_i^{7/2}}{20 r_i^{1/2}} \right), i = 0, 3 \tag{5}$$

$$\left( I = \frac{1}{12} h t_i^3, K_\theta = \frac{2 E_i h t_i^{5/2}}{9 \pi r_i^{1/2}} \right), i = 1, 2$$

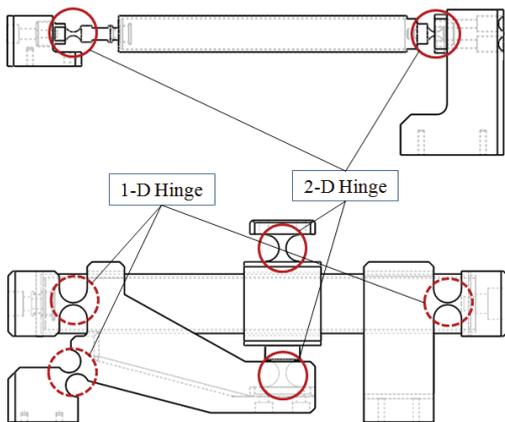


Fig. 5 Hinge types of the horizontal (upper) and vertical (lower) actuation units

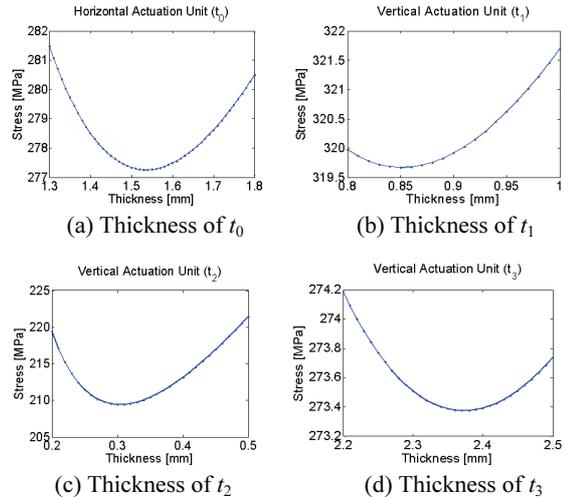


Fig. 6 Optimal hinge thicknesses that minimize stresses

(6)와 (7)는 각각 2 차원 힌지와 1 차원 힌지의 응력에 대한 식이며, 각 식의 오른쪽에 있는 첫 번째 항은 축방향 응력을, 두 번째 항은 굽힘방향 응력을 나타낸다.

$$\sigma_i = \frac{F_i}{\left(\frac{\pi}{4} t_i^2\right)} + \frac{8}{5\pi} E \sqrt{\frac{t_i}{r_i}} \theta_{i,\max}, i = 0, 3 \tag{6}$$

$$\sigma_i = \frac{F_i}{t_i h_i} + \frac{12}{9\pi} E \sqrt{\frac{t_i}{r_i}} \theta_{i,\max}, i = 1, 2 \tag{7}$$

(6), (7) 에서 볼 수 있는 바와 같이, 힌지의 두께는 다른 설계 변수보다 응력에 미치는 영향이 크고 본 최적화에서는 힌지의 두께를 최적화 변수로 정하였다.<sup>12</sup> 축방향의 응력과 굽힘방향의 응력은 힌지 두께에 따라 서로 역의 관계에 있다. 힌지 두께를 크게 하면, 축방향의 힘을 보다 넓은 면적이 담당하므로 걸리는 응력이 줄어들게 되지만, 굽힘방향의 응력은 증가하게 된다. 반대로 힌지 두께를 얇게 하면, 굽힘방향의 응력이 줄어들지만 축방향의 응력의 증가하게 된다. 그러므로 힌지 두께를 최적화 변수로 하여 각 힌지에 작용하는 축방향과 굽힘방향의 응력의 합의 최대가 최소화 되게 하는 최적화가 필요하다. 따라서, 최적화 목적 함수는 (8)과 같이 정의된다.

$$\min_r \sigma = \sigma_{n,max} + \sigma_{b,max}$$

$$\text{subject to} \quad (8)$$

$$\sigma \leq \sigma_Y$$

$\sigma_{n,max}$  는 축방향으로 작용하는 최대 응력을  $\sigma_{b,max}$  는 굽힘방향으로 작용하는 최대 응력을,  $\sigma_Y$  는 항복 응력을 나타낸다. 수직 구동 유닛은 수직 방향 하중 250 N 을 가하고, 수평 구동 유닛은 수평 방향 하중 100 N 을 가하여, 축방향 및 굽힘방향 응력의 합의 최대가 재료의 항복 응력을 넘지 않는 제한 조건 하에서 최적화를 수행했다.

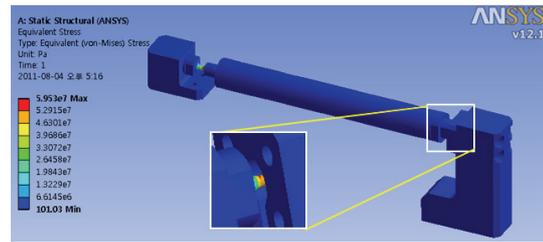
### 3.2 최적 힌지 두께

최적화를 수행한 결과가 Fig. 6 에 나타나 있다. 왼쪽 위의 그래프는 수평 구동 유닛의 2 차원 힌지( $t_0$ ) 두께를, 오른쪽 위의 그래프는 수직 구동 유닛의 액추에이터 앞과 뒤에 장착된 1 차원 힌지( $t_1$ ) 두께를 최적화 한 결과이다. 또한, 왼쪽 아래의 그래프는 수직 구동 유닛의 레버 힌지( $t_2$ ) 두께를, 오른쪽 아래의 그래프는 수직 구동 유닛의 풀 힌지( $t_3$ ) 두께를 각각 최적화 한 결과이다.

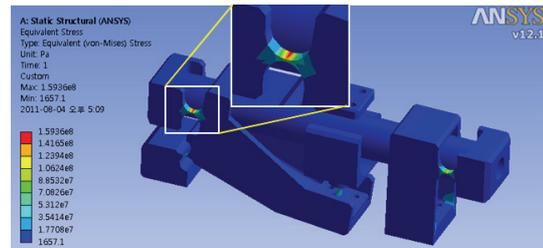
최적화를 통해, 축방향 및 굽힘방향 응력의 합의 최소가 되게 하는 힌지 두께가 유일하게 존재하여 전역적 최적 해를 도출해 낼 수 있었다. 또한, 모든 힌지가 제한 조건 하에서 항복응력보다 훨씬 적은 수준의 응력을 받도록 설계할 수 있었다. 이는 최적화 지수의 수학적 모델링이 적절하게 이루어졌음을 의미한다. 1 번과 2, 4 번 힌지의 경우 최적화 결과로 도출된 값을 설계에 그대로 반영하였다. 그러나, 3 번 힌지의 경우 가공 및 유지 보수 상의 문제로 재료의 항복응력을 초과하지 않는 범위 내에서 두께를 0.3 mm 에서 1.0 mm 로 변경하여 반영하였다.

### 4. 유한요소해석

설계된 스테이지의 하중부담능력과 구성 부품에서 발생하는 최대 응력을 확인하기 위해 유한요소해석을 수행하였다. 3D 모델링 툴은 SolidEdge 를 사용하였고, 유한요소해석 툴은 ANSYS 를 사용하였다. 해석은 크게 수평 구동 유닛과 수직 구동 유닛의 유닛 수준의 해석과 모든 유닛이 조립된 상태에서의 스테이지 전체 해석으로 나누어 진행하였다.



(a) Horizontal actuation unit



(b) Vertical actuation unit

Fig. 7 Static finite element analysis for the horizontal and vertical actuation units

수평 구동 유닛의 유한요소해석 결과가 Fig. 7(a) 에 나타나 있다. 수평 구동 유닛은 스테이지의 설계 목적인 수직하중부담능력과는 관계가 없으며, 수평 운동을 유발할 뿐이다. 그러나, 작업자의 실수나 다른 외부의 충격이 스테이지의 측면으로 가해질 수 있음을 가정하여 100 N 의 외력을 부가한 조건에서 해석을 수행하였다. 그 결과, 최대 59.5 MN/m<sup>2</sup> 의 응력이 앞과 뒤쪽의 힌지에 걸리는 것을 확인할 수 있었다. 이는 수평 구동 유닛의 앞, 뒤쪽 힌지 재료로 사용된 스테인리스 420 의 항복 응력 1360 MN/m<sup>2</sup> 에 미치지 못하는 값이다.

수직 구동 유닛에 대한 유한요소해석 결과는 Fig. 7(b) 에 나타나 있다. 하중조건으로는 스테이지 운동 유닛 자체의 무게인 200 N 과 요구하중 500 N 의 합을 3 개의 수직 구동 유닛이 분담한다고 가정하여, 해석상의 안전성을 위해 이보다 약간 높은 값인 250 N 을 적용하였다. 해석 결과, 앞쪽 1 차원 힌지에서 159.4 MN/m<sup>2</sup> 의 최대 응력이 발생하는 것으로 나타났다. 본 힌지의 재료 또한 동일한 스테인리스 420 이다.

각 구동 유닛 수준의 해석 이후에 Fig. 8 과 같이, 전체 유닛이 조립된 상태에서 스테이지 전체에 대한 유한요소해석을 수행하였다. 이는, 구동 유닛 수준의 해석에서는 고려되지 않을 수 있는 복합적인 변형에 의한 응력 분포를 확인하기 위해

서이다. 바닥에 고정되는 고정 유닛과 움직임을 일으키는 구동 유닛, 그리고 엔드이펙터에 해당하는 운동 유닛을 모두 조립한 후 해석을 수행하였다. 수직하중 500 N 을 가하여 해석을 수행한 결과, 최대 응력은 수직 구동 유닛의 앞쪽 힌지에서 발행하였다. 최대 응력 값은  $159.9 \text{ MN/m}^2$  이었고 이는 수직 구동 유닛 만을 해석한 결과와 비슷한 값이다. 또한, 수평 구동 유닛은  $53 \text{ MN/m}^2$  의 응력을 받는 것으로 확인되었다. 이러한 결과는, 실제로 스테이지가 이중 삼각형 병렬 구조로 구동될 때, 내부와 외부 삼각형을 이루는 구동 유닛간 역할이 분담되어 있어, 수직하중은 수직 구동 유닛이 대부분을 담당한다는 사실을 보여준다.

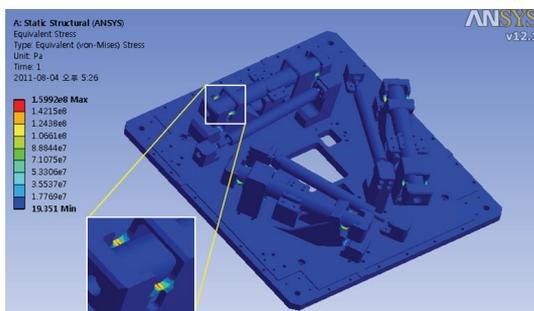


Fig. 8 Static finite element analysis for the whole precision stage

5. 결론

본 연구를 통해, 6-자유도 병렬 기구를 기반으로 하며 높은 분해능 및 500 N 의 높은 하중부담 능력을 지니는 위치결정 스테이지를 설계하고 유한요소해석을 통해 타당성을 검증했다.

높은 분해능을 구현하기 위해 플렉서 힌지와 PZT 액추에이터를 적용했고, 수직 구동 유닛 내의 힌지가 서로 직교하도록 설계했다. 또한, 높은 하중부담능력을 구현하기 위해, 이중 삼각형 병렬 기구를 고안하였고, 새로운 목적 함수를 수식화하여 힌지 두께 최적화를 수행했다. 또한, 작업영역을 넓히고자 수직 구동 유닛에 레버 구조 및 증폭비를 적용하고 수평 구동 유닛을 이중 삼각형 내부의 중심에 가깝게 배치했다. 스테이지 중심의 사각 중공 및 수직 구동 유닛 액추에이터의 수평 배치는 주변 장치와의 호환성을 늘리고 스테이지 높이를 낮출 수 있게 했다.

본 스테이지는 높은 분해능과 하중부담능력을

동시에 필요로 하는 공정인 웨이퍼 수준의 성형 및 접합 공정과 나노 임프린팅 공정 뿐 아니라, 증공 구조를 활용하여 레이저 드릴 및 패터닝 장비 등의 조사광학 모듈 정밀 정렬에 활용될 수 있다.

참고문헌

1. Dechev, N., Ren, L., Liu, W., Cleghorn, W. L., and Mills, J. K., "Development of a 6 Degree of Freedom Robotic Micromanipulator for Use in 3D MEMS Microassembly," Proceedings of the 2006 IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp. 281-288, 2006.
2. Gao, P. and Swei, S.-M., "A six-degree-of-freedom micro-manipulator based on piezoelectric translators," Nanotechnology, Vol. 10, pp. 447-452, 1999.
3. Portman, V. T., Sandler, B.-Z., and Zahavi, E., "Rigid 6-DOF parallel platform for precision 3-D Micromanipulation," International Journal of Machine Tools & Manufacture, Vol. 41, pp. 1229-1250, 2001.
4. Moon, J. H., Park, J. H., and Pahk, H. J., "Design and Modeling of a 6-dof Stage for Ultra-Precision Positioning," J. of the KSPE, Vol. 26, No. 6, pp. 106-113, 2009.
5. Lu, T.-F., Handley, D. C., Yong, Y. K., and Eales, C., "A three-DOF compliant micromotion stage with flexure hinges," Industrial Robot: An International Journal, Vol. 31, No. 4, pp. 355-361, 2004.
6. Tang, X. and Chen, I.-M., "A Large-Displacement 3-DOF Flexure Parallel Mechanism with Decoupled Kinematics Structure," Proceedings of the 2006 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, pp. 1668-1673, 2006.
7. Chen, S.-C. and Culpepper, M. L., "Design of a six-axis micro-scale nanopositioner—μHexFlex," Precision Engineering, Vol. 30, pp. 314-324, 2006.
8. Portman, V. T., Sandler, B.-Z., and Zahavi, E., "Rigid 6-DOF parallel platform for precision 3-D micromanipulation," International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol. 41, pp. 1229-1250, 2001.
9. Li, Y. and Xu, Q., "Design and Analysis of a Totally Decoupled Flexure-Based XY Parallel Micromanipulator," IEEE Transaction on Robotics, Vol. 25, No. 3, pp. 645-657, 2009.

10. Moon, J.-H., Pahk, H. J., and Lee, B.-G., "Design, modeling, and testing of a novel 6-DOF micropositioning stage with low profile and low parasitic motion," *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 55, No. 1, pp. 163-176, 2011.
11. Paros, J. M. and Weisbord, L., "How to design flexure hinges," *Machine Design*, Vol. 37, No. 8, pp. 151-156, 1965.
12. Smith, S. T., "Flexures: elements of mechanical mechanisms," CRC, 2000.