

<학술논문>

DOI:10.3795/KSME-A.2010.34.6.771

유연한 고정단을 가진 6축 F/T 센서의 설계

이 봉 희* · 주 진 원**

* 충북대학교 기계공학부

Design of Six-Component F/T Sensor with Flexible Fixed Ends

Bong Hee Lee* and Jin Won Joo**

* School of Mechanical Engineering, Chungbuk Nat'l Univ.

(Received February 12, 2010 ; Revised May 4, 2010 ; Accepted May 4, 2010)

Key Words: Six-Component Force/Torque Sensor(6축 힘/토크 센서), Leaf Spring Structure(판스프링 구조), Cross Type Beam(십자형 보), Coupling Strain(상호간섭 변형률)

초록: 본 논문에서는 제작이 용이한 십자형 구조를 기본구조로 사용하여 판스프링 고정단을 가진 유연한 6축 로드셀을 설계하였다. 이를 위하여 유한요소법해석을 이용하여 강체 고정단과 판스프링 고정단에 대한 변형 분석을 하였으며 이로부터 특성이 우수한 6축 힘/토크 센서를 설계하였다. 변형률 분포를 이용하여 각 축의 하중에 대한 출력변형률이 비슷한 수준이 되도록 스트레인 게이지 위치를 정하고 상호간섭 변형률이 최소화 되도록 이들로 연결된 브리지회로를 구성하였다. 강체 고정단 대신에 스프링판 고정단을 이용하면 고정 경계부의 조건을 변화시킬 수 있어서 십자형 로드셀의 특성을 획기적으로 개선시킬 수 있었다. 치수 변경을 통하여 설계된 6축 로드셀에 대한 상호 간섭오차는 모든 축에서 0으로 계산되었으며 각 축에서 발생하는 출력변형률 값도 400 $\mu\text{m}/\text{m}$ 의 비슷한 수준으로 결정되었다.

Abstract: This paper describes the design process of a six-component force/torque (F/T) sensor. The new six-component F/T sensor having leaf spring ends has been developed using a cross beam structure as the basic sensing element. Fundamental strain analysis of both ends fixed beam having a leaf spring structure is performed by finite element analysis. In order to obtain similar output sensing strains from the six component loads and minimize coupling strains, the optimal location of strain gages is determined and the strain gages are connected so that the bridge circuits with four strain gages would be balanced. Using leaf spring ends instead of rigid fixed ends, remarkable increment in output sensing strain can be achieved for two component forces. Several modifications in design result in a similar sensing strain of approximately 400 $\mu\text{m}/\text{m}$ for the six-component forces and moments, and a reduced coupling strain of 0 $\mu\text{m}/\text{m}$ between the forces and moments.

1. 서 론

다축의 힘 및 모멘트를 측정하는 F/T(force/torque) 센서는 특히 로봇 분야에서 관심이 커지고 있다. 산업현장에서 생산성 향상 및 공장 자동화 추세에 따라 조립(assembly), 연마(polishing), 디버링(deburring) 등과 같은 작업에 까지 로봇의 적용 범위가 확대되고 있으며 로봇 작업이 정밀화 되고 섬세화 됨에 따라, 로봇과 외부 작업물 사이에 작용하는 힘과 토크를 감지해야 할 필요성이 증가하고 있다. 로봇용 6축 힘/토크 센서는

크기가 작고 가벼워야 하며 그 성능에 비해 가격이 저렴해야 하므로 구조가 간단해야 할 필요성이 있다.

힘/토크 센서에 대한 연구는 1970년대 후반부터 활발하게 진행되어 왔다. One 등⁽¹⁾은 다축 로드셀 감지부의 기본요소로 병렬판 구조와 방사평판 구조를 제시하였으며 Yubuki⁽²⁾는 병렬평판 구조만을 이용하여 로봇팔에 작용하는 힘과 모멘트를 측정하는 다축 로드셀을 개발하였고, 이의 이용에 있어 좌표변환 관계를 제시하였다. Bayo와 Stubbe⁽³⁾는 프레임-트러스구조의 축방향 변형을 이용하여 강성이 큰 6축 힘센서를 고안하고 이에 대한 최적설계를 하였다. Joo 등^(4,5)은 병렬 평판

† Corresponding Author, jinwon@chungbuk.ac.kr

구조를 갖는 6분력 로드셀을 제작하였으며 Liu 등⁽⁶⁾은 기둥과 플랫폼을 가지는 6축 로드셀을 개발하였다. 6축 로드셀의 감도에 관한 오차해석과 최적설계에 관한 연구도 발표되어, Kang⁽⁷⁾은 힘-토크 센서의 오차에 관한 해석을 수행하였으며, Chao 등⁽⁸⁾은 형상 최적설계를 통하여 6축 로드셀을 설계하였다. 이와 같은 로드셀들은 구조가 너무나 복잡하거나 특성이 좋지 않아 실용성에 한계가 있었다. Chao 등⁽⁹⁾은 십자형 보 구조의 6축 힘/토크 센서 두 개를 조합하여 사람이 보행할 때 발에 발생하는 힘과 토크의 측정에 적용하였다. 이러한 십자형 보 구조의 센서는 구조가 간단하여 제작이 용이하나 힘의 감도가 모멘트의 감도에 비해 현저히 낮게 발생되어 축마다 큰 차이를 보이고 상호간섭 오차가 크게 발생되었다.

본 논문에서는 제작이 용이한 십자형 구조를 기본구조로 사용하여 판스프링 고정단을 가진 유연한 6축 로드셀을 설계하였다. 이를 위하여 판스프링 고정단 구조에 대한 변형을 강제 고정단 구조와 비교하여 해석하였으며 특성이 우수한 6축 힘/토크 센서를 설계하였다.

2. 십자형 보 구조의 변형률 해석

2.1 다축 힘/모멘트 센서의 설계

다축의 힘/모멘트 센서를 설계하기 위해서는 탄성체 감지부 표면에 각 방향의 하중 축당 4개의 스트레인 게이지를 부착하고 이로부터 브리지 회로를 구성하여 힘 또는 모멘트를 측정하도록 한다. 일반적인 단축 로드셀과 같이 스트레인 게이지 4개로 브리지 회로를 구성하면 입력전압에 대한 출력 전압 비는 다음과 같은 식으로 표현될 수 있다.

$$\frac{E_o}{E_i} = \frac{K}{4} (\epsilon_1 - \epsilon_2 + \epsilon_3 - \epsilon_4) = \frac{K}{4} \epsilon_T \quad (1)$$

여기서 E_i 와 E_o 는 각각 브리지회로에 대한 입력 전압과 출력전압이고 K 는 스트레인 게이지의 게이지 상수이며 ϵ_1, ϵ_3 는 인장변형률, ϵ_2, ϵ_4 는 압축변형률을, ϵ_T 는 출력 변형률을 의미한다.

다축의 힘 또는 모멘트를 측정하는 다축 힘/모멘트 센서의 설계에서 가장 중요하게 고려되어야 할 사항은 각 축 하중간의 상호간섭 오차

(interference error)를 최소화 시키는 것이다. 즉, 한 방향의 하중이 작용될 때 다른 방향의 하중을 감지하는 출력값이 0이 되어야 하며, 0과의 차이가 상호간섭 오차가 된다. 한 몸체로 가공되는 힘/모멘트 센서의 경우 변형률의 분포가 복잡한 형태로 나타나기 때문에 다른 쪽 하중을 감지하는 부분에 변형률을 제거하는 것은 거의 불가능하며, 변형률이 발생되더라도 스트레인 게이지 4개로 구성된 브리지 회로를 적절하게 구성함으로써 식 (1)에 의해 출력을 제거할 수 있다.

다축의 힘/모멘트 센서를 설계하기 위해서는 먼저, 각 스트레인 게이지가 부착되는 감지부의 정해진 지점에서 발생하는 변형률 값을 예측하는 과정이 필요하다. 다축 힘/모멘트 센서로 사용되는 탄성 구조물은 복잡한 형상을 가지게 되며, 감지부는 푸아송 비 등으로 인해 복잡한 형태의 변형 거동을 가진다. 본 논문에서는 변형률을 정확하게 예측하기 위하여 유한요소 해석법을 이용하였다. 설계하려는 다축의 힘/모멘트 센서는 용량이 비교적 작은 것을 목표로 하고 있으므로, 해석 시 AI 2024를 대상으로 하여 재료의 종탄성 계수를 73 GPa로, 푸아송 비는 0.32로 하였다.

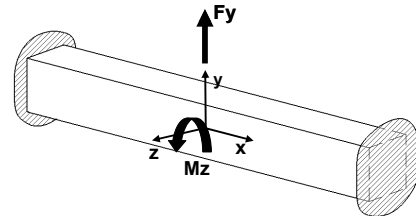


Fig. 1 Fixed ends beam structure for measuring force (F_y) and moment (M_z)

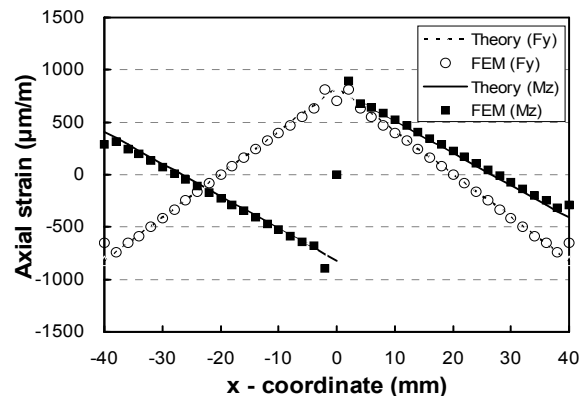


Fig. 2 Axial strain distributions of the fixed-ends beam structure due to a force and a moment

Table 1 Sensing strains and coupling strains of the fixed-ends beam structure

Load	Output strain($\mu\text{m/m}$)	
	S_{F_y}	S_{M_z}
F_y	647	0
M_z	0	642

유한요소 해석에서는 8절점 3자유도를 갖는 3차원 유한요소모델을 사용하였다.

2.2 양단고정 보의 변형률 해석

Fig. 1과 같은 양단고정 보는 2축의 힘과 2축의 모멘트를 측정하는 센서의 기본구조로 이용될 수 있다. **Fig. 2**는 보의 중앙에 1 kN의 힘 F_y 와 25 N.m의 모멘트 M_z 가 각각 가해졌을 때 보의 윗 표면을 따라 발생하는 x 방향의 변형률 ϵ_x 의 분포를 보여주고 있다. 보의 단면은 $10 \times 10 \text{ mm}$ 로, 길이는 80 mm로 임의로 정하였다. 보의 양끝은 모든 절점을 고정하였으며, 해석 시 한 변의 길이가 2 mm인 8절점 육면체 유한요소를 사용하였다. 그림에서 심벌은 유한요소 해석에 의해 계산된 변형률 값을 나타내고 선은 보이론에 의해 계산한 변형률 값을 나타낸다. 보의 양단 경계부분과 하중이 가해지는 중앙부분을 제외하면 이론에 의한 값과 유한요소 해석 결과가 아주 잘 일치하였다.

Fig. 2에서 보는 바와 같이 힘 F_y 에 의해서는 보의 길이를 따라서 순서대로 압축, 인장, 인장, 압축의 변형률이 선형적으로 발생하였고, 최대 압축변형률과 최대 인장변형률의 절대값 크기는 같았다. 반면에 모멘트 M_z 에 의해서는 순서대로 인장, 압축, 인장, 압축의 변형률이 선형적으로 발생하였으며 그 크기는 중앙부분의 변형률 값이 고정부분의 변형률 값보다 2배 정도 크게 발생되었다. F_y 와 M_z 모두에서 보의 밑면에서는 반대 부호를 갖는 변형률이 발생된다. 따라서 **Fig. 3**과 같이 스트레인 게이지를 부착하고 브리지회로를 결선하면 F_y , M_z 를 동시에 측정할 수 있는 2축 로드셀으로 활용할 수 있다. **Table 1**은 식 (1)을 이용하여 계산한 2축 로드셀의 출력 변형률과 상호 간섭 변형률을 보여주고 있다. 표에서 보는 바와 같이 출력변형률은 비슷한 값으로 계산되었으며 상호간섭 변형률은 모두 0이 되었다. 힘과 모멘트 간의 하중 비율이 달라지면 길이 등, 보의 기

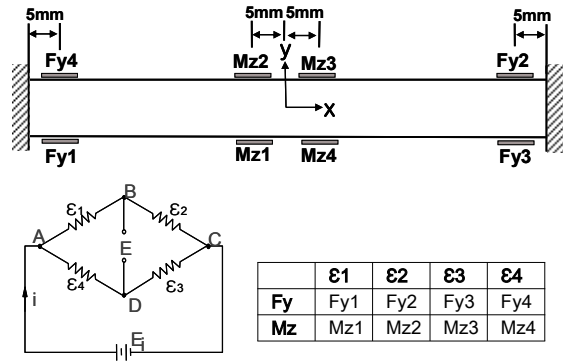


Fig. 3 Position of strain gauges and the Wheatstone bridge circuit for measuring a force and a moment

하학적인 조건을 바꾸어서 출력 변형률을 같은 수준으로 조정할 수 있다.

위와 같은 2축 로드셀에 가해지는 하중을 x축에 대해 90° 돌려 (x, z) 평면에서 보면 F_z 와 M_y 를 감지할 수 있는 감지부로 이용할 수 있어서 앞의 F_y 및 M_z 와 함께 4축을 감지하는 힘/모멘트 센서의 구조로 이용할 수 있다. 이 경우 서로 90° 회전한 하중 축에 대한 하중, 즉 F_y 와 F_z 및 M_z 와 M_y 사이의 상호간섭 변형률을 제거하기 위해서는 보의 중립축에 스트레인 게이지들을 위치시켜야 한다.

2.3 십자형 보 구조의 6축 로드셀 해석

양단고정 보를 이용하여 6축의 힘/모멘트를 감지할 수 있는 로드셀을 제작하면, 모든 축의 상호 간섭오차를 0으로 만들 수 있지만, F_x 와 M_x 에 대한 출력변형률이 대단히 낮게 발생할 수 있다. 이것은 같은 단면을 가진 막대에서 인장력 혹은 압축력에 의한 변형률이 굽힘 모멘트에 의한 변형률보다 훨씬 작게 발생하기 때문이다. 또한 M_x 에 의해서는 비틀림이 발생하기 때문에 감지부의 표면에서 급격히 변하는 변형률 분포를 갖게 된다. 이 경우 스트레인 게이지의 부착 오차에 따라 출력 감도의 변화가 많을 것으로 예상되므로 안정적인 로드셀을 제작하기 어렵다. 이와 같은 문제를 해결하기 위하여 양단 고정보를 90°로 결합한 십자형 보 구조를 이용할 수 있다. 즉, **Fig. 4**에서 x축과 평행하게 놓여있는 보에 힘 F_y , F_z 및 모멘트 M_y 를 감지하는 데 사용하고, y축과 평행하게 놓여있는 보에 힘 F_x 및 모멘트 M_x , M_z 를 감지하는 데 사용한다면, 3축의 힘과

3축의 모멘트는 모두 굽힘변형을 발생시키므로 이와 같은 십자형 보를 유용한 감지부 구조로 사용할 수 있다.

그림에서 알파벳은 보의 표면을 나타내고 괄호 안의 문자는 뒷면을 나타낸다. 유한요소 해석을 위해서 네 방향의 보 끝단을 모두 구속하였으며, 각 축의 방향으로 1 kN의 힘과 100 N.m의 모멘트를 각각 가하였을 때 발생하는 변형률의 분포를 구하였다. 십자형 보의 넓이와 높이는 양단고정 보와 동일하게 $b \times h = 10 \times 10$ mm로 하였으며 보의 길이도 40 mm로 동일하게 하여 유한요소해석을 수행하였다.

Fig. 5는 십자형 보에 각 힘과 모멘트가 가해졌을 때 보의 표면에서 발생하는 변형률 분포를 보여주고 있다. 가로축은 보의 하중점부터의 거리를 나타낸다. Fig. 5(a)를 보면 F_x 를 가하였을 때 x축 방향으로서는 하중점을 중심으로 A, B, C, D면에서 균일한 인장 변형률이 발생되고 E, F, G, H면에서 균일한 압축 변형률이 발생되었다. 또한 F_x 를 가하였을 때 y축 방향으로서는 L면의 하중점부터 고정단까지 인장 변형률에서 압축 변형률로 선형적인 변형률 분포를 보였으나, x축 방향 면에서보다 상대적으로 낮은 변형률이 발생되었다. 따라서 F_x 를 감지하기 위해서는 x축 방향으로 놓여진 보의 표면에 스트레인 게이지를 붙이는 것이 좀 더 높은 출력감도를 얻을 수 있다. F_y 에 의해서는 F_x 에 의한 변형률 분포와 90°만큼 회전한 방향으로 같은 변형률 분포를 보인다. F_z 에 의해서는 십자형 보의 A, E, I, M면에서 하중점부터 고정단까지 인장 변형률에서 압축 변형률로 선형적으로 변화하는 변형률 분포를 보이며, 그 크기는 양단고정 보와 비교하였을 때 반 정도의 값을 가졌다.

Fig. 5(b)는 모멘트에 대한 보 표면에서의 변형률 분포를 보여준다. M_x 에 대해서는 보의 I면, M_z 에 대해서는 보의 L면을 따라 발생하는 굽힘 변형률을 표시하였다. M_x 에 의해서는 하중점부터 고정단까지 인장 변형률에서 압축 변형률로 선형적으로 변화하는 변형률 분포를 보였으며, 그 절댓값의 크기는 하중점 부근이 고정지지부보다 크게 발생되었다. M_y 에 의해서는 A면에서 M_x 에 의한 변형률과 같은 분포를 보였다. 양단고정 보와 비교하였을 때 변형률 분포는 같았으나 십자형 보에 M_x 나 M_y 가 가해짐에 따라 굽힘 하중뿐만 아니라 수직으로 놓여있는 보가 비틀림 하중

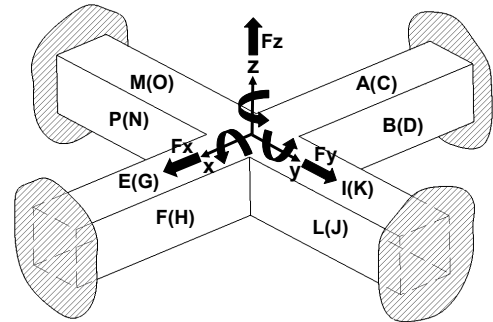
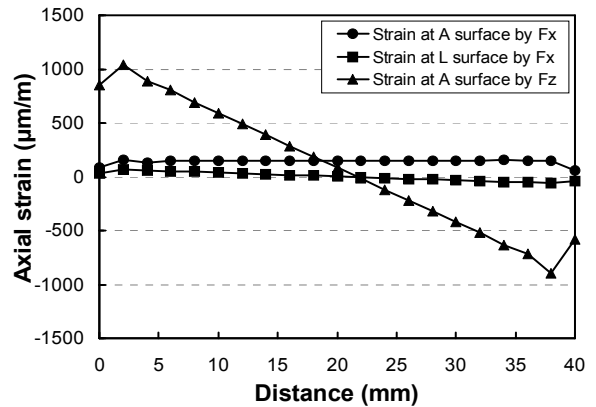
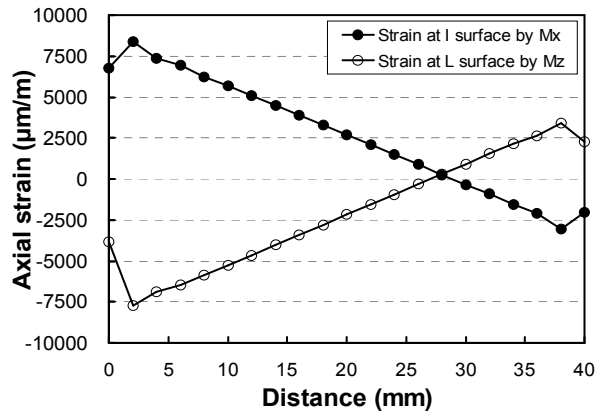


Fig. 4 Fixed ends cross beam structure for measuring 6-component forces and moments



(a) Force F_x , F_y and F_z



(b) Moment M_x and M_z

Fig. 5 Axial strain distributions on the surface of the cross beam structure due to (a) forces and (b) moments

을 일부 분담하므로 변형률 값은 작게 발생되었다. M_z 에 의해서는 하중점부터 고정단까지 압축 변형률에서 인장 변형률로 선형적으로 변화하는 변형률 분포를 보였으며 4개의 보에서 굽힘 하중을 분담하여 받으므로 양단고정 보에 비해 작은 변형률이 발생되었다.

앞에서와 같은 변형률 분포를 이용하여 출력변형률이 최대화 되도록 스트레인 게이지 위치를 정하고 상호간섭 변형률이 최소화 되도록 이들로 연결된 브리지회로를 구성하여 식 (1)에 의해 출력변형률 및 상호간섭 변형률을 계산하였다. Fig. 6은 스트레인 게이지의 위치와 각 축을 감지하는 브리지 회로의 구성을 표로 보여주고 있다. 다축의 힘 및 모멘트를 감지하는 로드셀의 설계에서는 상호간섭 변형률을 최소화하는 것과 각 축의 출력 변형률을 같은 수준으로 설계하는 것이 대단히 중요하다. Table 2에서 보면 상호간섭 변형

률은 모두 0이 되었으나, F_x 와 F_y 에 의해 발생하는 출력 변형률 값이 다른 하중에 의해 발생하는 출력 변형률에 비해 상당히 낮게 계산되어 안정성 있는 6축 로드셀로의 활용이 어렵다. 이는 힘 F_x 나 힘 F_y 가 가해질 때 횡 방향으로 놓여 있는 2개의 보에 굽힘 모멘트만이 작용되는 것이 아니고 같은 방향으로 놓여 있는 보에 인장 또는 압축력이 작용되어 서로 구속하는 거동을 보이기 때문이다.

Table 2는 이와 같은 방법으로 계산한 십자형 보의 출력 변형률 및 상호간섭 변형률 값을 보여주고 있다. 특성행렬의 대각선은 출력변형률을 나타내며 나머지 항은 상호간섭 변형률을 나타내고 있다. 각 하중 축당 스트레인 게이지 4개로 이루어진 완전결선 브리지 회로를 구성하여 모든 상호간섭 변형률이 0이 되도록 하였다.

Table 2 Sensing strains and coupling strains of the cross beam structure calculated by FEM

Load	Output strain ($\mu\text{m/m}$)					
	S_{F_x}	S_{F_y}	S_{F_z}	S_{M_x}	S_{M_y}	S_{M_z}
F_x	64	0	0	0	0	0
F_y	0	64	0	0	0	0
F_z	0	0	326	0	0	0
M_x	0	0	0	288	0	0
M_y	0	0	0	0	288	0
M_z	0	0	0	0	0	321

3. 판스프링 고정단을 가진 보의 변형거동

십자형 보의 구조에서는 힘이 가해지는 축 방향으로 놓인 보가 90° 방향으로 놓인 보에 발생하는 굽힘변형을 구속함으로써 F_x 와 F_y 의 출력 변형률이 상당히 작게 발생되었다. 이를 해결하기 위해서는 한 축의 힘이 가해질 때 그 방향에 놓여있는 보의 구속을 완화시키면서도 90°로 놓여 있는 보에 충분한 굽힘변형이 발생할 수 있는 구조의 고안이 필요하다. 본 논문에서는 판스프링 고정단의 변형 거동을 이용하여 이와 같은 문제점을 해결하고자 한다. 이를 위하여 양단고정 보와 십자형 보를 대상으로 하여 구속조건의 차이에 의한 변형거동을 유한요소법해석에 의해 비교분석하였다.

3.1 판스프링 고정단을 가진 보의 변형해석

본 논문에서 고안한 판스프링 구조는 Fig. 7과 같다. 직사각형 블록에서 위아래 부분에 슬롯을 주고 보와 고정되는 부분의 두께를 얇게 하여 판 모양으로 하였으며 강체블럭과 큰 라운드를 두고 연결되도록 하였다. Fig. 8은 판스프링 고정단과 강체 고정단을 가진 양단고정 보의 유한요소 모델을 보여주고 있다. 사용한 유한요소는 8절점 3차원 요소이며 강체고정단과 판스프링 고정단의 양 측면에 있는 강체블럭 모든 절점의 모든 방향을 구속하였다. 사용된 보는 두 경우 동일하게 길이 80 mm,

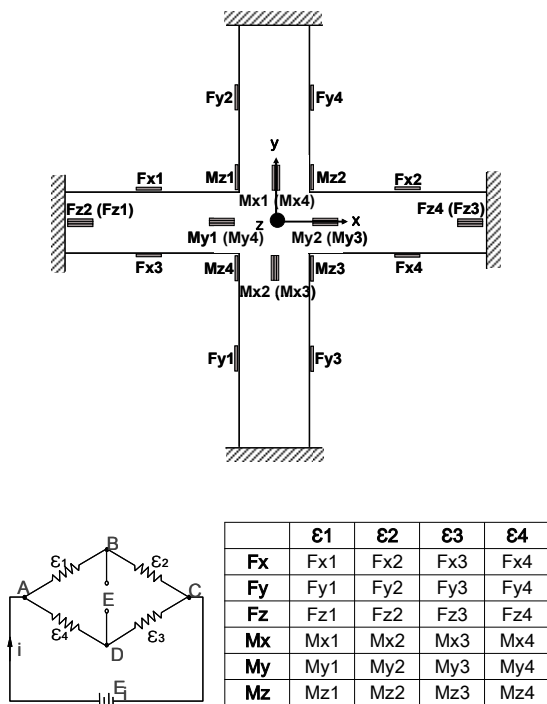


Fig. 6 Position of strain gages and the Wheatstone bridge circuit of the cross beam structure

폭 5 mm, 높이 9 mm로 하였고 알루미늄 Al 2024를 대상으로 한 재료상수를 입력하였다. 보 중앙의 하중 전달부에 힘 1 kN (F_x , F_y , F_z)과 모멘트 100 N.m (M_x , M_y , M_z)를 각각 가해 주었다.

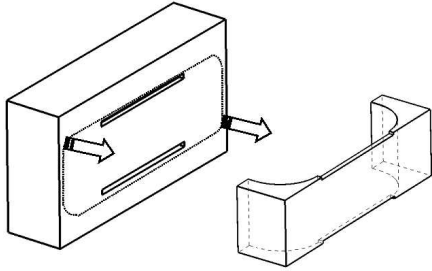


Fig. 7 A leaf spring structure

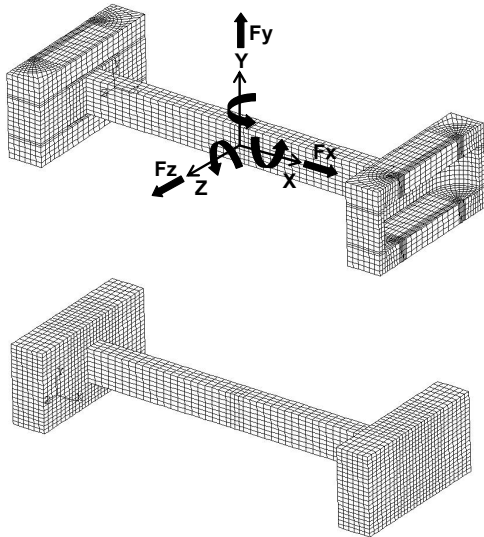


Fig. 8 Finite element model of sensing beam with the leaf spring ends structure and the fixed ends structure

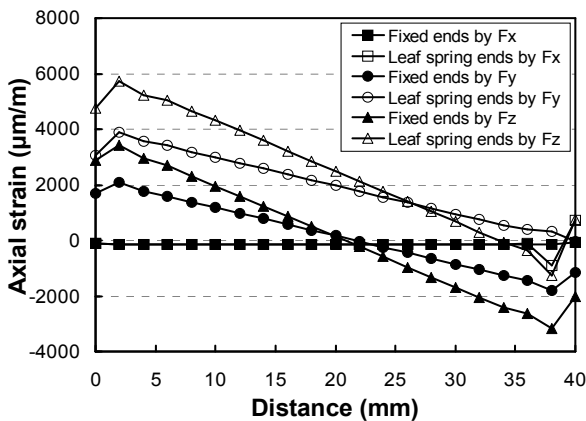


Fig. 9 Axial strain distributions of both end fixed beams due to the force

Fig. 9는 힘 F_x , F_y , F_z 에 의해 보의 오른쪽 반만의 상단표면(F_y)과 측면표면(F_z)에서 발생하는 축방향 굽힘변형률 ϵ_x 의 분포를 보여주고 있다. F_y 와 F_z 에 의해서는 인장변형률에서 압축변형률로 선형적으로 변하는 분포를 가졌으며, 직사각형 단면의 축에 따른 단면계수의 차이로 F_z 에 의한 굽힘변형률 값이 F_y 에 의한 것보다 크게 발생되었다. F_x 에 의해서는 균일한 압축변형률이 발생되었고 그 값은 굽힘 변형률에 비해 상당히 작게 발생되었다.

판스프링 고정단을 가진 보에 F_y 의 힘이 가해질 때에는 양단 단순지지 보의 경우와 변형률 분포가 일치하였다. 즉, 하중점이 중앙($x=0$)인 점에서 최고 인장변형률이 발생하고 선형적으로 감소하여 고정단 부분에서는 0이 되는 분포를 보였다. 그 최대값의 크기는 이론값에서와 같이 양단 고정 보의 경우에 비해 2배 크게 발생되었다. F_z 의 힘이 가해질 때에는 양단 단순지지 보와 양단 고정보의 중간 정도 되는 변형률 분포를 보였다. 즉, 하중점에서 최대 인장변형률이 존재하고 고정단에서 최대 압축변형률이 발생했지만 최대 인장변형률의 절대값이 최대 압축 변형률의 절대값보다 크게 발생되었다. F_x 의 힘이 가해졌을 때는 하중점을 중심으로 보의 왼쪽 반에서는 인장변형률이, 보의 오른쪽 반에서는 압축변형률이 발생하여 양단고정보의 변형률 분포와 일치하였지만 판스프링의 x 방향 변형으로 인해 전체적으로 힘을 주는 방향으로 큰 변위가 발생하였다. Fig. 10은 각 축방향의 힘이 가해진 경우의 변형 형상을 확대하여 보여주고 있다.

판스프링의 고정단을 가진 보에 M_y 와 M_z 가 가해졌을 때에는 Fig. 11과 같은 변형률 분포를 보였다. 양단고정 보에서는 고정부의 모멘트로 인해 인장변형률에서 압축변형률로 변화하는 분포를 보였으나 판스프링의 고정단을 가진 보에서는 고정부분의 모멘트가 완화되어 대부분 인장변형률이 발생되었다. 이 경우에도 힘의 경우와 마찬가지로 M_z 의 경우는 단순 지지 경계조건과 같은 거동을 보였으나 M_y 의 경우는 단순지지와 양단고정 사이의 거동을 보였다. 그러나 두 경우 모두 하중점 부분의 최대변형률 값은 거의 같은 값을 보였다.

결론적으로 스프링판 고정단을 이용하면 슬롯 방향으로의 단순지지 경계조건과 같고, 라운드

방향으로는 M_z 의 경우는 단순지지 경계조건과 같은 거동을 보였으나 M_y 의 경우는 단순지지와 양단고정 사이의 거동을 보였다. 그러나 두 경우 모두 하중점 방향으로 단순지지와 양단고정 중간 정도의 경계조건을 갖게 되며, 축방향의 하중과 비틀림에 대해서는 거의 제한하지 않는 경계조건을 얻을 수 있다. 또한 양단고정 보에 비해 M_y 와 M_z 에 의한 최대변형률 값에는 변화 없이 F_y 와 F_z 에 의해서 2배 정도 큰 변형률 값을 얻을 수 있는 것으로 나타났다. 이와 같은 거동은 2장

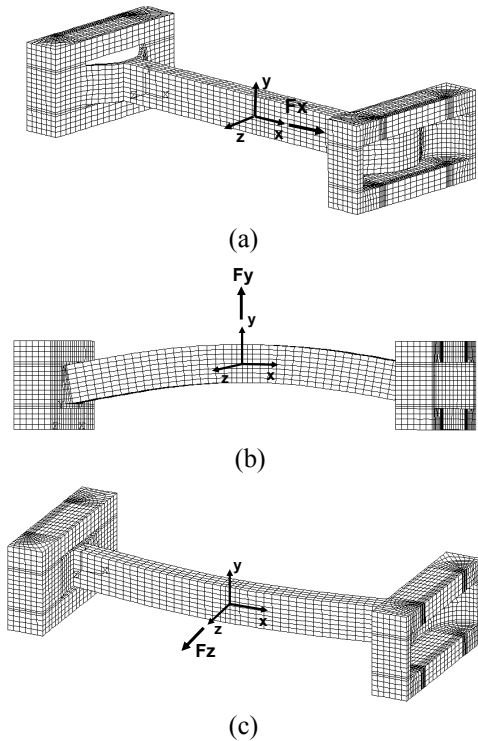


Fig. 10 Deformed shapes of beam with the leaf spring ends structure due to the forces

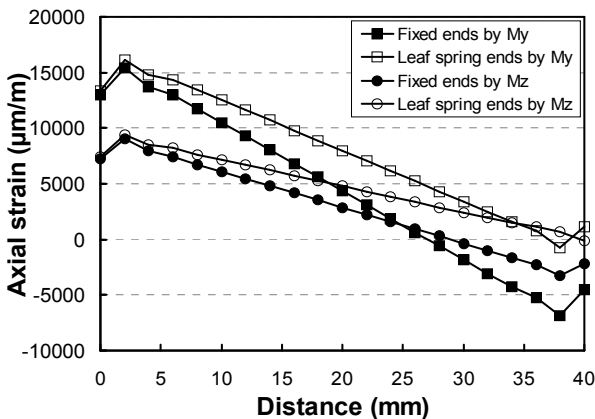


Fig. 11 Axial strain distributions of both end fixed beams due to the force.

에서 언급한 십자형 구조에 의한 6축 로드셀의 설계에서의 한계를 극복할 수 있는 방법이 될 수 있다.

3.2 판스프링 고정단 십자형 보의 변형해석

Fig. 12는 판스프링 고정단을 가진 십자형 보의 구조와 유한요소 모델을 보여준다. 3.1절에서의 양단고정 보에 비해 십자형으로 만나는 부분에 하중을 가하기 위한 작은 직육면체 블럭을 두었으며 나머지 보의 치수는 같게 하였다. 보 부분에서는 요소의 한변의 길이를 2 mm로 하여 모델링하였으며 전체요소의 개수는 18944개 절점의 개수는 26337개로 모델링하였다. 해석 시 재료는 Al 2024를 대상으로 하여 재료의 종탄성계수를 73 GPa로, 푸아송 비는 0.32로 하였다. 십자형 보의 중앙에 1 kN의 힘과 100 N.m의 모멘트를 가하고 보의 표면에서 변형률을 계산하였다.

Fig. 13은 힘 F_x 와 힘 F_z 가 가해질 때 축방향의 변형률 분포를 나타낸다. F_y 에 의해서는 F_x 에 의

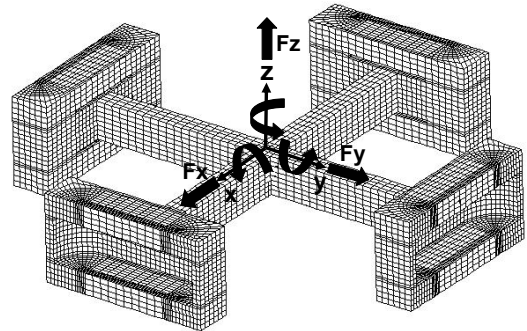


Fig. 12 Finite element mesh of the cross beam with the leaf spring ends structure

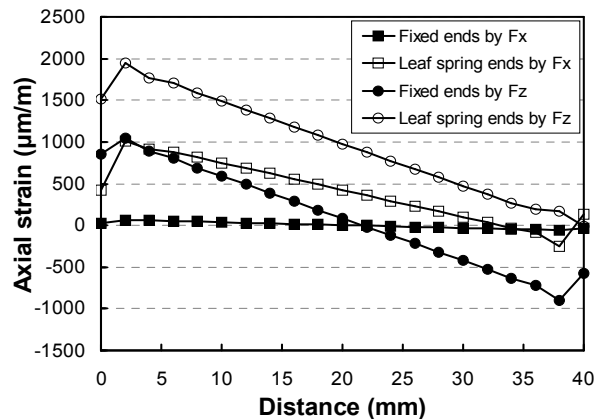


Fig. 13 Axial strain distributions of cross beam structures due to the applied forces

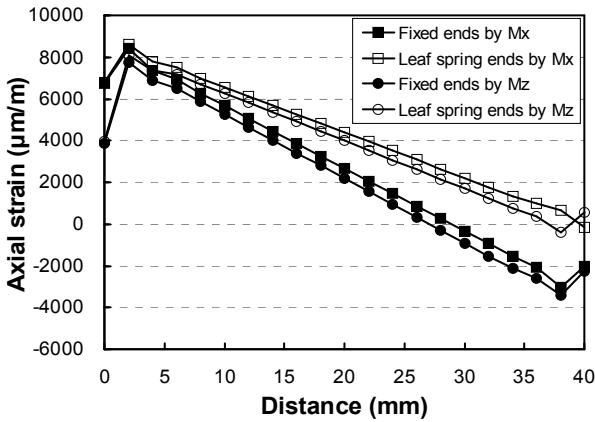
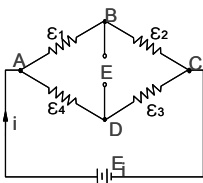
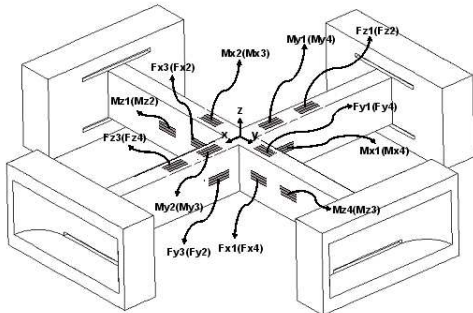


Fig. 14 Axial strain distributions of cross beam structures due to the applied moments



	E1	E2	E3	E4
Fx	Fx1	Fx2	Fx3	Fx4
Fy	Fy1	Fy2	Fy3	Fy4
Fz	Fz1	Fz2	Fz3	Fz4
Mx	Mx1	Mx2	Mx3	Mx4
My	My1	My2	My3	My4
Mz	Mz1	Mz2	Mz3	Mz4

Fig. 15 Position of strain gages and the Wheatstone bridge circuit for measuring 6-component forces and moments

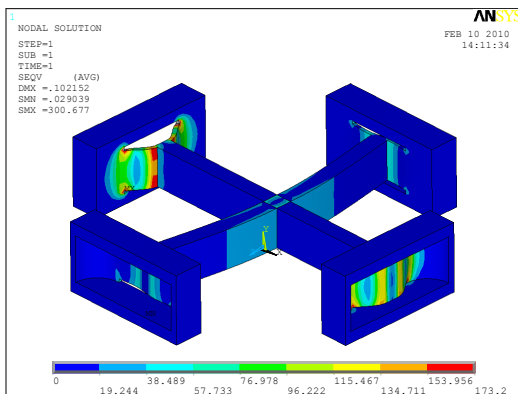


Fig. 16 Finite element model and equivalent stress contour of the six-component loadcell

한 변형과 같으므로 나타내지 않았다. 힘 Fx에 의해서는 굽힘변형을 나타낼 수 있도록 y 방향으

로 놓여 있는 보의 측면 변형을 분포를, 힘 Fz에 의해서는 x 방향으로 놓여있는 보의 윗면 변형을 분포를 보여주고 있다. 비교를 위해 강제 고정된 십자형 보의 변형을 분포와 함께 나타내었다. 고정구조에 비해 판스프링 구조의 십자형 보의 Fx에 의한 측면 변형률이 현저히 상승하였으며 이는 판스프링이 보의 양 끝단의 변위를 이완시킴으로 인하여 측면 보의 굽힘변형률이 증가하였기 때문이다. 또한 Fz에 의해서도 2배 정도의 출력 감도를 상승 시킬 수 있었다.

Fig. 14는 모멘트 Mx와 모멘트 Mz가 가해질 때 축방향의 변형을 분포를 나타낸다. My에 의해서는 Mx에 의한 변형과 같으므로 나타내지 않았다. 모멘트 Mx에 의해서는 굽힘변형을 나타낼 수 있도록 y 방향으로 놓여 있는 보의 윗면 변형을 분포를, 힘 Fz에 의해서는 x 방향으로 놓여있는 보의 측면 변형을 분포를 보여주고 있다. 고정구조에 비해 판스프링 구조의 십자형 보의 모멘트에 의한 변형률은 인장변형을 값만을 발생시켰으며 최대값은 거의 같은 것으로 나타났다.

4. 6축 로드셀의 특성

3장에서 해석된 십자형 구조의 변형을 분포를 이용하여 3축의 힘과 3축의 모멘트를 동시에 측정할 수 있는 로드셀을 설계하였다. 이를 위해 Fig. 15와 같이 각 축의 힘과 모멘트를 측정할 수 있는 스트레인 게이지 부착위치를 정하고 식 (1)을 이용하여 상호간섭 변형률이 최소화되도록 스트레인 게이지 4개로 연결된 브리지 회로를 구성하였다. 500 N의 정격 힘(Fx, Fy, Fz)과 10 N.m의 정격 모멘트(Mx, My, Mz)에서 이 비슷한 감도를 갖도록 치수를 조절하였다.

Fig. 15는 최종적으로 설계된 6축 로드셀의 스트레인 게이지 위치와 브리지 회로를 나타낸다. 총 6축에 대한 하중을 감지하기 위하여 24개의 스트레인 게이지 부착 위치를 결정하였다. 각 하중에 대한 각 스트레인 게이지의 출력은 Table 3과 같다. 모든 하중에 대한 스트레인 게이지 위치에서의 변형률은 395~505 µm/m로 일정 수준으로 설계되었다. Table 4는 식 (1)에 의해 계산된 로드셀의 출력 변형률과 상호간섭 변형률을 보여주고 있다. 표의 행렬에서 대각선 값은 출력 변형률이 되고 나머지의 값은 상호간섭 변형률이 된다. 설계된 6축 로드셀에 대한 상호 간섭오차

Table 3 Calculated Axial strain of 24 strain gages attached on the 6-axis force/torque sensor by finite element analysis

Strain gage	Output strain ($\mu\text{m}/\text{m}$)					
	Fx	Fy	Fz	Mx	My	Mz
S1	438	-42	0	0	0	-541
S2	-438	42	0	0	0	-541
S3	438	42	0	0	0	541
S4	-438	-42	0	0	0	541
S5	42	438	0	0	0	-543
S6	-42	-438	0	0	0	-543
S7	-42	438	0	0	0	543
S8	42	-438	0	0	0	543
S9	43	0	395	0	113	0
S10	43	0	-395	0	-113	0
S11	-43	0	395	0	-113	0
S12	-43	0	-395	0	113	0
S13	0	-41	505	451	0	0
S14	0	41	505	-451	0	0
S15	0	41	-505	451	0	0
S16	0	-41	-505	-451	0	0
S17	41	0	505	0	451	0
S18	-41	0	505	0	-451	0
S19	-41	0	-505	0	451	0
S20	41	0	-505	0	-451	0
S21	336	44	0	0	0	433
S22	-336	44	0	0	0	-433
S23	-336	-44	0	0	0	433
S24	336	-44	0	0	0	-433

Table 4 Calculated results of the 6-axis force/torque sensor using leaf spring for sensing strains and coupling strains by FEM

Load	Output strain ($\mu\text{m}/\text{m}$)					
	SFx	SFy	SFz	SMx	SMy	SMz
Fx	438	0	0	0	0	0
Fy	0	438	0	0	0	0
Fz	0	0	395	0	0	0
Mx	0	0	0	451	0	0
My	0	0	0	0	451	0
Mz	0	0	0	0	0	433

는 모든 축에서 0으로 계산되었으며 각 축에서 발생하는 출력변형률 값도 비슷한 수준으로 결정된 것을 알 수 있다.

Fig. 16은 사용한 Fx에 정격 힘 500 N을 주었을 때 발생하는 상당응력 분포를 보여주고 있다. 나머지 방향의 힘에 대해서는 이보다 작은 상당응력이 발생되었다. 상당응력의 최대값은 173.2 MPa로 나타나서, 본 다축 로드셀에서 사용한 Al 2024의 항복응력이 280 MPa임을 고려하면 허용 과부하하중이 정격하중의 160% 이상인 것으로 나타났다. 각 하중 축에 대한 출력 변형률과 상호간섭 변형률 및 상당응력 값을 볼 때, 설계된 판스프링을 가진 십자형 6축 로드셀은 특성이 우수하며 간단한 구조와 작은 부피를 가져서 실용성이 있는 것으로 판단된다.

5. 결 론

본 논문에서는 판스프링 구조를 가진 십자형 보의 변형을 기본으로 하는 6축 로드셀을 설계하였다. 이를 위하여 유한요소법해석을 이용하여 강체 고정단과 판스프링 고정단에 대한 변형 분석을 하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 스프링판 고정단을 이용하면 고정 경계부의 조건을 변화시킬 수 있어서 십자형 로드셀의 특성을 획기적으로 개선시킬 수 있다.

(2) 설계된 6축 로드셀에 대한 상호 간섭오차는 모든 축에서 0으로 계산되었으며 각 축에서 발생하는 출력변형률 값도 비슷한 수준으로 결정되었다.

(3) 유한요소 해석을 통해 해석된 6축 로드셀은 최대 상당응력이 173.2 MPa로 계산되어 160%의 과부하 하중에 대해 안전하게 설계되었다.

(4) 설계된 판스프링을 가진 십자형 6축 로드셀은 특성이 우수하며 간단한 구조와 작은 부피를 가져서 실용성이 있는 것으로 판단되지만 실제 제작 시에 발생할 수 있는 오차요인의 해석과 특성평가를 통한 비교 연구가 필요하며 향후 이를 진행할 계획이다

후 기

이 논문은 2008년도 충북대학교 학술연구지원 사업의 연구비지원에 의하여 연구되었음.

참고문헌

- (1) One, K. and Hatamura, Y., 1986, "A New Design for 6-component Force/Torque Sensors," *Mechanical Problems in Measuring Force and Mass*, pp.39~48.
- (2) Yabuki, A., 1990, "Six`Axis Force/Torque Sensor for Assembly Robots," *FUJITSU Sci. Tech. J.*, Vol. 26, No. 1, pp.41~47.
- (3) Bayo, E. and Stubbe, J. R., 1989, "Six-Axis Force Sensor Evaluation and a New Type of Optimal Frame Truss Design for Robotic Applications," *J. Robotics Systems*, Vol. 6, No. 2, pp.191~208.
- (4) Joo, J. W., Na, K. S. and Kim, G. S., 1998, "Design and Evaluation of Small Size Six-axis Force/Torque Sensor Using Parallel Plate Structure," *Transactions of the KSME(A)*, Vol. 22, No. 2, pp.352~364.
- (5) Joo, J. W., Na, K. S. and Kang, D. I., 2002, "Design and Evaluation of a Six-Component Load Cell," *Measurement*, Vol. 32, pp. 125~133.
- (6) Liu, S. A. and Tzo, H. L., 2002, "A Novel Six-Component Force Sensor of Good Measurement Isotropy and Sensitivities," *Sensors and Actuators A*, Vol. 100, pp. 223~230.
- (7) Kang C. G., 1998, Analysis on Force Sensing Errors of Force-Torque Sensors, *Transactions of the KSME(A)*, Vol. 22, No. 7, pp.352~364.
- (8) Chao, L. P. and Yin, C. Y., 1999, "The Six-Component Force Sensor for Measuring the Loading of the Feet in Locomotion," *Materials and Design* Vol. 20, pp.237~244.
- (9) Chao, L.P. and Chen, K-T., 1997, "Shape Optimal Design and Force Sensitivity Evaluation of Six-Axis Force Sensors," *Sensors and Actuators A*, Vol. 63, pp. 105~112.