

# 병렬판구조를 이용한 소형 6축 힘/토크센서의 설계 및 특성평가

주진원\* · 나기수\*\* · 김갑순\*\*\*

(1997년 4월 23일 접수)

## Design and Evaluation of Small Size Six-axis Force/Torque Sensor Using Parallel Plate Structure

Jin W. Joo, Ki S. Na and Gap S. Kim

**Key Words :** Six-axis Load Cell(6축 로드셀), Parallel Plate Structure(병렬판구조), Coupling Error(상호간섭 오차), Strain Gage(스트레인 게이지)

### Abstract

This paper describes the design processes and evaluation results of a small-sized six-axis force/torque sensor. The new six-axis force/torque sensor including S-type structure has been developed using a parallel plate structure as a basic sensing element. In order to minimize coupling errors, the location of strain gages has been determined based on the finite element analysis and the connections of strain gages have been made such that the bridge circuit with 4 strain gages becomes balanced. Several design modifications result in a similar strain sensitivity for six-axis forces and moments, and the reduced coupling errors of 2.6% FS between each forces and moments. Calibration test results show that the six-axis load cell developed which has light weight of 135 g and the maximum capacities of 196 N in forces and 19.6 N. m in moments is estimated to be within 7.1% FS in coupling error.

### 1. 서 론

최근에 들어서 다축의 로드셀은 특히 로봇분야에서 관심이 커지고 있다. 현재 사용되고 있는 로봇은 위치제어방식이 대부분이나 로봇의 기능이 점점 향상되면서 정밀한 조립, 부품의 판별, 그라인딩, 디버링 등의 작업을 수행하게 되었고, 이러한 작업은 힘제어방식의 로봇을 사용함으로써 원하는 기능을 충실히 수행할 수 있다. 힘제어방식 로봇에서

힘/토크센서는 중요한 역할을 하는 핵심부품 중의 하나이다. 로봇의 힘제어 연구에 대해서는 1980년대부터 많은 논문<sup>(1, 2)</sup>이 발표되고 있으며, 이러한 논문들에서는 힘/토크센서의 중요성에 대하여 기술하고 있다.

로봇용 6축 힘/토크센서는 크기가 작고 가벼워야 하며 그 성능에 비해서 가격이 저렴해야 하므로 구조가 간단해야 할 필요성이 있다. 다축 힘/토크센서는 현재 개발단계에 있고 고도의 기술집약적인 상품이므로 로봇에 비해서 가격이 상당히 높다. 또한 기술보호 측면에서 모방이 어렵기 때문에 이의 적극적인 활용을 위해서는 새로운 형태의 설계 및 제작 기술이 필요하다.

\*회원, 충북대학교 기계공학과

\*\*회원, 충북대학교 대학원

\*\*\*회원, 한국표준과학연구원 힘그룹

다축 힘/토크센서는 크게 스트레인 게이지를 사용하여 탄성체의 변형을 이용하는 방법, 압전체를 이용하는 방법, LVDT를 사용하여 스텐더트 플랫폼 기구를 이용하는 방법<sup>(3,4)</sup>으로 분류될 수 있으며 각각은 장단점을 가지고 있다. 스트레인 게이지를 사용하는 힘/토크센서는 스텐더트 플랫폼 기구에서 보다 감지부의 구조가 비교적 간단하고 한 몸체로 제작할 수 있어 조립과정에서 생기는 오차를 제거시킬 수 있다. 또한 압전체를 이용한 센서에 비해 선형성 특성이 좋고 한 센서로 여러 분야에 적용할 수 있다는 장점을 가지고 있다. 그러나 다축 힘/토크 센서의 경우 하중간의 상호영향이 크기때문에 이를 최소화시킬 수 있는 적절한 설계 및 제작방법이 요구되며 정확한 특성시험이 필요하다.

스트레인 게이지식 다축 로드셀에 대해서는 Yoshida<sup>(5)</sup>가 여러 개의 사각보에 대한 굽힘변형을 이용하여 6축 로드셀을 개발하고 타이어 시험기에 응용하였으며, Ono와 Hatamura<sup>(6)</sup>는 다축 로드셀의 기본요소로 병렬평판구조와 방사평판구조를 제시하고 이를 축대칭으로 구성한 6축 로드셀을 개발하였다. Bayo와 Stubbe<sup>(7)</sup>는 프레임-트러스구조의 축방향 변형을 이용하여 강성이 큰 6축 힘센서를 고안하고 이에 대한 최적설계를 수행하였다. Yabuki<sup>(8)</sup>는 병렬평판구조 만을 이용하여 조립용 로봇 팔에 작용하는 힘 및 토크를 측정할 수 있는 로드셀을 개발하고, 이의 이용에 있어 좌표변환의 관계를 제시하였다. 주진원 등<sup>(9)</sup>은 병렬평판구조보다 쌍안경식구조가 제작, 강도측면에서 장점을 가진다는 사실에 착안하여 쌍안경식의 6축 로드셀을 개발하였다. 실험계획법을 유한요소해석에 의한 설계방법에 응용함으로써 체계적인 설계방법을 수행하고 정확도가 높은 6축 로드셀을 개발하였다.

이와 같은 힘/토크 센서는 각 하중을 감지하는 감지부를 각각 배치함으로써 상호간섭 오차 등의 특성을 좋게 할 수 있는 반면에 구조가 너무 복잡하여 제작비가 많이 들고, 자체 중량이 큰 단점이 있다. 특히 로봇과 같이 움직이는 시스템에서 사용되는 힘/토크센서는 자체중량이 가벼워야 하므로 소형 센서에 대한 연구가 필요하다. Hatamura 등<sup>(10)</sup>은 다축 로드셀의 설계에 병렬판 구조를 기본으로 하는 기본 모형을 제시한 후 제작과 실험을 통해 얻은 특성행렬식을 검토하여 감도가 취약한 부분에 대한 보완을 하는 방법으로 크기가 작은 다축 로드셀을 개발하여 실제 로봇제어에 적용하였다. 그러

나 상세설계와 스트레인 게이지의 위치선정 등에 정확한 해석이 이루어지지 않아서 정격출력이 각 축마다 큰 차이를 보였고 상호간섭 오차가 비교적 크게 발생되었다.

본 논문에서는 기본구조로 사용될 병렬판구조에 대한 변형거동을 상세히 파악하고 이를 기본으로 소형의 6축 힘/토크 센서 모델을 제시하였다. 유한요소해석에 의하여 특성값들을 예측하고 이를 근거로 모델을 수정하여 최종설계를 하였다. 또한 실제로 제작된 힘/토크센서에 대한 특성시험을 수행하여 성능을 평가하였다.

## 2. 병렬판구조의 변형거동

작은 힘을 스트레인 게이지의 출력으로 변환하여 측정할 때에는 일반적으로 외팔보의 변형을 이용하여 신호를 크게 하는 방법을 많이 사용한다. 그러나 이 경우 끝단의 처짐과 회전각도 동시에 크게 발생하므로 Fig. 1과 같은 병렬판구조를 사용함으로써 외팔보의 경우에 비해서 변위가 작으면서 상대적으로 변형률이 크게 발생하도록 할 수 있다. 따라서 본 논문에서는 6축의 힘/토크센서를 개발하기 위하여 그림과 같이 수직방향의 힘 F, 모멘트 M 및 토크 T 등 3축의 하중을 측정할 수 있는 병렬판구조를 기본구조로 사용하였다.

Fig. 2는 3축의 힘 및 모멘트에 대한 변형거동을 보여주고 있다. 힘 F를 가했을 때에는 Fig. 2(a)와 같이 두개의 보가 한쪽은 변위 및 회전각 고정, 다른쪽은 회전각 고정의 형태로 변형하게 되어 길이 방향(z 방향)으로 윗 표면을 따라서는 최대 인장변형률에서 최대 압축변형까지 선형적으로 변하는 거동을 보이고 아래 표면을 따라서는 반대의 거동을 보인다. 모멘트 M을 가했을 때에는 Fig. 2(b)와 같이 두개의 평판이 전단력을 받지 않고 윗판은 압축력을, 아랫판은 인장력을 받고 그것에 순수 모멘트가 중첩된 형태로 변형한다. 따라서 윗판은 전체

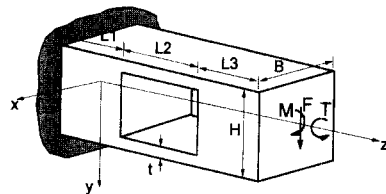


Fig. 1 Parallel plate structure for measuring 3-component force and moments.

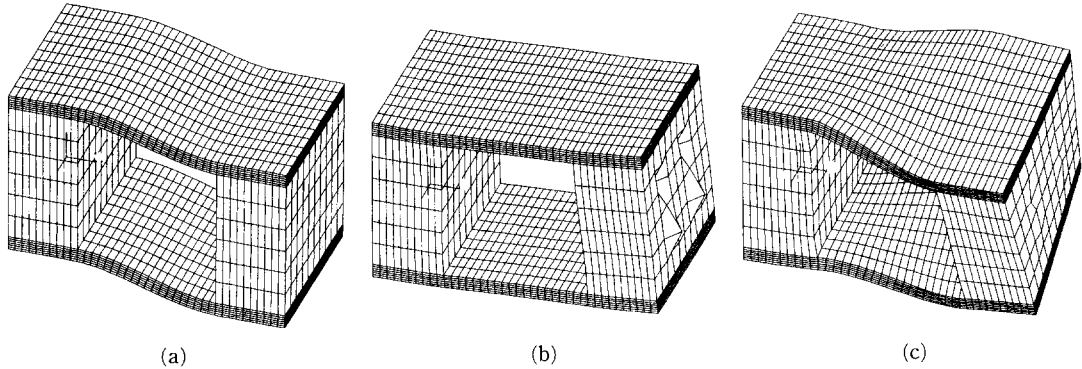


Fig. 2 Deformation behavior of the parallel plate structure due to the force (a) the moment (b) and the torque (c).

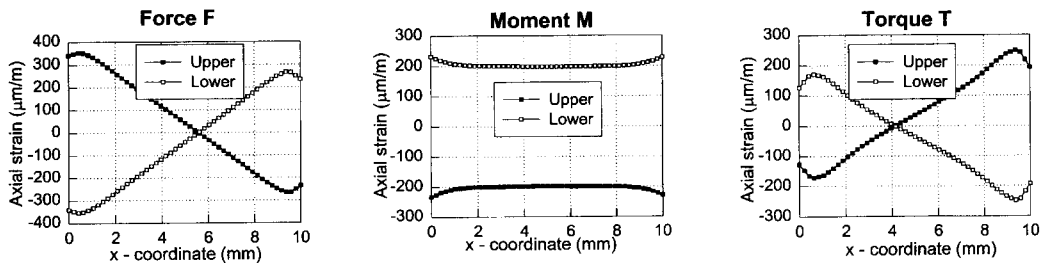


Fig. 3 Axial strain distributions at the upper and lower surfaces of the parallel plate structure due to the force, the moment and the torque.

적으로 균일한 압축변형률이 발생되고, 아랫면은 이와 절대값이 같은 균일한 인장변형률이 발생된다.

토크  $T$ 를 가했을 때에는 Fig. 2(c)와 같이 뒤틀림(warping) 현상이 심하게 나타났으며 유한요소 해석 결과를 보면 윗면의 경우 중간축을 중심으로 앞쪽은 인장변형률에서 압축변형률로 거의 선형적으로 변화하였고 뒷쪽은 압축변형률에서 인장변형률로 거의 선형적으로 변화하였다. 앞의 가장자리와 뒷쪽의 가장자리에서는 인장변형률 혹은 압축변형률의 최대값이 발생했고 그 사이인 폭 방향을 따라서는 선형적으로 변화하는 복잡한 거동을 보였다. 아랫면의 경우에는 윗면의 경우와 반대로 분포하였다.

2축 이상의 힘 또는 모멘트를 측정하는 센서의 설계에서 가장 중요하게 고려하여야 할 사항은 각 하중 간의 상호간섭 오차(coupling error)를 최소화시키는 것이다. 즉, 한 방향의 하중이 작용될 때 다른 방향의 하중을 감지하는 출력값이 0이 되어야 하며, 0과의 차이가 바로 측정오차가 된다. 실제 측정에서는 특성시험에 의하여 결정된 상호간섭 오

차값을 이용하여 각 하중에 대한 출력값을 보정함으로써 측정의 정확도를 높일 수 있다. 즉, 마이크로 프로세서 등 측정값에 대한 계산과정이 허용된다면 보정식을 이용하여 상호간섭에 의한 영향을 이론적으로 제거시킬 수 있다. 그러나 이 경우 별도의 제어가 필요하고 힘 측정시에 계산시간에 대한 제어오차가 발생할 수도 있으며, 이러한 방법으로 오차를 많이 줄일 수는 있으나 근본적으로 오차를 제거시킬 수 없으므로,<sup>(11)</sup> 다축의 힘을 측정하여야 하는 측정센서의 설계에서는 가능한 한 하중 간의 상호간섭 오차를 최소화하여야 한다.

병렬평판구조를 설계하기 위하여는 각 하중에 대한 변형률 분포를 구하여야 하는데 이를 적절한 이론식으로 구할 수 있다면 각 치수의 변화에 의한 변형률의 영향을 알 수 있으므로 쉽게 치수를 결정할 수 있다. 위와 같은 병렬평판구조에 힘  $F$ 와 모멘트  $M$ 이 가해졌을 때는 적절한 이론식을 구할 수 있고, 유한요소해석과 실험을 통하여 이 이론식의 타당함이 검증되었다.<sup>(11)</sup> 그러나 토크  $T$ 가 가해졌을 때에는 전술한 바와 같이 심한 뒤틀림현상이 일어나므로 해석하기가 난해할 뿐만 아니라 실제로

판의 치수 및 강체로 가정한 블록의 치수에 따라 변형률의 분포형태가 다르게 나타날 수 있으므로 이론해석 결과와 상당히 차이가 날 수 있다. 따라서 본 논문에서는 변형률의 분포를 구하기 위하여 유한요소해석을 이용하였다.

Fig. 3은 임의로 선정된 모델에 대하여 유한요소 해석한 변형률 분포를 보여주고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 모멘트에 의해서는 길이방향을 따라서 거의 균일한 변형률 분포를 보였고, 힘과 토크에 의해서는 중간부분에서 변형률이 0이 되었으므로 이 부분에 모멘트를 감지하는 스트레인 게이지를 부착하면 상호간섭 오차를 제거시킬 수 있음을 알 수 있다. 힘과 토크에 의해서는 거의 선형적으로 변하지만 힘의 의해서는 판의 폭을 따라서는 일정하고 윗면과 아랫면은 반대의 변형률 분포를 보이는 반면에 토크에 의해서는 폭을 따라서도 선형적으로 변화하여 앞쪽 부분과 뒷쪽 부분이 반대로 분포한다. 이러한 변형거동에서는 스트레인 게이지 4개로 구성된 브리지회로를 적절히 조합함으로써 다른쪽 하중을 감지하는 부분에 변형률이 발생되더라도 브리지회로의 출력을 제거시킬 수 있다. 즉, Fig. 4와 같이 스트레인 게이지를 부착하면 다음식에 의하여 브리지회로의 출력을 이론적으로 0이 되도록 할 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 입력전압과 출력전압이고  $K$ 는 스트레인 게이지의 게이지상수,  $\epsilon_1, \epsilon_3$ 는 인장변형률,  $\epsilon_2, \epsilon_4$ 는 압축변형률을 나타내며,  $\epsilon_T$ 는 출력변형률을 의미한다.

### 3. 단일 병렬판구조의 설계

본 논문에서 개발하려고 하는 6축 로드셀은 근본

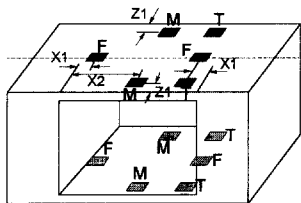


Fig. 4 Positions of strain gages and the Wheatstone bridge circuit with strain gages for measuring 3-component force and moments.

적으로 단일 병렬판구조를 직렬로 연결하여 구성하려고 하며, 이 경우 출력과 상호간섭 변형률의 크기가 크게 변화하지 않으리라고 예상되므로 먼저 단일 병렬판구조의 치수를 유한요소해석 결과를 이용하여 결정하였다. 설계하고자 하는 로드셀은 최대 힘이 3축 모두 196 N(20 kgf), 최대 모멘트는 3축 모두 19.6 N.m(2000 kgf/mm)이다. 감지부의 재료로는 저용량의 경우에 많이 사용되는 A12024-T4를 선택하였으며, 계산시에는 종탄성계수를 73 GPa, 푸아송비는 0.32로 하였다.

정격용량에서 스트레인 게이지 한계에 발생하는 변형률은 단축 로드셀에서는 알루미늄인 경우 800  $\mu\text{m}/\text{m}$  정도가 되도록 하는 것이 일반적이나, 다축 로드셀에서는 구조가 복잡하게 되므로 최대 변형률이 발생하는 지점을 스트레인 게이지의 위치로 정할 수 없는 경우가 대부분이고, 그 중의 한 축에서 과대하중이 가해질 위험성이 높으므로 1/4선인 200  $\mu\text{m}/\text{m}$ ~250  $\mu\text{m}/\text{m}$  정도 되도록 설계하는 것이 보통이다. 본 설계에서는 실제 제작상 라운딩 및 스트레인 게이지의 부착오차 등으로 출력이 감소할 것으로 예상되므로 설계변형률을 대략 250  $\mu\text{m}/\text{m}$ 로 하였다

본 논문에서는 자체 중량과 외부부피가 가능한 한 작도록 설계하는 것을 목표로 Fig. 1과 같은 병렬판구조의 치수를 결정하기 위하여 다음과 같은 과정을 거쳤다. 개발하려는 6축 로드셀은 단일 병렬판구조를 90° 돌려서 연결하려고 하므로 높이 H와 폭 B를 같도록 하였고 스트레인 게이지의 크기 등을 고려하여 H=B=25 mm로 우선 결정하였다. 다음에 블록의 길이인 L1를 10 mm, L3를 20 mm로 가정하고 L2를 5 mm, 10 mm, 15 mm로 변화

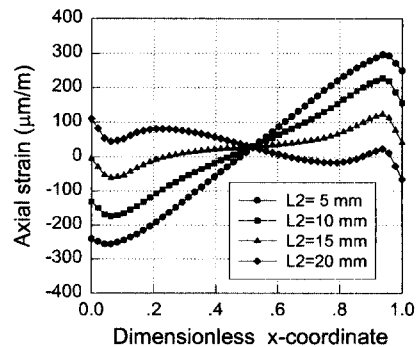


Fig. 5 Axial strain distributions according to the length of the plate L2 due to the torque.

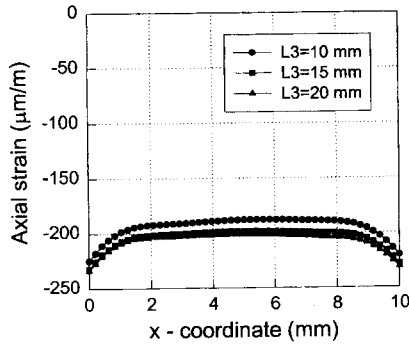


Fig. 6 Axial strain distributions according to the length of the block L3 due to the moment.

시커 유한요소해석을 수행하였다. 그 결과, 모멘트에 의해서는 변형률에 변화가 없었고, 힘에 의해서는 길이에 비례하여 변형률의 절대값만 크게 발생되었으나, 토크에 의해서는 Fig. 5와 같이 판의 길이 L2에 따라 다른 변형률 분포를 보였다. 그림은 윗판의 뒤쪽( $x = -10.5$  mm) 길이를 따라서 변화되는 변형을 나타낸다. 판의 길이가 짧아질수록 변형률의 값이 커지고 선형적으로 변화했으며, 변형률이 0이 되는 지점도 길이의 중심부분으로 이동하였다. 이러한 현상은 출력을 크게 하고 상호간섭 오차를 작게 하는데 큰 영향을 미치며 로드셀의 전체 크기를 작게 하는데 도움을 주므로 가능한 한 L2를 작게 하는 것이 좋으나 Fig. 4에서 보는 바와 같이 스트레인 게이지 3개가 길이방향으로 부착되어야 하므로 L2를 최소한의 길이인 10 mm로 결정하였다.

Fig. 6은 모멘트가 가해졌을 때 L3의 변화에 따른 윗판에서의 변형률 분포를 보여주고 있다. Fig. 4와 같이 스트레인 게이지를 부착하는 경우에는 모멘트가 가해졌을 때 평판의 길이방향을 따라서 변형률 값이 같다는 전제를 하고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 L3가 커질수록 변형률의 절대값이 약간 커지고 균일한 변형률 분포를 가지며, L3가 작아지면 힘 F를 감지하는 스트레인 게이지들이 부착될 지점 사이에 변형률의 차이가 생기게 된다. 그 차이는 크지 않으나, 본 모델에서는 이것이 그대로 모멘트가 가해질 때 힘쪽 감지부의 상호간섭 오차가 되므로 중요한 고려사항이 된다. 따라서 본 논문에서는 목표치로 하는 상호간섭 오차와 전체 크기를 고려하여 L3를 15 mm 이상이 되도록 설계하였다.

Table 1 Calculated results of parallel plate structure for sensing strains and coupling strains.

Load	Output strain ( $\mu\text{m/m}$ )		
	$S_F$	$S_M$	$S_T$
Force F	1174	8	0
Moment M	12	792	0
Torque T	0	0	948

평판의 두께는 출력의 크기에 가장 큰 영향을 미치며 특히 힘에 대한 출력에 영향이 크다. 유한요소해석에 의하여 각 하중에 대한 출력을 같은 수준으로 맞추도록 두께  $t$ 를 2.0 mm로 하였다. L1의 크기에 대한 유한요소해석 결과, 발생하는 변형률의 크기나 분포는 L1의 크기에 거의 영향을 받지 않는다는 것을 알 수 있었다. 여러 모델에 대한 유한요소해석 결과, 결정된 단일 병렬판구조의 치수는  $L1=L2=10$  mm,  $L3=15$  mm,  $t=2.0$  mm,  $B=H=25$  mm이었다. 이 때 유한요소해석 결과를 식 (1)에 대입하여 계산한 정적 출력변형률 및 상호간섭 변형률을 Table 1에 나타내었다. 이 변형률 값은  $Z1=1.5$  mm,  $Z2=5.5$  mm,  $X1=2$  mm의 스트레인 게이지 위치에서 계산된 값이다. 표에서 보는 바와 같이 이론적으로 각 하중에 대한 출력은 약 792~1170  $\mu\text{m/m}$  정도이었으나 이는 정해진 한점에서 구한 값이므로 스트레인 게이지의 크기를 고려하면 좀 작아질 것으로 예상되며 스트레인 게이지의 위치를 조정함으로써 같은 수준으로 출력 변형률을 맞출 수 있을 것이다. 상호간섭 오차는 이론적으로는 1%를 넘지 않아서 설계된 구조는 3축의 하중을 동시에 측정하는 힘/토크센서로서 신뢰성이 있음을 알 수 있다.

## 4. 6축 로드셀의 설계 및 해석

### 4.1 이중 병렬판구조

앞에서 설계한 단일 병렬판구조는 Fig. 7에서  $F_y$ ,  $M_x$  및  $M_z$ 를 측정할 수 있도록 되어 있다. 나머지  $F_x$ ,  $F_z$  및  $M_y$ 를 측정하기 위하여 우선 병렬판구조를 그림과 같이 90°돌려서 연결하여 한 몸체로 설계하였다. 설계된 치수는  $L1=L2=L4=10$  mm,  $L3=L5=15$  mm이고, 다른 치수는 단일 병렬판구

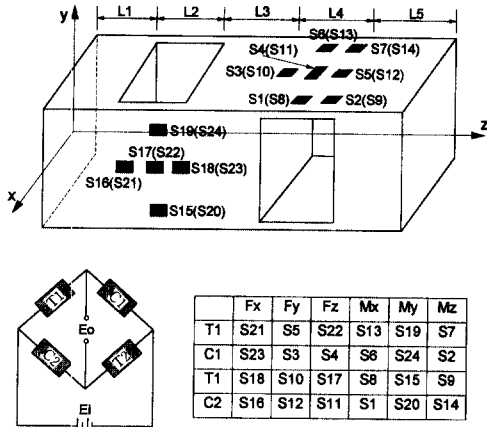


Fig. 7 Double parallel plate structure and positions of strain gages (a) and Wheatstone bridge circuit (b) for measuring 6-component forces and moments.

조와 같게 하였다.

Fig. 7은 스트레인 게이지의 위치와 각 하중에 대한 브리지회로의 구성을 보여주고 있다. 왼쪽 병렬판구조는  $F_x$ ,  $M_y$ 를 측정하기 위한 감지부이고, 오른쪽 병렬판구조는  $F_y$ ,  $M_x$ ,  $M_z$ 를 측정하기 위한 감지부이다.  $F_z$ 를 측정하기 위해서는 기동형 단축 로드셀과 같이 왼쪽 병렬판구조의 중앙(S17, S22)에서는 인장변형률을 감지하도록 하였고, 오른쪽 병렬판구조의 중앙(S4, S11)에서는 푸아송비에 의해 발생하는 압축변형률을 감지하도록 하였다. 각 스트레인 게이지의 위치는 단일 병렬판구조와 같게 하였다. 그림에서 괄호안의 번호는 반대면에 위치한 스트레인 게이지를 나타낸다. 각 하중을 감지하는 브리지회로의 스트레인 게이지를 그림의 표와 같이 구성하였다

6축의 하중에 대하여 각각 유한요소해석을 수행하여 24개의 스트레인 게이지 위치에서의 변형률을 구한 다음, Fig. 7의 브리지회로 구성과 식 (1)을 이용하여 출력변형률과 상호간섭 변형률을 구하였다. Table 2의 결과에서 보는 바와 같이 정격 출력변형률은 812~1058  $\mu\text{m}/\text{m}$ 으로 나타나서 예측한 범위 내에 있으나 힘  $F_z$ 에 대한 변형률은 52  $\mu\text{m}/\text{m}$ 로 나타나서 심각한 문제가 있음을 알 수 있다. 또한 힘  $F_x$ 가 가해졌을 때 모멘트  $M_y$  감지부의 상호간섭 변형률이 216  $\mu\text{m}/\text{m}$ 로 크게 나타났으나 이것은 단일 병렬판구조와는 달리 힘이 가해졌을 때 변형률이 0이 되는 지점이 이동했기 때문이며, 스

Table 2 Calculated results of double parallel plate structure for sensing strains and coupling strains.

Load	Output strain ( $\mu\text{m}/\text{m}$ )					
	$S_{Fx}$	$S_{Fy}$	$S_{Fz}$	$S_{Mx}$	$S_{My}$	$S_{Mz}$
$F_x$	1058	0	0	0	216	0
$F_y$	0	1020	0	16	0	0
$F_z$	0	0	52	0	0	0
$M_x$	0	58	0	812	0	0
$M_y$	38	0	0	0	848	0
$M_z$	0	0	0	0	0	872

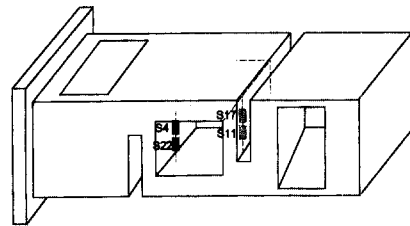


Fig. 8 Double parallel plate structure with S-type structure and positions of strain gages.

트레인 게이지의 위치를 조정함으로써 축소시킬 수 있다. 모멘트들이 가해졌을 때 힘 감지부들의 상호간섭 변형률이 발생한 것은 앞의 Fig. 6에서 설명한 바와 같이 변형률이 길이방향을 따라서 약간 변화하였기 때문이다.

#### 4.2 수정된 6축 로드셀구조

이중 병렬판구조에서는 힘  $F_z$ 에 대한 변형률이 너무 작게 발생하였으므로 구조의 개선이 필요하다. 이를 위하여 Fig. 8과 같이 두개의 병렬판구조 사이에 S자형의 감지부를 직렬로 연결하였다. 저용량 단축 로드셀에서 사용되는 S자형 구조<sup>(12)</sup>는 양쪽에서 힘이 가해지면 양끝에 있는 연결부를 통하여 힘과 모멘트가 전달되고 이로 인하여 두개의 평판이 굽힘변형을 하는 구조로 되어 있다.

힘  $F_z$ 를 감지하는 스트레인 게이지는 Fig. 8과 같이 구멍의 안쪽에 2개씩 모두 4개를 부착하고 Fig. 7의 표와 같이 브리지회로를 구성하였다. 새로 연결한 S자형 구조로 인하여 영향을 받아 왼쪽 병렬판구조의 변형률 분포가 약간 변하므로 이 경

우에도 상호간섭 오차를 줄이기 위하여 모멘트  $M_y$ 를 감지하는 스트레인 게이지 S19, S24, S15, S20의 위치를  $Z_2=5.5$  mm에서 6.0 mm로 이동시켰다. 이와 같은 구조는 모멘트  $M_y$  및  $M_z$ 가 가해질 때, S자형 감지부 구멍의 양쪽 가장자리 부근에서 큰 응력이 발생함으로 이 응력이 항복응력의 1/3 수준이 되도록 판의 두께를 결정하였다.

앞의 모델에서와 같이 6축의 하중에 대하여 각각 유한요소해석을 수행하여 변형률을 구한 다음, Fig. 7의 브리지회로 구성과 식 (1)을 이용하여 구한 출력변형률과 상호간섭 변형률을 Table 3에 나타내었다. 표에서 보는 바와 같이 힘  $F_z$ 의 출력 변형률이  $532 \mu\text{m/m}$ 로 계산되어서 앞의 모델보다 10배 정도 개선된 것을 알 수 있다. 이 값은 다른 축의 출력변형률 값보다 작게 나타났는데 이것은 이 부분에서 집중되는 응력값과 항복응력을 고려하여 판의 두께를 약간 크게 하였기 때문이다. 중간 부분에 있는 S자형 구조의 영향때문에 힘 전달거

**Table 3** Calculated results of double parallel plate structure with S-type structure for sensing strains and coupling strains.

Load	Output strain ( $\mu\text{m/m}$ )					
	$S_{F_x}$	$S_{F_y}$	$S_{F_z}$	$S_{M_x}$	$S_{M_y}$	$S_{M_z}$
$F_x$	900	0	0	0	24	12
$F_y$	0	889	0	21	0	0
$F_z$	0	0	532	0	0	0
$M_x$	0	-4	0	884	0	0
$M_y$	14	0	0	0	836	50
$M_z$	28	0	0	0	30	686

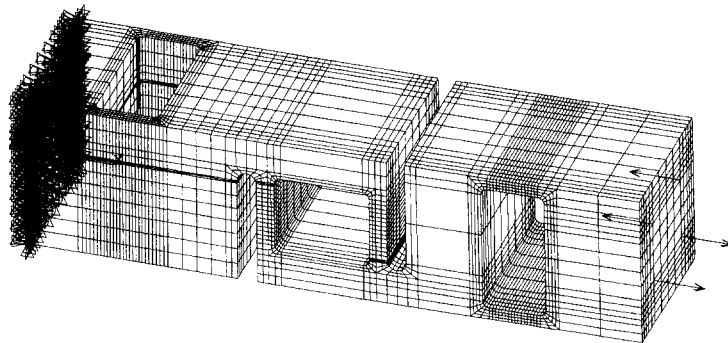
동이 약간 바뀌어서 힘  $F_x$ ,  $F_y$ 와 모멘트  $M_z$ 의 출력 변형률 값이 변동되었다. 또한 힘  $F_x$ 가 가해졌을 때, 모멘트  $M_y$ 에 발생하는 상호간섭 변형률의 값이 스트레인 게이지의 위치조정으로 크게 작아졌으며 힘  $F_x$ 와 힘  $F_y$ 를 감지하는 상호간섭 변형률 값도 작아졌으나 모멘트  $M_y$ 가 가해졌을 때, 모멘트  $M_z$ 를 감지하는 상호간섭 변형률 값이 약간 크게 나타났다. 결론적으로 S자형 구조를 연결하고 스트레인 게이지의 위치를 일부 조정함으로써 계산된 특성이 전체적으로 크게 좋아졌다고 판단되었다.

## 5. 최종 모델의 해석 및 제작

### 5.1 설계수정 및 유한요소해석

앞에서의 모델은 여러가지 치수에 대한 유한요소 해석의 편이성을 고려하여 사각구멍으로 모델링 하였기 때문에 각 하중에 대하여 구석근처에서 응력 집중이 일어난다. 실제 계산에 의하면 모멘트  $M_z$ 에 의해서 최대 188.1 Mpa의 응력이 발생하였는데 본 로드셀에서 사용한 A12024 재료의 경우 항복응력은 대략 410 Mpa이므로 과부하 등에 의하여 파단이 일어날 가능성이 높다. 따라서 3개의 구멍과 2개의 홈(slot) 구석을 라운딩 처리하여 응력집중을 완화시키고, 스트레인 게이지가 부착되는 지점의 변형률이 완만하게 변화하도록 하였다.

Fig. 9는 해석에 사용한 유한요소 격자를 보여주고 있다. 유한요소는 8절점 3차원 블럭요소를 사용하였고 모델의 총 요소수는 13704개, 총 절점수는 17510개이다. 모델의 한쪽 끝면은 변위를 고정하였고, 다른쪽 끝면의 볼트가 고정될 부분의 절점들에 힘을 가하여 196 N의 힘과 19.6 N.m의 모멘트를



**Fig. 9** Finite element mesh of the final model.

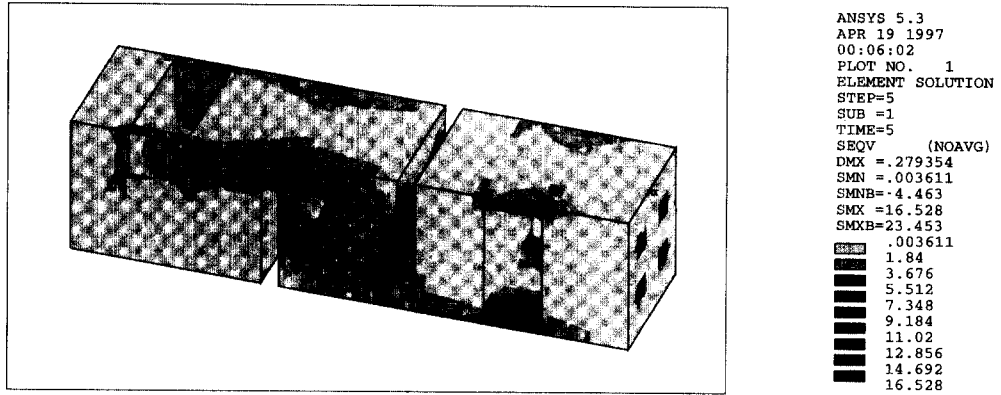


Fig. 10 Equivalent stress contour of the final model due to the moment  $M_y$ .

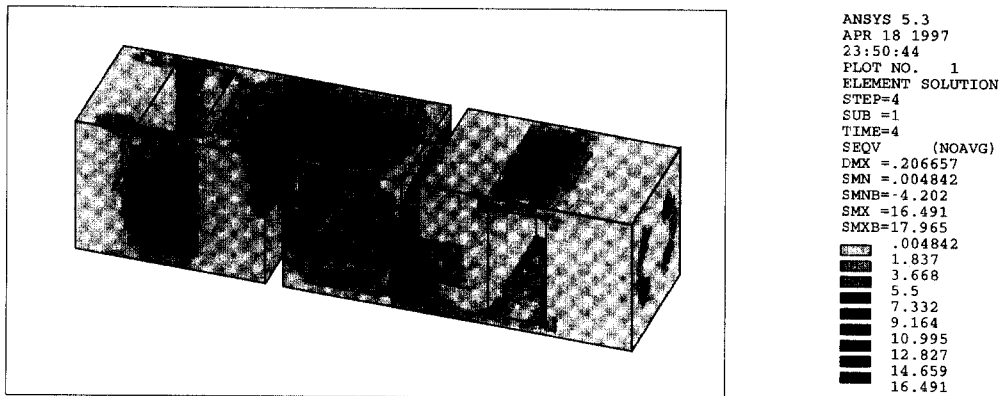


Fig. 11 Equivalent stress contour of the final model due to the moment  $M_z$ .

각각 발생시켰다. Fig. 10과 Fig. 11은 각각 모멘트  $M_y$ 와  $M_z$ 를 가했을 경우 상당응력선도를 보여주고 있다. 그림에서 보는 바와 같이  $M_y$ 를 가했을 때에는 S자 구멍 바깥쪽 구석부근에서 142.2 MPa의 최대 응력값을 보였다. 상당응력선도에서 하중을 가해주는 부분에 최대응력이 발생된 것으로 보이는 것은 이 지점에 집중하중을 가했기 때문이다.  $M_z$ 를 가했을 때에는 홈의 바깥쪽 구석부근에서 161.6 MPa (16.49 kgf/mm<sup>2</sup>)의 응력값을 보였다. 다른 하중이 가해질 때는 최대 응력값이 이보다 작았다. 따라서 구석부분을 라운딩처리함으로써 감도에는 큰 영향없이 최대 응력을 약 15% 정도 감축시킬 수 있었다.

Table 4는 각 방향의 최대 하중이 가해질 때 유한요소해석에 의해 계산된 끝단에서의 변위 또는 회전각을 보여주고 있다. 끝단에서의 변위는 모멘트  $M_x$ 가 가해졌을 때 0.688 mm로 가장 높았고, 회전각은 역시  $M_x$ 가 가해졌을 때 0.761°로 가장

Table 4 Tip displacements and angles of rotation of 6-axis load cell designed due to each force or moment calculated by finite element analysis.

Load	F <sub>x</sub>	F <sub>y</sub>	F <sub>z</sub>	M <sub>x</sub>	M <sub>y</sub>	M <sub>z</sub>
Displacement(mm)	0.138	0.401	0.018	0.688	0.250	—
Angle of rotation(°)	0.143	0.395	—	0.761	0.302	0.413

높게 나타나서, 같은 형식의 다축 로드셀과 비교할 때, 강성이 비교적 높은 것으로 평가되었다.

### 5.2 출력변형률과 상호간섭 변형률

라운딩처리를 한 최종 모델에 대한 유한요소해석 결과는 앞의 모델과 약간 다른 변형률 분포를 보인다. 구석부분에 완만한 변형률 분포를 보이며 2개 홈의 영향때문에 힘의 전달과정이 달라지므로 스트



**Table 5** Calculated results of the final model for sensing strains and coupling strains by finite element analysis.

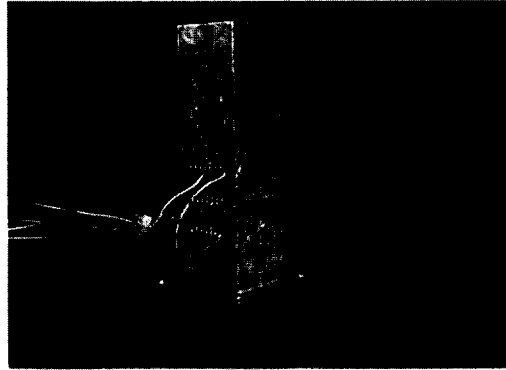
Load	Output strain ( $\mu\text{m}/\text{m}$ )					
	$S_{Fx}$	$S_{Fy}$	$S_{Fz}$	$S_{Mx}$	$S_{My}$	$S_{Mz}$
Fx	872	0	0	0	-2	12
Fy	0	881	14	-14	0	0
Fz	0	0	527	4	0	0
Mx	0	9	-2	733	0	0
My	-10	0	0	0	800	-7
Mz	11	0	0	0	19	689

레인 게이지가 부착될 지점에서의 변형률 분포도 하중에 따라서 약간 다르게 나타났다. 이에 따라 힘 Fx를 감지하는 스트레인 게이지들과, 모멘트 My 및 Mz를 감지하는 스트레인 게이지들의 위치를 다시 미세하게 조정하여 상호간섭 오차가 최소화되도록 하였다.

최종모델에 대한 유한요소해석을 수행하고 조정된 스트레인 게이지 위치에서의 결과로부터 계산된 출력 변형률과 상호간섭 변형률을 Table 5에 나타내었다. 스트레인 게이지는 게이지길이가 1.57 mm인 작은 게이지를 사용했지만 평판의 크기에 비하면 무시할 수 없으므로 각각의 게이지를 걸치는 절점의 변형률 값으로부터 Simpson's  $1/3$  rule을 사용하여 평균값을 계산하였다. 표에서 보는 바와 같이 모멘트 Mx와 My의 출력변형률이 그전 모델보다 작게 발생되고 나머지는 거의 비슷하게 발생되었음을 알 수 있다. 또한 상호간섭 변형률도 약간 변화되어서 힘 Fx를 가했을 때 My 감지부의 변형률, 모멘트 My를 가했을 때 Mz 감지부의 변형률과 모멘트 Mz를 가했을 때 Fx와 My 감지부의 변형률 상당히 작아졌고, 대신에 힘 Fy를 가했을 때 Fz 감지부의 변형률이 전보다 크게 발생되었다. 상호간섭 변형률은 최고 14  $\mu\text{m}/\text{m}$ 로 나타났으며, 상호간섭 오차는 2.6% 미만으로 전보다 상당히 개선되었음을 알 수 있다.

### 5.3 6축 로드셀의 제작

설계된 6축 로드셀의 최종모델을 Fig. 12와 같이 한 몸체로 가공하였고 고정부와 힘이 가해질 부분은 볼트로 연결할 수 있도록 하였다. 구멍을 따내



**Fig. 12** Photograph of the 6-axis force/torque sensor developed.

야 하므로 전체 가공은 와이어 컷팅기를 이용하여 정밀가공 하였다. 전체길이는 96.6 mm이고 사각부의 외곽치수는 25×25 mm이며, 로드셀 자체의 질량은 135 g으로 이미 개발된 다른 로드셀들에 비해 크기와 질량이 매우 작았다

앞에서 계산된 위치에 스트레인 게이지 24개를 부착하였다. 스트레인 게이지는 게이지길이 1.52 mm, 게이지 폭 2.54 mm, 전체길이 5.6 mm, 전체 폭 4.3 mm이고, 게이지 상수는 2.07인 센서용 MM-N2A-13-T001-350을 사용하였다. 게이지의 부착오차는 0.2 mm 이내로 확인되었다. Fig. 7의 표와 같이 각 하중당 4개의 스트레인 게이지로 완전결선 브리지회로(full bridge circuit)를 구성하였다.

## 6. 실험 및 결과

### 6.1 실험장치 및 방법

스트레인 게이지가 부착된 지점에서의 변형률을 측정하여 유한요소해석 결과를 검증하고 제작된 6축 로드셀의 출력 및 상호간섭 오차특성을 평가하기 위하여 실험을 수행하였다. 실험은 Fig. 13과 같이 토크 암과 표준추로 특별히 제작된 6축 특성 시험장치를 이용하여 각각의 하중에 대하여 수행하였다. 힘 Fx, Fy와 모멘트 Mz를 측정하기 위해서 Fig. 13(a)와 같은 실험지그를 이용하였고 힘 Fz와 모멘트 Mx, My를 측정하기 위하여는 Fig. 13(b)와 같은 지그를 이용하였다.

모멘트를 발생시키기 위하여 토크 암과 추를 사용하였는데, 이 경우 모멘트와 함께 추의 연직방향

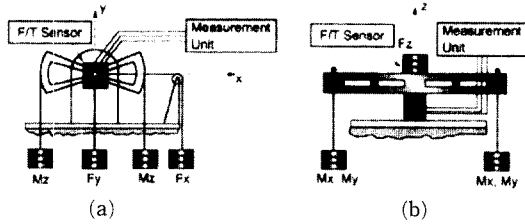


Fig. 13 Schematics of experimental setup for calibration test of 6-axis force/torque sensor.

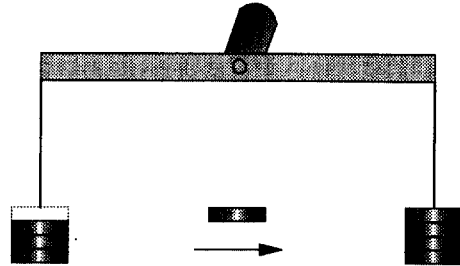


Fig. 14 Experimental procedure for producing moments without the effect of forces.

Table 6 Comparisons of axial strains ( $\mu\text{m}/\text{m}$ ) of 24 strain gages attached on the 6-axis force/torque sensor obtained by finite element analysis and measurement.

Strain Cage	Finite element analysis						Measurement					
	Fx	Fy	Fz	Mx	My	Mz	Fx	Fy	Fz	Mx	My	Mz
S1	102	-3	18	186	487	51	78	3	14	199	375	47
S2	45	-170	19	224	229	-181	57	-165	21	236	219	-184
S3	0	-174	19	219	0	0	1	-177	21	255	25	19
S4	0	295	-186	476	0	0	-1	498	-179	778	5	-1
S5	0	238	12	126	0	0	2	265	13	106	13	-8
S6	-56	-3	15	181	-323	39	-71	-3	15	173	-328	27
S7	-45	-170	19	224	-229	181	-53	-162	25	234	-213	182
S8	56	3	15	-181	323	-39	124	18	11	-204	430	-65
S9	45	191	21	-157	233	163	58	192	20	-166	226	155
S10	0	192	20	-161	0	0	-1	182	18	-165	14	-19
S11	0	-183	-186	-447	0	0	-2	-370	-182	-771	1	7
S12	0	-278	13	-264	0	0	-2	-326	10	-299	2	-9
S13	-102	3	18	-186	-487	-51	-126	23	18	-183	-433	-57
S14	-45	191	21	-157	-233	-163	-62	189	20	-158	-240	-166
S15	-4	-155	20	-193	134	-139	23	-151	18	-166	132	-136
S16	378	-26	22	-34	195	2	321	-1	13	-27	127	-8
S17	0	330	78	560	0	0	6	515	110	807	-5	10
S18	-53	-27	21	-46	200	-2	-79	-47	23	-63	194	-4
S19	9	87	22	96	267	148	12	91	21	-94	258	151
S20	7	-154	19	-192	-134	141	29	-155	22	-201	-132	121
S21	-382	-26	21	-34	-193	-3	-336	-22	10	-28	-224	14
S22	0	-232	78	-559	0	0	-4	-356	117	-749	10	5
S23	57	-27	21	-45	-199	2	109	-51	23	-74	-176	20
S24	-4	86	21	-95	-265	-151	-3	95	18	-100	-258	-153

으로 힘도 함께 발생된다. 이것은 상호간섭 변형률을 측정하는데 큰 오차를 발생시킬 수 있으므로 본 실험에서는 다음과 같은 방법으로 힘 발생을 제거시켰다. 즉, Fig. 14와 같이 양쪽의 추걸이에 같은 질량의 추를 먼저 올려놓은 후 변형률 측정기를 초기화한 다음 추를 한쪽에서 다른쪽으로 옮기어서 모멘트를 발생시켰다. 선형 탄성체에서는 상대적인 하중에 의한 변형률만을 측정하므로 이러한 방식으로 부가적으로 발생하는 힘의 영향을 제거할 수 있다.

변형률 측정실험에서는 24개의 스트레인 게이지를 1/4 브리지(quarter bridge)로 변형률 측정기에 연결하여 196 N의 힘과 19.6 N.m의 모멘트를 각각 가한 후 발생하는 변형률을 각각의 스트레인 게이지에 대해서 측정하였다. 변형률 측정기는 여러 개의 채널의 변형률을 동시에 측정할 수 있는 Micro-Measurement사의 System 4000을 사용하였다. 특

성시험에서는 4개의 스트레인 게이지로 완전결선 브리지를 구성하여 6축의 힘과 모멘트를 각각 가하고 6개의 감지부에 대한 출력을 입력전압에 대한 출력전압의 비로 측정하였다. 사용한 측정기는 HBM사의 Measurement Unit로 10개 채널까지를 동시에 측정할 수 있다. 각 실험은 최대 힘 및 모멘트를 3회 미리 가한 후(preloading), 3회 실시하여 평균값을 취하였다.

6.2 변형률 측정시험 결과

각 스트레인 게이지에서의 변형률 측정결과를 유한요소해석 결과와 비교하여 Table 6에 나타내었다. 측정에 의한 변형률은 유한요소해석에 의한 변형률과 대체로 크기와 부호가 일치하였으나, Fz를 감지하는 스트레인 게이지(S4, S11, S17, S22)와 Fx를 감지하는 스트레인 게이지(S16, S21, S23)에서 차이가 크게 나타났고, 나머지에서는 대부분 15%이내의 차이를 보였다. 이와 같은 오차가 발생한 것은 Fz를 감지하는 게이지의 경우와 같이 구멍의 가운데 표면에 위치하여서 정확한 부착이 이루어지지 않았을 가능성이 있으며 제한된 유한요소격자로 인하여 계산된 변형률이 급격하게 변화하여서 측정값과 차이를 보일 수 있기 때문으로 보인다.

6.3 특성시험 결과

특성시험으로부터 6축 하중 각각에 대한 비직선성, 정격출력 및 상호간섭 오차를 평가하였다. 비직선성을 평가하기 위하여 정격출력까지의 힘 또는 모멘트를 단계적으로 가하고 각 단계에서 출력을 측정하였다. Fig. 15는 하중의 증가에 따른 비직선

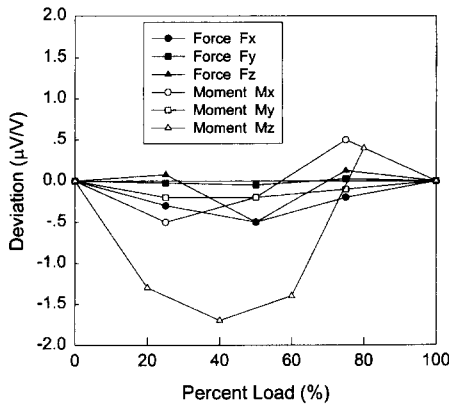


Fig. 15 Characteristic curve for nonlinearities of the force/torque sensor developed.

Table 7 Measured maximum rated output and coupling output ( $\mu V/V$ ) of the 6-axis force/torque sensor developed.

Load	Rated output / Coupling error											
	$S_{Fx}$		$S_{Fy}$		$S_{Fz}$		$S_{Mx}$		$S_{My}$		$S_{Mz}$	
Fx	436.8		0.0	0.0%	0.0	0.0%	-18.6	-4.7%	29.0	7.1%	6.7	1.9%
Fy	-8.3	-2.0%	490.6		-10.4	-3.4%	16.0	4.1%	4.2	1.0%	-1.7	0.5%
Fz	0.0	0.0%	2.1	0.4%	302.2		4.2	1.0%	2.0	0.5%	1.8	0.5%
Mx	-12.4	-2.8%	-4.3	-0.9%	18.6	6.1%	393.3		2.1	0.5%	5.2	1.5%
My	4.0	0.9%	4.1	0.9%	0.0	0.0%	-14.5	-3.7%	407.8		-18.6	-5.4%
Mz	4.1	0.9%	0.1	0.0%	0.0	0.0%	0.0	0.0%	26.9	6.5%	346.7	

성 출력을 보여주고 있다. 비직선성 출력은 각 하중단계에서 정격출력까지 직선적으로 연결한 값과 측정값과의 차이(deviation)를 표시하였다. 계산된 비직선성 오차는  $F_x$ 의 경우 0.113% FS,  $F_y$ 의 경우 0.011% FS,  $F_z$ 의 경우 0.179% FS,  $M_x$ 의 경우 0.051% FS,  $M_y$ 의 경우 0.128% FS,  $M_z$ 의 경우 0.489% FS로 나타나서 모멘트  $M_z$ 를 제외하고는 상당히 우수한 성능을 가진 것으로 평가되었다.

각 하중의 정격출력 및 하중간의 상호간섭 출력을 입력전압에 대한 출력전압의 비( $\mu V/V$ )로 측정하여 Table 7에 나타내었다. 팔호안의 숫자는 한 축의 감지부에 다른 축의 하중들이 가해졌을 때 발생하는 출력의 그 축의 정격출력에 대한 비율로 표시한 상호간섭 오차를 의미한다. 표에서 보는 바와 같이 최대 상호간섭 오차는  $F_x$ 에 의한  $S_{M_y}$ 쪽의 상호간섭 오차로 7.1% FS이고, 나머지는 그 이하의 상호간섭 오차를 보여서 개발된 힘/토크 센서는 Hatamura 등<sup>(10)</sup>이 개발한 소형 6축 로드셀에 비해서 모멘트에 대한 감도는 비슷하나 힘에 대한 감도는 약 3배정도 높아서 감도의 균일성이 훨씬 좋고, 최대 상호간섭 오차도 작았으나 강성이 이보다 낮은 것으로 나타났다. 따라서 본 논문의 목적상 전체적인 성능이 좋은 것으로 평가되었다.

## 7. 결 론

본 논문에서는 병렬판구조를 기본으로 하는 6축 힘/토크센서를 설계하고 특성평가를 수행하였다. 이를 위하여 단일 병렬판구조의 변형거동을 상세히 해석하였고, 하중 간의 상호간섭 오차를 최소화시킬 수 있는 방법을 제시하였으며, 이를 근거로 기본구조를 설계하였다. 6축 힘/토크센서의 새로운 모델을 제시하였고, 유한요소해석에 의해 계산된 출력변형률과 상호간섭 변형률을 분석하여 각 하중에 대한 정격변형률이 같은 수준이 되도록 모델을 수정하였다.

최종 모델에 대하여 상호간섭 변형률이 최소화되도록 스트레인 게이지의 위치를 조정하고 브리지회로를 적절히 구성함으로써 상호간섭 오차는 2.6% 미만으로 계산되었다. 설계된 6축 힘/토크센서를 제작하여 특성시험을 수행한 결과 각 하중에 대한 비직선성 오차는 0.011% FS에서 0.489% FS까지로 평가되었다. 최대용량 196 N의 힘과 19.6 N.m

의 모멘트에서 정격출력은 최소 302.2  $\mu V/V$ 에서 최대 490.6  $\mu V/V$ 이었고, 상호간섭 오차는 7.1% FS이하로 나타났으며, 센서 자체의 질량은 135 g 이어서 이미 개발된 소형 6축 로드셀에 비해 성능이 우수한 것으로 평가되었다.

## 후 기

본 연구는 한국과학재단의 1995년도 핵심전문연구(과제번호: 951-1004-031-2) 연구비 지원에 의한 결과의 일부이며 관계자 여러분께 감사의 뜻을 표합니다.

## 참고문헌

- (1) Lee, J., 1987, "Apply Force/Torque Sensors to Robotic Applications," *Robotics*, Vol. 3, pp. 189~194.
- (2) Schwarzhinger, C., Supper, L. and Winsauer, H., 1992, "Strain Gages as Sensors for Controlling the Manipulative Robot Hand OEDIPUS," *Reports in Applied Measurement*, Vol. 8, pp. 17~22.
- (3) Nguyen, C. C., Antrazi, S. S., Zhou, Z. L. and Campbell Jr., C. E., 1992, "Analysis Experimentation of a Stewart Platform-based Force/Torque Sensor," *Int. J. Robotics and Automation*, Vol. 7, No. 3, pp. 133~140.
- (4) 허금강, 김희국, 조 황, 이병주, 1994, "스튜어트 플랫폼 구조를 활용한 손목 부착형 6-자유도 Force/Torque 센서의 최적설계," 대한기계학회 춘계학술대회논문집(1), pp. 668~673.
- (5) Yoshida, T., 1984, "6-Component Force Transducer and its Application," Proc. 10th Conf. IMEKO TC-3 on Measurement of Force and Mass, pp. 11~15.
- (6) Ono, K. and Hatamura, Y., 1986, "A New Design for 6-component Force/ Torque Sensors," *Mechanical Problems in Measuring Force and Mass*, pp. 39~48.
- (7) 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.
- (8) Yabuki, A., 1990, "Six-Axis Force/Torque Sensor for Assembly Robots," *FUJITSU Sci. Tech. J.*, Vol. 26, No. 1, pp. 41~47.
- (9) 주진원, 정수연, 김갑순, 강대업, 1996, "다꾸지방법에 의한 6축 로드셀의 설계 및 상호간섭 오차 평가," 대한기계학회 추계학술대회논문집 A, KSME 96F074, pp. 441~446.
- (10) Hatamura, Y., Matsumoto, K. and Morishita, H., 1989, "A Miniature 6-Axis Force Sensor of Multilayer Parallel Plate Structure," Proc. Conf. IMEKO, pp. 567~582.
- (11) 주진원, 김승환, 김갑순, 이경원, 1996, "VCR 주행장치의 2축 플렌지 반력 측정장치 개발," 대한기계학회논문집(A), 제20권, 제7호, pp. 2213~2222.
- (12) The Technical Staff of Measurement Group, 1989, *Strain Gage Based Transducers*, Measurement Group, pp. 7~28.