

원구멍이 있는 십자형 탄성체를 가진 6축 힘·토크 센서의 변형률 해석

김주용*, 강철구**

Strain Analysis of a Six Axis Force-Torque Sensor Using Cross-Shaped Elastic Structure with Circular Holes

Joo-Yong Kim*, Chul-Goo Kang**

ABSTRACT

The necessity of six axis force-torque sensors is well recognized in the fields of automatic fine assembly, deburring, polishing, and automatic fish processing using robotic manipulators. This paper proposes a simple and compact elastic structure of the force-torque sensor which senses externally applied three force and three torque components. Rough surface strain distribution of the elastic structure is examined analytically, and then more accurate surface strains are obtained from finite element analysis. The compliance matrix which is a linear relationship between force components and strain measurements is obtained for the proposed sensor. Some basic principles of measuring 3 force and torque components are also presented.

Key Words : Force-torque sensor (힘·토크 센서), Strain analysis (변형률 해석), Strain gage (스트레인게이지), Compliance matrix (컴플라이언스 행렬)

1. 서론

로봇 매니플레이터를 정밀조립이나, 그라인딩, 연마(polishing), 디버링(deburring)과 같은 기계 가공, 또는 육류와 어류 가공 자동화 분야에 이용하기 위해서는, 로봇 매니플레이터의 위치뿐만 아니라 말단장치(end-effector)에 작용하는 힘과 토크를 측정하고, 이를 되먹임제어하는 것이 필요하다. 이러한 힘과 토크는 3차원 공간에서 임의의 방향으로 작용하기 때문에, 종래에 사용하던 1자유도 힘 센서와 토크센서를 사용하려면, 여러 개의 센서를

동시에 사용하여야 하나, 이는 공간상 제약 등으로 인하여 바람직하지 못하다. 따라서 세 방향의 힘과 세 방향의 토크를 동시에 측정할 수 있는 6축 힘·토크 센서가 필요하다.

6축 힘·토크 센서는 1970년대 중반부터 연구가 활발히 진행되어 왔다. Scheinman⁽¹⁾과 Bejczy⁽²⁾에 의해 고안된 힘·토크 센서는 직교하는 직사각형 탄성요소에 16개의 스트레인게이지(strain gage)를 부착시킨 형태를 갖고 있고, SRI에서 제작된 힘·토크 센서는 이력현상(hysteresis)이 없는 8개의 탄성 보를 가진 알루미늄 튜브로 구성되어 있다⁽³⁾.

* 미래엔지니어링

** 건국대학교 기계공학과

Ono and Hatamura⁽⁴⁾는 탄성요소로서 병렬평판구조(parallel plate structure)와 방사평판구조(radial plate structure)를 가진 센서를 제시하였고, 강대임 등⁽⁵⁾은 쌍안경구조를 가진 센서를 연구하였다. Yoshikawa and Miyazaki⁽⁶⁾는 병렬평판구조를 이용하여 상호간섭영향(cross-coupling effect)이 적은 3차원 십자형구조로 된 센서를 제작하였다. 또한 Yabuki⁽⁷⁾도 8개의 병렬평판구조를 이용한 센서를 제작하고, 아날로그 역변환회로(analog inverting circuit)를 이용하여 데이터의 선형성과 비간섭성을 향상시켰다. Ch'Hayder et al.⁽⁸⁾은 원통트러스구조의 센서를 제안하고, Bayo and Stubbe⁽⁹⁾는 프레임/트러스 구조의 센서를 연구하였다.

상업적으로 개발된 6축 힘·토크 센서로는 JR3 힘·토크 센서, ATI 힘·토크 센서, BL AUTOTEC 힘·토크 센서, Lord 힘·토크 센서 등이 있으며, 이들은 모두 스트레인게이지를 이용한 센서이다.

다른 방식으로서, Hirzinger and Dietrich⁽¹⁰⁾와 Kvasnica⁽¹¹⁾는 광학을 이용한 힘·토크 센서를 개발하였고, Piller⁽¹²⁾는 유도변위센서를 이용한 힘·토크 센서를 제시하였다. Kaneko⁽¹³⁾는 압력 측정 장치를 이용한 Twin-Head 형태의 6축 힘센서를 제작하였으며, 강철구와 한정훈⁽¹⁴⁻¹⁶⁾은 Stewart 플랫폼 기구를 이용한 6축 힘·토크 센서에 대하여 연구하였다.

힘·토크 센서에 대한 이론적인 연구로서, Uchiyama et al.⁽¹⁷⁾은 힘·토크 센서의 모델을 일반화시켜 체계적인 설계절차를 제시하였다. 힘·토크 센서의 성능평가를 위하여, Uchiyama and Hakomori⁽¹⁸⁾는 컴플라이언스 행렬(compliance matrix)의 상태수(condition number)를 힘·토크 센서의 성능지수로 사용할 것을 제안하였고, Nakamura et al.⁽¹⁹⁾은 상태수 대신에 스트레인게이지 감도(strain gauge sensitivity), 힘감도(force sensitivity)와 최소강성도(minimum stiffness)를 성능지수로 사용할 것을 제안하였다. Svinin and Uchiyama⁽²⁰⁾는 센서에 사용되는 탄성구조물을 일반화시켜 탄성구조물에 대한 상태수를 유한요소해석을 사용하지 않고 해석적으로 구할 수 있음을 보였다. 강철구⁽²¹⁾는 힘감지 시에 오차가 어떻게 전파되는지를 연구하였다.

스트레인게이지를 이용한 힘·토크 센서에서 중

요한 문제 중의 하나는 탄성요소의 구조설계에 관한 부분이다. 6축 힘·토크 센서에 사용되는 탄성요소는 작용하는 힘과 토크를 효과적으로 측정해내기 위하여 충분한 탄성변형이 있어야 하나, 로봇 말단장치의 위치 및 방향을 크게 변화시키지 않기 위하여, 작은 부분에서만 탄성 변형이 일어나는 것이 바람직하다. 또한 센서에 작용할 수 있는 과부하나 충격 등으로부터 센서가 파손되는 것을 방지할 수 있도록 구조적으로 설계되어야 한다. Ono et al.⁽⁴⁾과 Yoshikawa and Miyazaki⁽⁶⁾ 등이 제시한 병렬평판구조는 변형률 해석은 용이하나, 제작상의 어려움이 있고 또한 스트레인 게이지의 부착위치를 정확히 맞추어야 하는 어려움이 있다.

본 논문에서는 감도(sensitivity)와 더불어 제작상의 용이성을 고려하여, 원구멍이 있는 십자형 탄성체를 가진 힘·토크 센서를 제안하고, 이를 해석한다. 보이론(beam theory)에 기초한 이론적인 방법으로 표면 변형률(surface strain)의 개형을 파악하고, 유한요소해석을 이용하여 표면 변형률을 구한다. 또한 표면 변형률을 측정하는 방법과, 표면 변형률로부터 힘과 토크를 구하는 데 필요한 컴플라이언스 행렬을 구한다. 강대임 등⁽⁵⁾은 상호간섭 오차를 줄일 수 있도록 구조적으로 설계하여야 한다고 하나, 컴플라이언스 행렬의 상태수가 작다면 어느 정도의 구조적인 상호간섭 효과는 힘 측정에 문제가 되지 않음을 보인다.

2. 원구멍이 있는 십자형 탄성요소

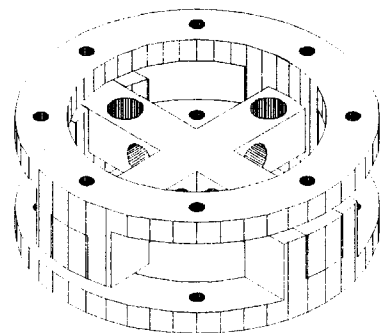


Fig. 1. Cross-shaped elastic structure of the six axis force-torque sensor

6축 힘·토크 센서는 세 방향의 힘과 세 방향의 토크를 동시에 측정하는 센서이다. 이러한 힘과 토크를 잘 감지하기 위해서는, 표면 변형률이 가장 큰 부분을 찾아, 그곳을 스트레인게이지의 부착위치로 결정하여야 한다. 일반적으로 힘·토크 센서의 탄성구조물은 복잡한 형상을 가지고 있기 때문에 표면변형률의 분포도 복잡한 형태를 나타낸다.

Fig. 1은 본 논문에서 제안하고 있는 원구멍을 가진 십자형 탄성요소를 보여주고 있다. 이 구조는 형상이 단순하여 가공하기가 쉬울 뿐만 아니라, 작게 만들기가 용이하고, 변형률의 변화가 완만하여 힘감지 오차가 센서 부착지점의 오차에 덜 민감한 특성을 가지고 있다.

원구멍을 가진 십자형 탄성요소는 병렬평판구조^{(1),(6)}와 변형거동이 유사하나, 변형이 일어나는 부분에서 단면 모양이 변하기 때문에 변형률 해석이 복잡해진다.

3. 원구멍을 가진 탄성요소의 이론적 해석

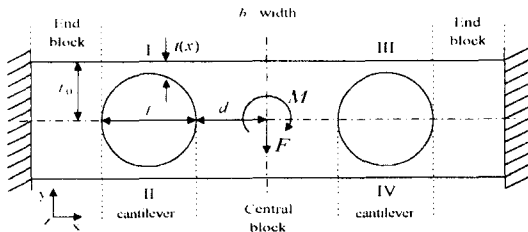


Fig. 2 Model of a circular hole structure

원구멍이 있는 십자형 탄성요소의 표면 변형률의 분포를 대략적으로 이해하기 위하여, Fig. 1의 원구멍 구조의 탄성요소를 Fig. 2와 같은 모델로 간주하고, 이론적으로 해석한다. Fig. 2의 모델은 그림에서 보는 것처럼 세 부분, 즉 중앙블록, 엔드블록, 원구멍 부분으로 구성되어 있다. 이 탄성요소의 중앙에 힘(또는 토크)을 가할 때 중앙블록과 엔드블록은 변형이 없으며, 모든 변형은 원구멍 부분에서 일어난다고 가정한다. 또한 원구멍 부분은 상하 두 개의 외팔보가 연결되어 있는 것

으로 간주하고, 원구멍이 크므로 응력 집중의 영향을 무시할 수 있다고 가정한다.

원구멍 구조는 병렬평판구조와는 달리 원구멍 부분의 외팔보에서 두께가 일정하지 않음으로 인하여, 힘과 변형률 해석이 복잡해진다. 하지만 폭 방향에서는 변형률의 변화가 없다고 가정하면, 1 방향의 힘과 변형률 문제가 되므로, 수치해석적인 적분의 도움을 받아 해석적인 해를 구하는 것이 가능하다.

Fig. 2에서와 같이 원구멍 구조 모델의 중앙에 힘 F 와 모멘트 M 이 작용할 때, 원구멍 부분의 외팔보 외부표면에 발생하는 변형률은 다음과 같은 3가지 경우로 나누어서 해석할 수 있다. Fig. 2에서 d 는 탄성요소의 중심으로부터 원구멍까지의 거리이고, L 은 원구멍의 지름, t_0 는 탄성요소 높이의 반, b 는 탄성요소의 폭을 나타낸다. $t(x)$ 는 x 위치에서 외팔보의 두께를 나타낸다.

3.1 힘 F 만이 작용할 경우

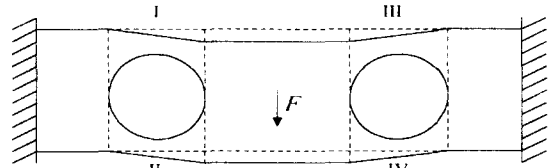


Fig. 3 Deformation due to force F

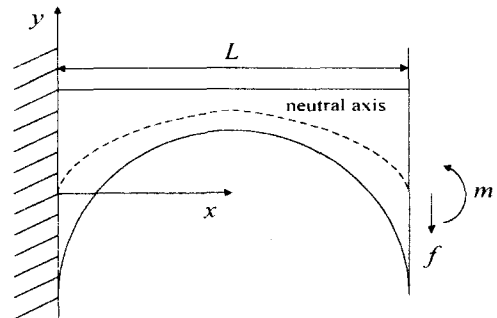


Fig. 4 Cantilever model for part I when F acts.

탄성보의 중심에 힘 F 만이 가해졌을 때 처짐 형상을 확대해서 그리면 Fig. 3과 같다. Fig. 3의 외팔보 I 부분을 Fig. 4와 같은 모델로 간주한다. Fig. 4에서 점선은 중립축을 나타낸다. 좌표계 xy 와 반시계방향의 모멘트를 양으로 하여 Fig. 4와 같이 정의하고, 자유단에서의 힘과 모멘트를 f 와 m 이라고 두면, x 위치에서의 굽힘모멘트는 다음과 같이 주어진다.

$$M_I(x) = m - f(L - x) \quad (1)$$

이 시스템은 부정정계로서 힘의 평형조건만으로는 f 와 m 을 구할 수 없으므로, 수직 처짐 (vertical deflection)을 고려하여야 한다. 이 외팔보에서 발생하는 변형이 매우 작다고 가정하고, 수직 처짐을 $y(x)$ 로 나타내면, Hooke의 법칙으로부터 $y''(x) = M_I(x)/(EI(x))$ 로 쓸 수 있다. 여기서, E 는 재료의 탄성계수(modulus of elasticity), $I(x)$ 는 단면2차모멘트(second moment of area)를 나타낸다. 위의 외팔보 모델에 대하여 단면 2차모멘트 $I(x)$ 는 다음과 같이 주어진다.

$$I(x) = \frac{bt^3(x)}{12}, \quad t(x) = t_0 - \sqrt{Lx - x^2} \quad (2)$$

경계조건은 모델의 대칭성과 중앙블록의 변형이 없다는 가정으로부터 $y'(0) = 0, y'(L) = 0$ 로 쓸 수 있다. $I(x)$ 가 x 의 함수이므로 해석적인 적분에 의하여 $y'(x)$ 를 구하기가 쉽지 않다. 따라서, 다음과 같은 수치해석적 방법을 이용한다. 먼저 $m = kFL$ 로 두고 $y(x)$ 를 $y(x) = (F/E)g(x)$ 로 치환하면, $g(x)$ 에 대한 다음과 같은 미분방정식과 경계조건을 얻을 수 있다

$$g''(x) = \frac{kL - 0.25L + 0.25x}{I(x)} \quad (3)$$

$$g'(0) = 0, \quad g'(L) = 0$$

(3)식을 만족하는 k 를 구하기 위하여, 임의의 k

값을 선정한 뒤, Simpson 방법에 의하여 수치해석적으로 $g'(x)$ 를 구하고, 이 해가 $g'(L) = 0$ 을 만족하는지 살펴본다. 이 경계조건을 만족하지 않으면 k 값을 증가 또는 감소시키면서, 이 경계조건을 만족시킬 때까지 반복한다. 설계치수를 $b = 10(\text{mm}), L = 8(\text{mm}), d = 17(\text{mm}), t_0 = 5(\text{mm})$ 라고 하고, 이러한 방법으로 m 값을 구하면 $m = (1/8)FL$ 이다. 또한 중앙블록에 대한 힘의 평형식으로부터 $f = F/4$ 를 얻을 수 있고, 이로부터 외팔보 I에 작용하는 굽힘모멘트를 구하면 다음과 같다.

$$M_I(x) = \frac{1}{8}(2x - L)F$$

따라서, 외팔보 I 부분의 상부표면에 작용하는 x 방향의 변형률은 다음과 같이 주어진다.

$$\epsilon_I(x) = \frac{-3(2x - L)}{4Eb(t_0 - \sqrt{Lx - x^2})^2} F$$

$F = 200 \text{ N}$ 의 힘이 주어졌을 때, 이 변형률을 그래프로 도시하면 Fig. 10과 같다. 외팔보 II의 하부표면 변형률 $\epsilon_{II}(x)$ 는 $-\epsilon_I(x)$ 와 같고, 외팔보 III, IV 부분의 표면 변형률은 I, II와의 대칭성에 의하여 알 수 있다.

3.2 모멘트 M 만이 작용할 경우

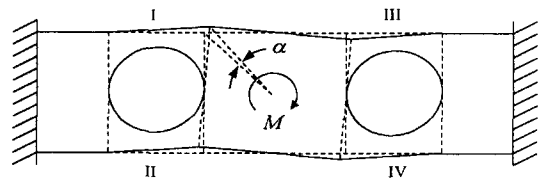


Fig. 5 Deformation due to moment M

탄성보의 중심에 모멘트 M 만이 작용할 경우에는, 대칭성으로 인하여, Fig. 5와 같이 중앙에서는 처짐이 일어나지 않고, I과 IV 부분의 처짐은 같

아진다. 원구명 구조의 외팔보 4개 중 1 부분에 대한 외팔보를 해석하기 위하여, Fig. 6과 같은 모델을 고려한다.

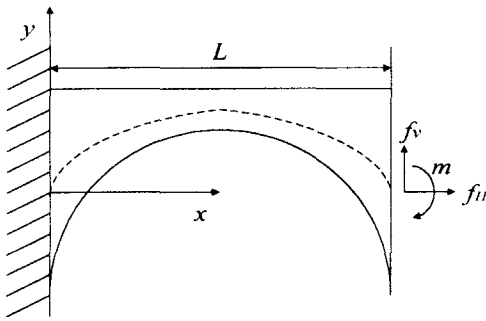


Fig. 6 Cantilever model for plate I when M acts.

Fig. 6의 오른쪽 끝을 자유단으로 보는 대신에, 오른쪽 끝면의 도심에 수평력 f_H , 수직력 f_V , 모멘트 m 이 작용하는 것으로 생각할 수 있다. 그러면 외팔보의 각 단면에 작용하는 굽힘모멘트 $M_I(x)$ 는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$M_I(x) = -m + f_V(L-x) + f_H \frac{t_0 - t(x)}{2} \quad (4)$$

여기서 외팔보의 두께 $t(x)$ 는 3.1절의 경우와 같다. 수직방향의 처짐과 수평방향의 신장량(elongation)을 고려하여 이 부정정계의 f_H, f_V, m 을 구한다. f_H 로 인한 수직 처짐은 무시할 수 있다고 가정하면, 수직 처짐은 $y(x)$ 에 대한 2계 미분방정식으로 주어지고, 경계조건은 $y'(L) = -\alpha, y(L) = \alpha d, y(0) = y'(0) = 0$ 로 주어진다. 여기서 α 는 중앙블록의 미소 회전각을 나타낸다. L 에서의 경계조건은 변형이 작다는 가정하에서 기하학적인 적합조건으로부터 구해진다. f_H 에 의한 수평방향의 신장량 δ 는

$$\delta = \frac{f_H}{Eb} \int_0^L \frac{dx}{t_0 - \sqrt{Lx - x^2}} \quad (5)$$

로 쓸 수 있다. 기하학적인 적합조건 $\delta = \alpha t_0$ 로부터 $\alpha = (f_H B)/(Ebt_0)$ 를 얻을 수 있고, 여기서 B 는 (5)식의 적분부분을 계산한 값이다. 중앙블록에 대한 자유물체도를 그리고 모멘트의 평형식을 적용하면

$$M = 4m + 4f_V d + 2f_H t_0 \quad (6)$$

를 얻을 수 있다. 3.1절에서와 같은 이유로 $y(x) = (M/E)g(x)$ 로 치환하고, $f_V d = k_1 M, f_H t_0 = k_2 M$ 로 두면, (4), (5), (6)식으로부터 $g(x)$ 에 대한 미분방정식과 경계조건을 얻을 수 있다. 이 미분방정식과 경계조건을 만족하는 k_1, k_2 를 수치해석적인 도움을 얻어서 구한 뒤, 3.1절에서와 같은 설계치수에 대하여 굽힘모멘트 $M_I(x)$ 를 구하면 다음과 같다.

$$M_I(x) = h(x)M,$$

$$h(x) = -0.0667 + 0.13537 \frac{(L-x)}{d} + 0.09384 \frac{\sqrt{Lx-x^2}}{t_0}$$

외팔보 I의 상부표면에 발생하는 변형률 $\epsilon_I(x)$ 는 굽힘모멘트 $M_I(x)$ 에 의한 변형률과 수평력 f_H 에 의한 변형률의 합으로 볼 수 있고, 다음과 같이 구해진다.

$$\epsilon_I(x) = \left[-\frac{h(x)(t_0 - \sqrt{Lx-x^2})}{2E\{b(t_0 - \sqrt{Lx-x^2})^3/12\}} + \frac{0.09384}{Eb t_0 (t_0 - \sqrt{Lx-x^2})} \right] M$$

$M = 5 \text{ N}\cdot\text{m}$ 가 주어졌을 때, 이 표면 변형률을 그래프로 도시하면 Fig. 11과 같다. 같은 방법으로 외팔보 II의 하부표면에 발생하는 변형률을 구하면 $\epsilon_{II}(x) = -\epsilon_I(x)$ 이다. 외팔보 III의 상부표면과 IV의 하부표면의 변형률은 대칭성에 의하여 각각

$\epsilon_{II}(x)$ 와 $\epsilon_I(x)$ 로 주어진다.

3.3 힘 F 와 모멘트 M 이 동시에 작용할 경우

원구멍구조 탄성요소의 중앙에 힘 F 와 모멘트 M 이 동시에 작용할 경우의 변형률은, 변형이 작다는 가정하에서 중첩의 원리를 이용하여 구할 수 있다. 힘 F 가 작용할 때의 변형률과 모멘트 M 이 작용할 때의 변형률을 더하여, 외팔보 I 또는 III의 상부표면에 발생하는 변형률을 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \epsilon_{I \text{ or } III}(x) = & -\frac{3(2x-L)}{4Eb(t_0-\sqrt{Lx-x^2})^2} F \\ & \pm \left[-\frac{h(x)(t_0-\sqrt{Lx-x^2})}{2E\{b(t_0-\sqrt{Lx-x^2})^3/12\}} \right. \\ & \left. + \frac{0.09384}{Eb t_0(t_0-\sqrt{Lx-x^2})} \right] M \end{aligned}$$

여기서, \pm 부호는 외팔보 I에 대하여 + 를, 외팔보 III에 대하여 - 를 의미한다. 외팔보 II와 IV의 하부표면에 대한 변형률은 각각 I과 III의 상부표면의 변형률에 음의 부호를 붙인 값으로 표현된다.

4. 유한요소해석

앞 절에서 구한 이론적 해로부터 표면 변형률의 분포를 개략적으로 알 수 있다. 그러나, 실제와 더 유사한 표면 변형률을 구하기 위하여, 앞 절에서 제시한 원구멍 구조의 탄성요소를 조합한 3차 모델에 대하여 유한요소해석을 수행한다.

3.1절에 주어져 있는 설계치수에 대하여, 상용 프로그램인 P3/PATRAN을 이용하여 힘과 모멘트가 가해졌을 때, 탄성보의 표면변형률을 유한요소해석으로 계산한다. Fig. 7은 해석에 사용된 3차원 모델에 대한 유한요소 격자를 보여주고 있다. z 방향에서는 등간격으로 격자를 구성하였다. 사용한 요소는 8절점 6면체 요소(I~XVI는 6면체 요소, 나머지 격자는 길이가 1mm인 정육면체 요소)이고, 탄성요소의 재료는 높은 강성, 낮은 이력현상, 좋은 선형도를 이루기 위해 Al 7075로 선정하

였다. 이 재료의 종탄성계수는 72 GPa, 전단탄성계수는 27 GPa, 프아송 비는 0.33이다.

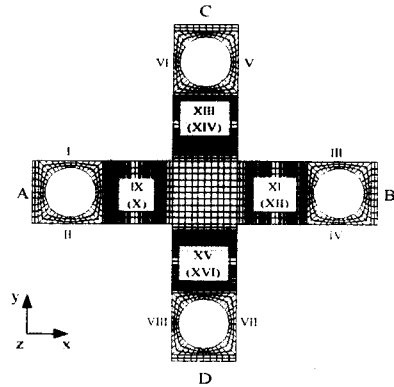


Fig. 7 Finite element mesh of the elastic structure

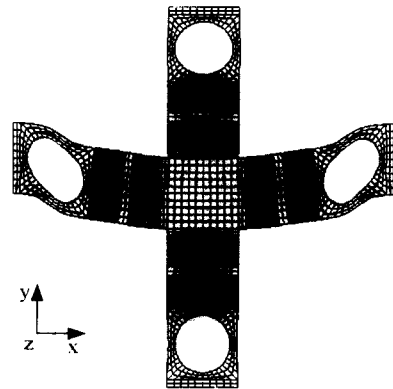


Fig. 8 Deformation due to force -200 N along y direction

경계조건으로는 Fig. 7의 A와 B의 가장자리 부분에 있는 모든 절점의 x, y, z 방향을 구속하였다. Fig. 7의 C와 D는 센서의 상판에 부착되어 있고, A와 B는 하판에 고정되어 있다. 따라서 센서에 힘 또는 모멘트가 주어지면, 탄성요소의 C와 D에 힘 또는 모멘트가 커플로 가해진다.

Fig. 8은 C와 D 부분에 y 방향으로 -100 N씩의

힘(즉, $F_y = -200$ N)을 가했을 때, 탄성체의 변형 거동을 확대해서 보여주고 있고, Fig. 10은 이때 I 부분의 상부표면에 발생하는 변형률을 나타내고 있다.

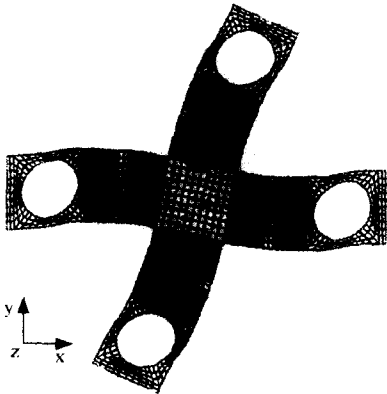


Fig. 9 Deformation due to moment -5 N·m along z direction

Fig. 9는 C와 D에 x 방향을 토크를 주어, 탄성 요소의 중앙에 z 방향으로 -5 N·m의 토크(즉 $M_z = -5$ N·m)를 가했을 때, 탄성체의 변형거동을 확대해서 보여주고 있고, Fig. 11은 I 부분의 상부표면에 발생하는 변형률을 나타내고 있다. Fig. 10과 Fig. 11에서 $x=0$ 인 지점은 Fig. 7의 I 부분에서 원이 시작되는 지점을 나타낸다.

Fig. 10과 Fig. 11에서 실선은 이론적인 해석 결과이고, 'o'는 유한요소해석 결과이다. 유한요소해석 결과는 이론적인 해석 결과와 유사한 경향을 보이나, 좌우 비대칭으로 나타난다. 이론적인 해석은 변형률 분포의 대체적인 경향을 알아보기 위한 것이고 유한요소해석의 결과가 이론적인 해석 결과보다 실제에 더 가깝다. 두 해석 결과의 차이는 이론적인 해석에서 부과한 가정, 특히 중앙블록과 엔드블록의 변형이 없다고 가정한 데서 주로 온 것이다. 또한 이론적인 해석에서는 모든 변형이 원구멍 부분(즉, 외팔보 I, II, III, IV)에 집중되었다고 가정하였으나, 실제로는 유한요소해석에서 보듯이 중앙블록과 엔드블록 뿐만 아니라 다른 원구

멍 부분(즉, V~XVI)에서도 변형이 발생하여 변형률과 처짐량에 차이가 발생한다.

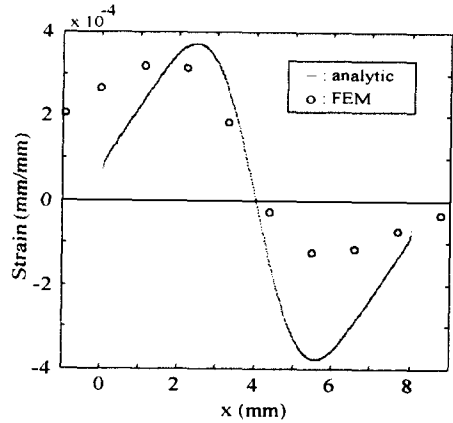


Fig. 10 Strain distribution on top surface of cantilever I due to force -200 N along y direction

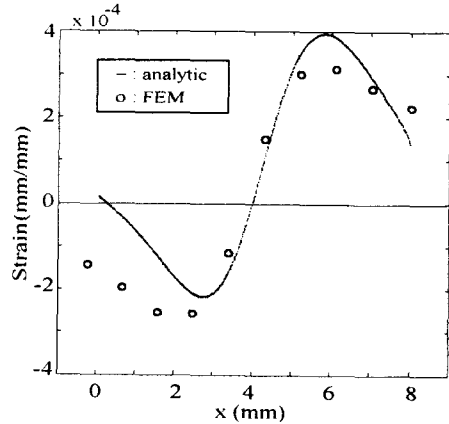


Fig. 11 Strain distribution on top surface of cantilever I due to moment -5 N·m along z direction

일반적으로 스트레인게이지는 힘(또는 모멘트)이 가해졌을 때 최대로 변형되는 부분에 부착되므로, 이 그래프에서 변형률이 최대와 최소가 되는 지점인 원구멍 지름의 약 1/4($x = 2$ mm)과 약 3/4 지점($x = 6$ mm)이 스트레인게이지의 부착지점이 된다.

5. 변형률과 힘의 측정

전도체의 저항 변화율은 선형구간에서 일반적으로 전도체의 변형률에 비례하므로, 스트레인게이지의 특성을

$$\delta R/R = S_s \epsilon \quad (7)$$

으로 나타낼 수 있다. 여기서, R 과 δR 은 각각 스트레인게이지의 저항값과 저항값의 변화량을 나타낸다. S_s 는 게이지율(gage factor)로서 스트레인게이지 제작 시에 정해지며, 금속 스트레인게이지는 2~6 정도의 값을 가지고, 반도체 스트레인게이지는 대략 40~200 정도의 값을 가진다. 변형률은 일반적으로 스트레인게이지와 저항 3개로 구성된 휘스톤브리지(Wheatstone bridge)에 의해 측정될 수 있으나, 여기서는 감도와 외부 온도 변화에 대한 자동 보정을 위하여, 동일한 4개의 스트레인게이지를 붙인 Fig. 12와 같은 휘스톤브리지를 사용한다⁽²²⁾.

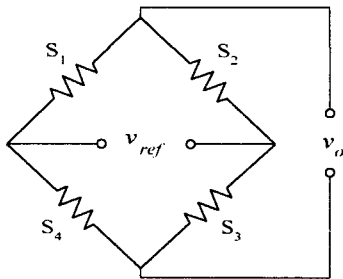


Fig. 12 Wheatstone bridge using 4 strain gages

원구멍을 갖는 십자형 탄성체에 스트레인게이지를 Fig. 13과 같이 부착하면, 휘스톤브리지의 출력 전압 v_o 는 다음과 같이 구해진다.

$$v_o = \left[\frac{-\delta R_1 - \delta R_2 - \delta R_4 + \delta R_3}{4R} \right] v_{ref} \quad (8)$$

여기서 δR_i 는 스트레인게이지 s_i 의 저항값 변화

량을 나타낸다. (7)과 (8)식으로부터 휘스톤브리지의 출력 전압은 탄성체의 표면 변형률의 크기에 비례함을 알 수 있다.

힘·토크의 사양으로부터 변형률의 최대치를 알 수 있고, 이 값으로부터 스트레인게이지를 선정할 수 있다. 선정된 스트레인게이지의 부착위치는 앞 절의 해석에 의하여 원구멍 지름의 1/4과 3/4 지점이 된다. 휘스톤브리지의 출력전압은 저전압이므로 증폭기를 거친 다음, A/D변환기를 통하여 컴퓨터로 읽어들인다. 증폭기는 요구되는 배율에 따라 설계되며, 두 입력의 차를 증폭해야 하기 때문에, 연산증폭기(Op Amp)를 이용한 차동 증폭기(differential amplifier), 비반전 증폭기(noninverting amplifier), 필터(filter)를 조합하여 구성할 수 있다. 본 논문에서 제안하고 있는 6축 힘·토크 센서에는 8개의 휘스톤 브리지가 사용되고 있다. Fig. 13은 각 스트레인게이지의 부착위치를 보여주고 있다.

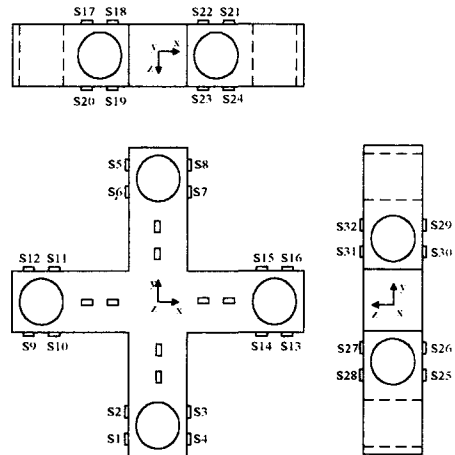


Fig. 13 Mounting position of strain gages

측정된 각 구멍의 변형률로부터 센서에 작용하는 힘과 토크를 구하기 위해서는 탄성체의 변형률과 힘·토크 사이의 선형적인 관계를 나타내는 컴플라이언스 행렬(또는 보정행렬)을 알아야 한다. 본 논문에서 제안한 십자형 탄성체에 대하여, 강철규⁽²¹⁾에서 제안한 방법으로, 즉 각 축의 최대

힘(200 N, 5 N·m)과 최대 변형률로 정규화한 다음, 유한요소해석으로부터 컴플라이언스 행렬 C를 구하면 다음과 같다.

$$C = \begin{bmatrix} 0.949 & 0 & 0 & -0.064 & 0 & -1 \\ 0.949 & 0 & 0 & 0.064 & 0 & 1 \\ 0 & 0.949 & 0 & 0 & 0.064 & -1 \\ 0 & 0.949 & 0 & 0 & -0.064 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 0.868 & 0.119 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -0.868 & -0.119 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & -0.119 & 0.868 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0.119 & -0.868 & 0 \end{bmatrix}$$

변형률 대신에 휘스톤브리지의 출력전압을 사용 할 경우에 컴플라이언스 행렬은 위의 컴플라이언스 행렬과 상수배 만큼의 차이가 발생하지만 행렬의 성질은 변하지 않는다.

측정된 8×1 변형률 벡터 ε으로부터 6×1 힘·토크 벡터 f를 구하기 위해서는 다음의 관계식을 이용할 수 있다⁽²¹⁾.

$$f = C^+ \varepsilon \quad (9)$$

여기서 $C^+ = (C^T C)^{-1} C^T$ 로 정의된다. 위의 C 행렬의 상태수는 1.6으로서, 특이행렬로부터 멀리 떨어져 있다. 이 행렬로부터 알 수 있듯이, 제안된 센서의 탄성체는 구조적으로 큰 상호간섭 영향이 있다. 그러나 알려진 외력에 대하여 변형률 벡터를 측정 한 다음, (9)식으로부터 다시 주어진 외력을 구해보면, 정확한 힘과 토크를 계산해 낼 수 있음을 알 수 있다.

6. 결론

6축 힘·토크 센서는 로봇 머니플레이터를 이용한 정밀조립과 같이, 운동뿐만 아니라 로봇 말단 장치에 작용하는 힘과 토크를 제어하여야 하는 곳에 사용된다. 본 논문에서는 감도와 더불어 제작상의 용이성을 고려하여, 원구멍이 있는 십자형 탄성구조를 가진 6축 힘·토크 센서를 제안하고, 탄성구조의 표면 변형률을 해석하였다. 본 논문에서 제안한 탄성체는 보의 단면적이 변하므로, 수치적인 적분의 도움을 받아 해석적으로 탄성체의

표면 변형률을 대략적으로 구하고, 유한요소해석에 의하여 정확한 표면 변형률을 구하였다. 또, 변형률과 힘·토크 사이의 선형적인 관계를 나타내는 컴플라이언스 행렬을 구하고, 탄성체 상에서 스트레인게이지의 부착위치를 결정하였다.

본 논문에서 제안한 탄성요소의 스트레인게이지 부착 위치는 변형률이 최대가 되는 원구멍 지름의 1/4과 3/4 지점이다. 센서의 성능지수를 나타내는 컴플라이언스 행렬의 상태수는 본 구조의 경우에 1.6으로서 우수함을 보였다.

후기

본 연구는 1996년도 교육부 학술연구조성비(기계공학: ME96-G-01)에 의하여 연구되었습니다. 본 연구를 도와준 이재호군에게 감사를 드립니다.

참고문헌

1. Shimano, B. and Roth B., "On Force Sensing Information and Its Use in Controlling Manipulators," Proc. IFAC Int. Symposium on Information-Control Problems in Manufacturing Technology, pp. 119-126, 1977.
2. Bejczy, A. K., "Smart Sensors for Smart Hands," Progress in Astronautics and Aeronautics, Vol. 67, pp. 275-304, 1979.
3. Klafter, R. D., Chmielewski, T. A. and Negin, M., Robotic Engineering: An Integrated Approach, Prentice Hall, pp. 415-434, 1989.
4. Ono K. and Hatamura, Y., "A New Design for 6 Component Force/Torque Sensors," Mechanical Problems in Measuring Force and Mass, pp. 39-48, 1986.
5. 강대임, 김갑순, 정수연, 주진원, "실험계획법을 이용한 쌍안경식 6축 로드셀의 설계 및 상호간섭 오차 평가," 대한기계학회논문집 (A), 제21권, 제11호, pp. 1921-1930, 1997.
6. Yoshikawa, T. and Miyazaki, T., "Development of a Six-Axis Force Sensor," Proc. US-Japan Symposium in Flexible Automation, No. 1, pp.

- 531-538, 1988.
7. Yabuki, A., "Six-Axis Force/Torque Sensor for Assembly Robots," Fujitsu Scientific & Technical Journal, Vol. 26, No. 1, pp. 39-48, 1990.
 8. Ch'Hayder, A. et al. United States Patent, Patent No. 5,063,788, Nov. 12 1991.
 9. Bayo, E. and Stubbe, J. R., "Six-Axis Force Sensor Evaluation and a New Type of Optimal Frame Truss Design for Robotic Applications," J. of Robotic Systems, Vol. 6, No. 2, pp. 191-208, 1989.
 10. Hirzinger, G. and Dietrich, J., "Multisensory Robots and Sensorbased Path Generation," Proc. IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation, pp. 1992-2001, 1986.
 11. Kvasnica, M., "Six-Component Force-Torque Sensing By Means of One Square CCD or PSD Element," Proc. 2nd Int. Symposium on Measurement and Control in Robotics, pp. 213-219, 1992.
 12. Piller, G., "A Compact Six-Degree-Of-Freedom Force Sensor for Assembly Robot," Proc. 12th Int. Symposium on Industrial Robots, pp. 121-129, 1982.
 13. Kaneko, M., "A New Design of Six-Axis Force Sensor," Proc. IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation, pp. 961-967, 1993.
 14. 강철구, 한정훈, "선형화기법을 이용한 스투어트 플랫폼 형태의 6축 힘-토크 센서에 대한 해석," 대한기계학회논문집(A), 제21권, 제4호, pp. 619-624, 1997.
 15. 한정훈, 강철구, "Stewart Platform 방식의 6축 힘/토크 센서에 관한 실험적 해석" 한국정밀공학회지, 제14권, 제1호, pp.78-83, 1997.
 16. Kang, C. G. and Han, J. H., "Force Analysis of a Stewart Platform-based Force/Torque Sensor Using a Linearization Technique," Proc. Dynamic Systems and Control Division, ASME, DSC Vol. 58, pp. 747-752, 1996.
 17. Uchiyama, M., Bayo, E. and Palma-Villalon, E., "A Systematic Design Procedure to Minimize a Performance Index for Robot Force Sensors," ASME J. of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 113, pp. 388-394, 1991.
 18. Uchiyama, M., Nakamura, Y. and Hakomori, K., "Evaluation of the Robot Force Sensor Structure Using Singular Value Decomposition," Advanced Robotics (Int. J. of the Robotics Society of Japan), Vol. 5, No. 1, pp. 39-52, 1991 (1987 in Japanese).
 19. Nakamura, Y., Yoshikawa, T. and Futamata, I., "Design and Signal Processing of Six-Axis Force Sensor," Proc. 4th Int. Symposium of Robotics Research, No. 1, pp. 75-81, 1988.
 20. Svinin, M. M. and Uchiyama, M., "Analytical models for Designing Force Sensors," Proc. IEEE Int. Conf. on Robotics and Automation, Vol. 2, pp. 1778-1783, 1994.
 21. 강철구, "힘·토크 센서의 힘감지 오차에 대한 해석," 대한기계학회논문집(A), 제22권, 제7호, pp. 1250-1257, 1998.
 22. de Silva, C. W., Control Sensors and Actuators, Prentice Hall, pp. 153-174, 1989.