

〈논 문〉

VCR 주행장치의 2축 플랜지 반력 측정장치 개발

주진원* · 김승환** · 김갑순*** · 이경원****

(1996년 2월 10일 접수)

Two-Axis Force Transducer for Measuring Flange Reaction Forces in the Tape Transport of VCR

Jin Won Joo, Seung Hwan Kim, Gap Soon Kim and Kyeong Won Lee

Key Words : Double-Cantilever Beam(이중외팔보), Two-axis Force Transducer(2축 힘측정장치), Tape Transport(테이프 주행장치), Flange Reaction Force(플랜지반력), Coupling Error(상호간섭 오차)

Abstract

This paper presents the design process and evaluation results of a two-axis force transducer for measuring flange reaction forces. A double-cantilever beam structure is used as a sensing element, and its optimal configuration is determined based on the derived strain equations to maximize the sensitivity and minimize the rigid body displacements. To reduce the coupling errors between two-axis forces, strain distributions by finite element analysis are utilized and the Wheatstone bridge circuits composed of strain gages are built such that the output voltage should be zero, although strains of four strain gages are not zero. Calibration test shows that the two-axis force transducer developed in this paper is useful in measuring flange reaction forces within the coupling error of 5.53%.

1. 서 론

현재 국내 외에서 개발되고 있는 차세대 디지털 VCR(video cassette recorder)에서는 제품의 소형화와 고밀도 기록을 위해 폭이 $6.35\ \mu\text{m}$ 이고 두께가 $7\ \mu\text{m}$ 인 테이프 상에 피치 $10\ \mu\text{m}$ 의 협트랙 기록을 하는 형식을 채택하고 있다.⁽¹⁾ 기록밀도의 증가에도 안정된 신호의 기록과 재생을 위해서는 기존의 VHS나 8 mm VCR 테이프 주행장치에서

는 큰 문제가 되지 않았던 헤드와 테이프 사이의 접촉현상에 대한 많은 연구가⁽²⁻⁴⁾ 필요할 뿐만 아니라 안정된 테이프 주행장치에 대한 연구가 해결해야 할 중요한 과제로 부각되고 있다.

테이프 주행장치의 안정성은 트랙을 일직선적으로 유지시키는 트랙 직선성과 테이프 손상여부에 크게 관계된다. Takeuchi 등⁽⁵⁾은 테이프 주행 안정성을 평가하기 위하여 헬리컬 가이드에 작용되는 반력을 측정하는 방법에 대한 논문을 발표하였다. 이 논문에서는 테이프 가장자리의 압력을 보의 변형을 이용하여 측정함으로써 주행 안정성을 평가하였다. 헤드 주행트랙을 일직선으로 유지하여 좁은 트랙에서도 안정된 자료를 기록하고 재생하기 위해서 Fig. 1과 같이 로울러 가이드와 헬리컬 가이드를 테이프의 진행방향으로부터 기술게 하거나 로울

*회원, 충북대학교 기계공학과

**충북대학교 대학원

***한국표준과학연구원 힘그룹

****LG전자 영상미디어연구소

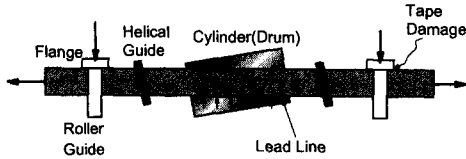


Fig. 1 Schematic of CVR tape transport and the regulation of flange height

러 가이드의 높낮이 위치를 플랜지로 조정하는 방법을 사용한다. 이 경우 플랜지를 너무 과다하게 밀어주면 테이프의 국부적인 좌굴현상이나 테이프 가장자리에 손상이 일어날 가능성이 커지므로 적절한 위치조절이 필요하며, 이러한 위치조절은 플랜지의 반력을 측정하고 조절함으로써 가능해진다. 또한 테이프의 장력도 주행안정성과 테이프 손상에 큰 영향을 미치며 이러한 장력은 로울러 가이드에 수직인 방향의 반력을 측정함으로써 간접적으로 평가할 수 있다. 그러므로 플랜지가 조립되어 있는 로울러 가이드의 2축(가이드 축방향과 수직방향) 반력을 정확하게 측정하고 최적의 하중 값을 결정함으로써 테이프에 손상을 주지 않으면서도 테이프 주행장치의 안정성을 개선시킬 수 있다.

플랜지의 반력을 측정하기 위하여 스트레인 게이지가 부착된 이중외팔보를 사용하여 로울러 가이드의 축방향의 힘을 측정하는 논문이 Uchiyama 등⁽⁶⁾에 의해 발표되었으나, 앞에서 설명한 바와 같이 실제 성능평가시 주행장치의 안정성을 해결하기 위해서는 2축의 하중을 동시에 측정하는 것이 필요하다. 또한 측정장치가 연결될 부분은 공간적으로 상당히 제한되어 있으며 하중전달이 정확하게 전달되어야 하므로, 측정장치의 감지부는 한 몸체로 결합되어 있는 것이 바람직하다.

본 논문에서는 2축의 하중이 가해질 때 이중외팔보에 대한 변형을 해석을 이론적으로 수행하고, 이 이론식을 이용하여 전체 변위가 작으면서 감도가 큰 이중외팔보를 설계하였다. 설계된 모델에 대하여 유한요소해석을 수행하여 변형률 분포를 구하고 이론식의 결과와 비교하였다. 2축의 하중을 동시에 측정할 때 발생하는 하중간의 상호간섭을 줄이기 위한 방법을 제시하고 그 방법에 의하여 실제 측정장치를 제작하였다. 제작된 측정장치의 성능을 평가하기 위하여 특성시험을 수행하고 그 결과를 기술하였으며 임의의 하중조합에 대한 정확도를 평가하였다.

2. 이중외팔보의 변형을 해석

테이프의 주행장치가 작동하게 되면 테이프와 고속으로 회전하는 경사진 헤드 드럼간의 상대속도가 6 m/s 이상 발생하게 되고, 이로 인하여 테이프는 드럼 윗 방향으로 부상하려는 힘을 받게 된다. 트랙 직선성을 좋게 하기 위하여는 이와 같이 부상하려는 테이프의 가장자리를 Fig.2와 같이 로울러 위에 있는 플랜지로 규제하는 방법을 사용한다. 즉, 부상하려는 테이프에 플랜지로 적당한 힘을 가하고 헤드드럼의 가이드 라인으로 지지함으로써 트랙 직선성을 좋게 할 수 있다. 이 때 과도한 힘을 가하게 되면 테이프에 국부적인 좌굴현상이 생기거나 움직이는 테이프의 가장자리에 손상이 일어날 수 있으므로 적절한 힘 조절이 필요하게 되며, 이를 위해서는 플랜지로 높낮이를 조절할 때의 힘측정이 우선되어야 한다. 트랙의 직선성을 좋게 하는 또 한가지의 방법은 테이프에 미소한 장력(5 gf ~ 20 gf)을 주어 테이프를 긴장시키는 것인데 이것도 너무 과도하면 헤드드럼, 로울러 가이드, 헬리컬 가이드 등의 접촉부분에서 테이프에 손상이 일어날 수 있다. 이와 같은 장력은 Fig.2와 같이 로울러 가이드에 수직으로 작용하는 힘 Q 를 측정함으로써 간접적으로 측정할 수 있다. 결국 로울러 가이드에 작용하는 축방향 힘 P 와 수직방향 힘 Q 를 동시에 측정함으로써 테이프 재료에 손상이 일어나지 않으면서 트랙의 직선성을 좋게 하는 최적의 조건을 결정할 수 있다.

미소한 힘을 스트레인 게이지에 의한 변형률로 변환하여 측정하는 센서를 설계할 때에는 일반적으로 외팔보의 변형을 이용하여 신호를 크게 하는 방법을 많이 사용한다. 그러나 이 경우 변위량도 동

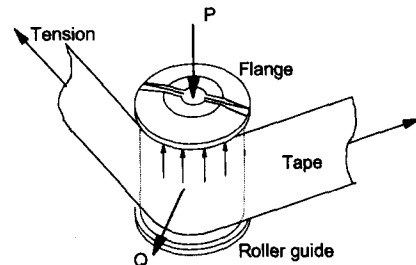


Fig. 2 Flange reaction forces by the flange regulation and the tape tension

시에 커지기 때문에 실제로 테이프의 주행시험 측정에 이용할 때 신호가 불안정하게 전달되므로 정확한 측정이 어렵다. 이와 같은 문제점을 해결하기 위하여 본 연구에서는 Fig. 3과 같은 이중외팔보 구조를 사용하였다. 이중외팔보 구조를 사용하면 변형률도 단순외팔보에 비해서 작아지지만 변위량은 그보다 더욱 작아져서, 보의 두께를 얇게 하거나 폭을 작게 하는 등의 방법으로 변위는 작으면서 변형률은 상대적으로 큰 감지부를 제작할 수 있다.

Fig. 3과 같이 수직방향의 힘 P 와 수평방향의 힘 Q 가 작용될 때, 보 표면에서 발생하는 각각의 변형률을 이론적으로 계산하였다. 보에 연결된 하중 전달부분은 보에 비하여 변형이 매우 작을 것으로 예측되기 때문에 계산의 편의를 위해서 강체로 간주하였고, 강체 중앙점의 변위 u , v , θ 는 미소하다고 가정하였다.

힘 P 만이 작용할 때에는 Fig. 4와 같이 보에 수직인 방향의 힘 F_1 , F_2 와 굽힘모멘트 M_1 , M_2 및 인장력 T_1 과 압축력 T_2 가 보의 끝에 작용된다고 가정할 수 있으며 이로 인해 2개의 보는 변형을 하고 강체로 가정된 작은 블록의 중심은 그림과 같이

변위 u , v 와 회전각 θ 만큼 이동한다고 할 수 있다. 이때 블록에서의 평형방정식은 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \sum F_x &= -S_1 + S_2 = 0 \\ \sum F_y &= P - F_1 - F_2 = 0 \\ \sum M &= M_1 + M_2 + Pa - (S_1 + S_2)b = 0 \end{aligned} \quad (1)$$

위쪽 보 오른쪽 끝단에서의 하중-변위 관계는 중첩법을 사용하여 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.⁽⁷⁾

$$\begin{aligned} u_1 &= u + b\sin\theta + a(1 - \cos\theta) \approx u + b\theta = \frac{S_1 L}{AE} \\ v_1 &= v + b(1 - \cos\theta) - a\sin\theta \approx v - a\theta \\ &= \frac{F_1 L^3}{3EI} - \frac{M_1 L^2}{2EI} \\ \theta &= \frac{F_1 L^2}{2EI} - \frac{M_1 L}{EI} \end{aligned} \quad (2)$$

여기서, A 와 I 는 보의 단면적과 2차 단면모멘트이고 E 는 종탄성계수이다. 같은 방법을 아래쪽 보에도 적용하면 다음과 같은 하중-변위 관계식을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} u_2 &\approx u - b\theta = \frac{-S_2 L}{AE} \\ v_2 &\approx v - a\theta = \frac{F_2 L^3}{3EI} - \frac{M_2 L^2}{2EI} \\ \theta &= \frac{F_2 L^2}{2EI} - \frac{M_2 L}{EI} \end{aligned} \quad (3)$$

식 (1)에서 식 (3)까지에서 보는 바와 같이 3개의 강체변위 및 6개의 하중성분 등 모두 9개의 미지수와 9개의 식으로 표현된 연립방정식의 해를 구함으로써 힘 P 가 가해질 때의 변형률 분포를 구할 수 있다. 구해진 강체변위 및 보에 작용되는 국부적인 하중은 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} u &= 0 \\ v &= \frac{PL^3[4I(1+3a/L+3a^2/L^2)+Ab^2]}{24EI(I+Ab^2)} \\ \theta &= \frac{PL^2(1+2a/L)}{4E(I+Ab^2)} \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} S &= S_1 = S_2 = \frac{PAL(1+2a/L)}{4(I+Ab^2)} \\ F &= F_1 = F_2 = \frac{P}{2} \\ M &= M_1 = M_2 = \frac{PL(Ab^2-2a/L)}{4(I+Ab^2)} \end{aligned} \quad (5)$$

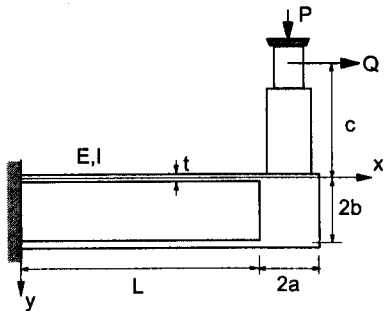


Fig. 3 Double-cantilever beam for the 2-axis force transducer

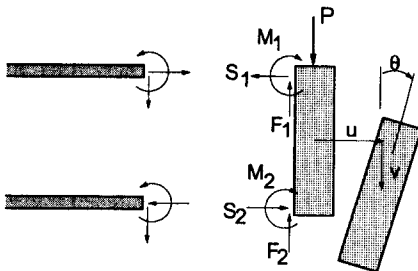


Fig. 4 Free body diagram of double-cantilever beam under the flange reaction force P

따라서 위쪽의 보는 식 (5)로 표시된 인장력 S_1 을 받게 되고 아래쪽의 보는 압축력 S_2 를 받게 되는 동시에 두개의 보는 F 와 M 에 의해서 굽힘변형을 받는다. 이 때의 굽힘모멘트를 $M(x)$ 라 하면

$$M(x) = M - F(L - x) \quad (6)$$

가 되고, 이때 보 표면에서의 변형률은 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \epsilon_x &= (\epsilon_x)_t + (\epsilon_x)_b \\ (\epsilon_x)_t &= \pm \frac{S}{AE} \\ (\epsilon_x)_b &= \frac{M(x)y}{EI} \end{aligned} \quad (7)$$

수평방향의 힘 Q 가 로울러 중간에 작용될 때에는 Fig. 5와 같이 이 힘을 2개의 보 중간에 작용하는 힘 Q 와 모멘트 $M_0 (= Q(b+c))$ 로 나누어서 생각할 수 있다. 힘 Q 에 의해서는 보에 균일한 인장 변형률이 작용된다고 볼 수 있고, 모멘트 M_0 에 의한 변형률은 힘 P 에 의한 변형률 해석과 같은 방법으로 구할 수 있다. 모멘트 M_0 가 가해질 때 강체변위 및 보에 작용되는 하중은 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} u &= 0 \\ v &= \frac{M_0 L^2 (1 + 2a/L)}{4E(I + Ab^2)} \\ \theta &= \frac{M_0 L}{2E(I + Ab^2)} \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} G &= G_1 = G_2 = 0 \\ N &= N_1 = N_2 = \frac{M_0 I}{2(I + Ab^2)} \\ T &= T_1 = T_2 = \frac{M_0 Ab}{2(I + Ab^2)} \end{aligned} \quad (9)$$

식 (8)에서 보는 바와 같이 $G=0$ 이므로 보에는 순수모멘트와 인장력 혹은 압축력이 작용되며 이때의 변형률은 다음과 같이 중첩된 형태로 표현할 수

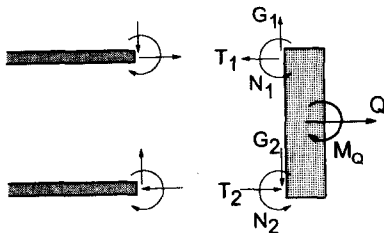


Fig. 5 Free body diagram of double-cantilever beam under the flange reaction force Q

있다.

$$\begin{aligned} \epsilon_x &= (\epsilon_x)_b + (\epsilon_x)_t + (\epsilon_x)_q \\ (\epsilon_x)_b &= -\frac{Ny}{EI} \\ (\epsilon_x)_t &= \pm \frac{T}{AE} \\ (\epsilon_x)_q &= \frac{Q/2}{AE} \end{aligned} \quad (10)$$

3. 모델결정 및 유한요소해석

앞에서 유도된 강체변위와 변형률 식을 이용하여 이중의팔보의 기본설계를 수행하였다. 설계시 고려하고자 하는 설계변수는 탄성계수 및 Fig. 3에서 표시한 L, t, a, b, c 와 보의 폭 w 이다. VCR 주행정장치에서 플랜지가 테이프에 가해 주는 힘은 2 gf에서 10 gf로 알려져⁽⁸⁾ 있으므로 힘 P 에 대한 추정장치의 최대용량은 20 gf로 하였다. 또한 주행중 테이프의 장력은 10 gf에서 20 gf로 알려져 있고 Fig. 2와 같이 테이프가 가이드를 잡아도는 각도를 고려하면 최대 장력의 2배까지 될 수 있으므로 힘 Q 의 최대용량은 100 gf로 하였다.

기계장치의 일부로 구성되어 측정하는 센서의 설계에서 중요하게 고려하여야 할 조건은 안정성을 유지하면서 감도를 가능한 한 크게 하는 것이다. 즉, 정해진 최대용량을 각각 가했을 때 발생하는 최대 변형률은 재료에 항복이 일어나지 않는 범위에서 가능한 한 크게 하고, 이 때의 수직변위와 회전각도는 각각 0.02 mm와 0.05°이하로 가능한 작게 하는 것을 목표로 하였다. 힘 P 와 힘 Q 를 각각 가했을 때 최대 변형률의 차이가 크면 한 힘에 의한 변형률의 작은 오차가 다른 힘을 측정하는 변형률에 상대적으로 크게 작용하므로 최대 변형률의 차이가 크지 않도록 설계하는 것이 좋다. 그 외에 실제 제작 시의 조건, 즉 보의 두께는 가공상 0.2 mm 이상으로 하고, 보의 길이는 적어도 스트레인 게이지 3개가 나란히 부착될 수 있는 15 mm 이상으로 설계해야 하는 것도 제한조건으로 고려되어야 한다.

이와 같은 설계조건을 만족하기 위하여 식 (4), (7) 및 식 (8), (10)을 이용하여 여러 모델에 대한 변위 및 변형률을 구하고 이를 근거로 하여 설계변경을 하였다. Table 1은 그 중의 몇 가지 경우에 대한 결과를 보여주고 있다. Case 1은 처음 스테

Table 1 Comparison of rigid body displacements and axial strains($\mu\text{m}/\text{m}$) calculated by equations derived

Model	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	
Elastic modulus(kgf/mm ²)	19700	7000	7000	7000	7000	
L(mm)	20	17	17	17	17	
t(mm)	0.2	0.2	0.4	0.4	0.5	
w(mm)	5.0	5.0	4.0	4.0	4.0	
a(mm)	2.5	2.5	2.5	2.5	5.0	
b(mm)	6.1	6.1	6.1	3.0	1.75	
c(mm)	21.6	21.6	21.6	21.6	18.85	
x(mm)	2.5	1.0	1.0	1.0	1.0	
Force P	v(μm)	101.6	175.6	27.5	27.7	15.0
	(ϵ_x) _t	1.1	2.6	1.7	3.5	6.4
	(ϵ_x) _b	114.2	321.5	100.5	100.7	65.4
Force Q	θ ($^\circ$)	0.0022	0.0054	0.0035	0.0136	0.0316
	(ϵ_x) _t	11.7	33.0	21.0	39.2	48.6
	(ϵ_x) _b	0.2	0.6	0.7	2.8	8.1
	(ϵ_x) _q	2.5	7.1	4.5	4.5	3.6

인레스 강 SUS 340으로 제작한 모델⁽⁹⁾을 나타내고 있다. 이 경우는 힘 Q에 의한 최대 변형률이 힘 P에 의한 것보다 1/9 정도로 작아서 앞에서 기술한 조건을 만족시키지 못하고 있으며, 변형률에 비해서 수직방향 변위가 상당히 크므로 안정성에 문제가 있을 것으로 판단된다.

저용량 힘센서의 경우에는 감도를 크게 하기 위하여 일반적으로 알루미늄 재료를 많이 사용하므로 Case 2는 재료를 Al 2024로 바꾸고, 대신 보의 길이 L을 줄이고 스트레인 게이지의 위치를 가능한 한 보의 양끝으로 이동시킨 경우의 결과이다. 이 경우에 감도는 커지나 수직변위도 따라서 너무 커지며 두 가지 힘에 대한 변형률의 차이도 커져서 Case 3과 같이 보의 두께를 두배로 하고 폭을 작게 하였다. 보의 변형에서 대체적으로 빈위는 두께의 3제곱에 반비례하고 수직 힘에 의한 굽힘변형률은 두께의 제곱에 반비례하며 수평 힘에 의한 인장 혹은 압축변형률은 두께에 반비례하므로 수직변위는 상당히 줄어들었고 두 힘에 의한 변형률의 차이도 줄어들었으나 만족할 만한 결과는 아니라고 판

단하였다. Table 1의 결과를 보면 수평 힘에 의한 변형률은 주로 보의 인장 혹은 압축변형에 의해 나타나므로 두개의 보 사이의 간격을 작게 함으로서 변형률을 크게 할 수 있다. 이를 위하여 보 사이의 간격 b를 약 반으로 줄인 결과가 Case 4이다. 이 경우에는 회전각이 전의 경우에 비해 컸으나 그 절대 크기는 설계조건보다 훨씬 작으며 다른 모든 조건들을 대체적으로 만족시키는 것으로 나타났다. 이와 같은 설계변수에 대한 영향을 바탕으로 하고 실제 조립부분의 공간적 제한 등을 고려하여 최종적으로 설계된 모델이 Case 5이다. 이 경우에 최대 수직변위는 15.0 μm , 최대 회전각은 0.032 $^\circ$ 이었으며, 힘 P에 의해 발생하는 변형률은 65.35 $\mu\text{m}/\text{m}$, 힘 Q에 의해 발생하는 변형률은 44.07 $\mu\text{m}/\text{m}$ 로 나타나서 설계조건을 대체적으로 잘 만족시키므로 최종 설계모델로 결정하였다.

최종적으로 설계된 모델에 대한 유한요소해석을 수행하여 앞에서 유도된 식들과 가정들이 타당하지를 검토하고, 그 결과를 2축 힘 센서의 스트레인 게이지 위치와 브리지회로 구성의 선택에 이용하였

다. 사용된 유한요소 모델은 8절점 사각형 2차요소 이었으며 평면응력상태로 가정하였다. 감지부의 한 쪽 끝을 고정하였고 다른 한쪽에는 힘 P 와 힘 Q 가 가해지는 각각의 경우에 대하여 해석하였다. 재료상수는 실제 이중외팔보가 제작될 알루미늄 Al 2024의 재료상수와 같도록 탄성계수는 7000 kgf/mm^2 , 푸아송비는 0.3으로 하였다.

Fig. 6은 각 방향의 힘에 대한 변형된 모습을 보여주고 있다. 예측한 바와 같이 수직 힘 P 에 의해서는 양단 고정형태의 굽힘변형이 주로 일어나는 것으로 나타났고, 수평 힘 Q 에 의해서는 굽힘변형보다는 강체블럭의 회전에 의하여 위쪽 보에는 인장변형률이 아래쪽 보에는 압축변형률이 주로 발생하는 것으로 나타났다.

유한요소해석에 의하여 계산된 보의 축방향 변형률 값과 식 (6)과 식 (10)에 의해서 계산된 변형률 분포를 비교하여 Fig. 7에 나타내었다. 그림에서는 위쪽 보의 위 표면과 아래쪽 보의 아래 표면을 따라서 변하는 변형률 값을 표시하고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 이론식과 유한요소해석 결과는 아주 잘 일치하여서 앞에서 유도된 이론식들이 타당함을 알 수 있고, $x=0$ 인 지점과 $x=17$ 인 양끝 지점에서는 구석효과 때문에 변형률 분포에 급격한 변화를 보였으므로 스트레인 게이지의 부착위치는 게이지의 중심이 보의 양끝에서 약간 떨어져야 함

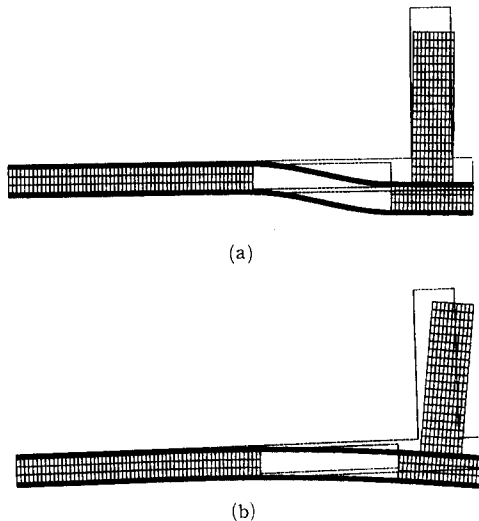


Fig. 6 Finite element meshes and deformed shapes of the sensing element under the force P(a) and the force Q(b)

을 알 수 있다. 힘 P 에 의해서는 변형률이 선형적으로 증가하거나 감소하였고 변형률이 0이 되는 지점은 보의 중앙보다 약간 오른쪽에 위치하였는데 이것은 Table 1에서 보는 바와 같이 전체 변형률은 굽힘변형률에 인장 및 압축변형률이 중첩되었기 때문이다. 힘 Q 에 의한 변형률의 분포는 길이방향을 따라서 일정한 것으로 나타났는데 이것은 보가 순수모멘트와 인장력 혹은 압축력 만을 주로 받기 때문이다. 또한 위 표면과 아래 표면에서의 절대값이 차이를 보이는데 이것은 변형률이 M_0 에 의한 변형률에 인장력에 의한 일정한 변형률 (ϵ_x) $_0$ 가 중첩되었기 때문이다.

4. 2축 힘 측정장치의 제작

2축 이상의 하중을 동시에 측정하는 측정장치의 설계에서 가장 중요하게 고려하여야 할 사항은 하중간의 상호간섭 오차(coupling error)이다. 즉, 한 방향의 하중이 작용될 때 다른 방향의 하중을 감지하는 출력값이 0이 되어야 하며, 0과의 차이가 바로 측정오차가 된다. 스트레인 게이지를 이용하여 하중을 측정하는 본 논문의 측정장치에서는 이와 같은 상호간섭을 최소화시키기 위하여 다음과 같은 두 가지 방법을 이용하였다.

(1) 한 방향의 힘이 작용될 때 변형률 값이 가장 큰 지점을 그 축의 감지부로 하고, 변형률 값이 0이 되는 지점을 다른 축의 감지부로 선정한다.

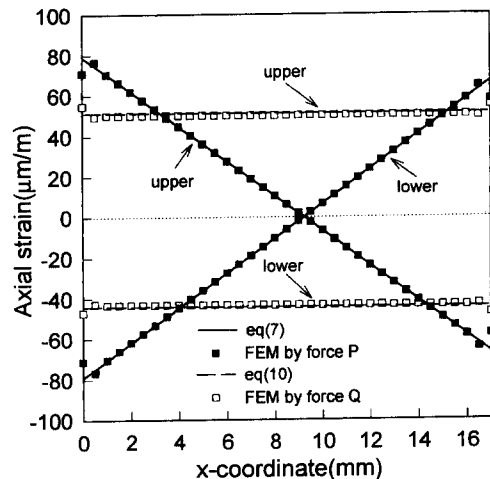


Fig. 7 Axial strain distributions on the surface of the beams under each reaction force

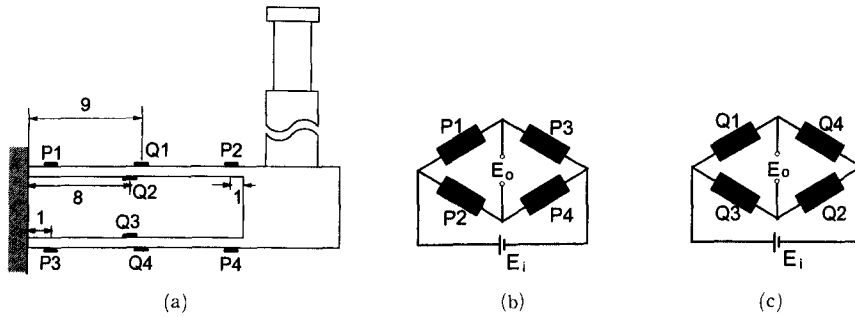


Fig. 8 Positions of strain gages and Wheatstone bridge circuit with strain gages for sensing the force P (b) and Q (c)

(2) 스트레인 게이지로 연결된 브리지회로에서 다른 축하중에 의하여 발생된 변형률 값이 서로 상쇄되어 출력 값이 0이 되도록 한다.

본 논문에서는 한 하중방향에 4개씩의 스트레인 게이지로 완전결선 브리지회로 (full bridge circuit)를 구성하여 하중간의 상호간섭 오차를 최소화하도록 하였다. 힘 P에 의해서는 Fig. 7과 같이 보의 축을 따라서 선형적으로 변화하는 변형률 분포를 보이며, 위쪽 보의 윗면에서는 가운데에서 오른쪽으로 약간 치우친 지점 ($x=9.1\text{ mm}$)에서 변형률 값이 0이 되고 아래 면에서는 왼쪽으로 약간 치우친 지점에서 변형률이 0이 되므로 Fig. 8(a)와 같이 P1, P2, P3, P4를 힘 P를 감지하는 스트레인 게이지의 위치로 선정하였고, Q1, Q2, Q3, Q4는 힘 Q를 감지하는 위치로 우선 선정하였다. 그러나 힘 Q에 의해서는 Fig. 7과 같이 보 전체에 걸쳐서 균일한 변형률 분포를 가지므로 변형률이 0이 되는 지점을 찾을 수 없다. 이러한 경우에는 Fig. 8(b)와 같은 브리지회로를 사용함으로써 출력 값을 0으로 할 수 있다.

힘 P에 의해서 스트레인 게이지 P1, P4가 양의 변형률 값을 갖고 P2, P3가 절대 값이 같은 음의 값을 갖는다고 한다면, 브리지회로 출력전압이 확대되어 발생하며 입력전압에 대한 출력전압의 비는 스트레인 게이지들의 저항값 변화로부터 다음과 같이 표시될 수 있다.⁽¹⁰⁾

$$\begin{aligned} \frac{E_o}{E_i} &= \frac{1}{4R} (\Delta R_1 - \Delta R_2 + \Delta R_3 - \Delta R_4) \\ &= \frac{K}{4} (\epsilon_1 - \epsilon_2 + \epsilon_3 - \epsilon_4) \end{aligned} \quad (11)$$

여기서, K는 스트레인 게이지의 게이지상수이다. 그러나 P1과 P2가 양의 같은 변형률 값을 갖

고 P3와 P4가 같은 크기의 음의 값을 갖는다고 하면 각각의 변형률이 발생하더라도 출력전압은 발생하지 않는다.

이러한 현상을 이용하여 본 논문에서는 힘 P와 Q를 감지하는 스트레인 게이지들로 각각 Fig. 8(b)와 (c)와 같이 브리지회로를 구성하였다. 따라서 힘 Q에 의해서 P1, P2, P3, P4에는 일정한 변형률이 발생하지만 브리지회로의 출력 값이 0이 되어 이론적으로는 하중의 상호간섭이 존재하지 않게 된다. 스트레인 게이지들이 차지하는 면적들을 고려하여 최종 결정된 게이지의 부착위치를 Fig. 8(a)에 나타내었다.

2축 힘 측정장치의 감지부는 스트레인 게이지 Q2와 Q3를 부착할 수 있게 하기 위하여 두께 0.5 mm의 보를 포함한 2개의 부분으로 가공하여 나사로서 조립하였다. 힘이 가해지는 부분은 실제 테이프 주행장치에서 사용되는 로울러 가이드를 블럭에 고정하여 실험할 수 있도록 제작하였다. 사용된 스

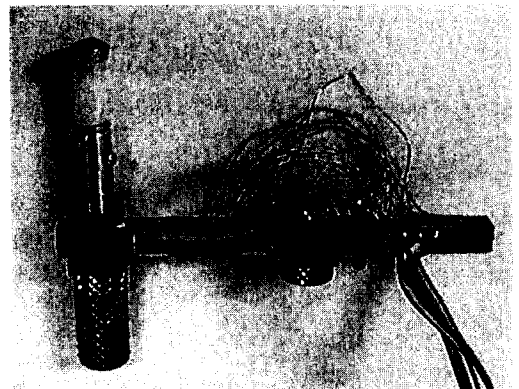


Fig. 9 Photograph of 2-axis force transducer developed

트레인 게이지는 센서 제작용 게이지이고 전체길이가 3.1 mm, 저항선의 길이가 1.57 mm인 MM-N2A-13-S071P-350이다. Fig. 9는 제작된 2축 플랜지 반력 측정장치를 보여주고 있다.

5. 특성시험 및 결과

VCR 테이프의 주행 중에 발생하는 2축의 힘을 측정하는데 제작한 측정장치를 사용하기 위하여는 특성시험을 수행하여 각 힘에 대한 정격출력, 하중의 상호간섭 오차 및 비직선성 등을 얻어내야 한다. 정격출력과 상호간섭 오차를 정량적으로 구해내기 위하여 Fig. 10과 같이 표준추를 사용하여 정격용량인 20 gf의 힘 P와 100 gf의 힘 Q를 각각 가하고 힘 P를 측정하기 위한 브리지회로의 출력과 힘 Q를 측정하기 위한 출력을 동시에 측정하였다. 출력의 측정을 위하여 입력전압에 대한 출력전압의 비가 바로 지시되는 HBM사의 Measurement Unit인 DK38을 사용하였다. 각각의 시험은 3번씩 수행하였으며 출력의 평균값을 Table 2에 나타내었다.

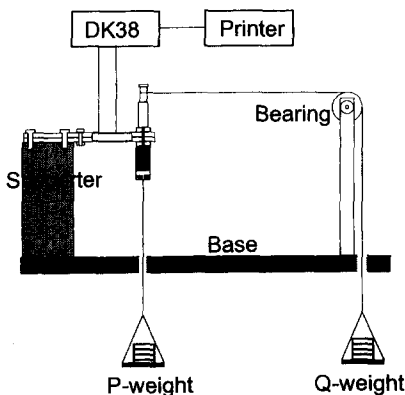


Fig. 10 Schematic diagram for the calibration test of 2-axis force transducer

Table 2 Results of characteristic test for maximum rated outputs and coupling errors

Force	Maximum rated output ($\mu\text{V}/\text{V}$)		Coupling error
	ch. 1 (S_p)	ch. 2 (S_q)	
P	125.93	1.77	-5.53%
Q	-6.97	83.70	2.11%

Table 2에서 보는 바와 같이 20 gf의 힘 P에 대한 정격출력은 $125.93 \mu\text{V}/\text{V}$ 이고 100 gf의 힘 Q에 대한 정격출력은 $83.70 \mu\text{V}/\text{V}$ 로 나타났다. 또한 힘 Q만이 가해졌을 때 힘 P를 측정하기 위한 브리지회로의 출력은 $-6.97 \mu\text{V}/\text{V}$ 로 나타났으며 이것은 정격출력 $125.93 \mu\text{V}/\text{V}$ 의 5.53%에 해당하는 상호간섭 오차이다. 반대로 힘 P만이 가해졌을 때 힘 Q를 측정하기 위한 출력은 $1.77 \mu\text{V}/\text{V}$ 로 나타나서 정격출력 $83.70 \mu\text{V}/\text{V}$ 의 2.11%에 해당하는 상호간섭 오차를 보이고 있다. 이러한 상호간섭 오차는 초기 제작된 (Case 1) 측정장치⁽⁹⁾에 비해서 개선되었으며 상품화된 정밀 다축 로드셀의 상호간섭 오차가 3% 내외인 것을 감안하면 개발된 측정장치는 실용성을 가지고 있음을 알 수 있다.

개발된 측정장치가 정격용량보다 작은 하중을 측정하는데 어느 정도의 정확도를 가지고 있는가를 시험하기 위하여 각 힘에 대한 비직선성을 측정하였다. 힘 P에 대해서는 5 gf의 등간격으로 4점의 힘에 대한 출력을 측정하였고, 힘 Q에 대해서는 20 gf의 등간격으로 5점의 힘에 대한 출력을 측정하여 Fig. 11에 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 하중과 출력과의 관계는 거의 선형적으로 변화하였으며 힘 P에 대한 비직선성은 0.08% FS, 힘 Q에 대한 비직선성은 0.95% FS로 나타났다. 따라서 정격용량의 20% 이하인 작은 하중에 대한 측정에도 신뢰성을 가지고 사용될 수 있음을 알 수 있다.

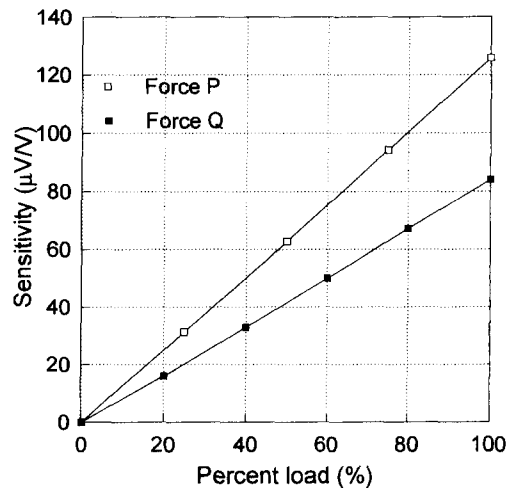


Fig. 11 Characteristic curves for nonlinearity of 2-axis force transducer developed

Table 3 Comparisons between standard forces, measured forces and compensated forces for arbitrary force combinations

Case	Standard force (gf)		Rated output ($\mu\text{V}/\text{V}$)		Measured force (gf) (error (%))		Compensated force (gf) (error (%))	
	P	Q	S_P	S_Q	P	Q	P	Q
1	5	10	30.77	7.98	4.89(-2.3)	9.53(-4.7)	4.99(-0.1)	9.02(-9.8)
2	5	20	30.13	16.45	4.79(-4.3)	19.65(-1.7)	5.00(0.0)	19.15(-4.3)
3	5	30	29.43	24.95	4.67(-6.5)	29.81(-0.6)	5.00(0.0)	29.31(-2.3)
4	10	10	62.22	8.37	9.88(-1.2)	10.00(0.0)	9.99(-0.1)	8.96(-10.5)
5	10	20	61.52	16.80	9.77(-2.3)	20.07(0.4)	9.99(-0.1)	19.04(-4.8)
6	10	30	60.85	25.37	9.66(-3.4)	30.31(1.0)	10.00(0.0)	29.29(-2.4)
7	10	50	59.38	42.30	9.43(-5.7)	50.54(1.1)	9.99(-0.1)	49.54(-0.9)
8	20	20	123.87	17.70	19.67(-1.6)	21.15(5.7)	19.91(-0.5)	19.07(-4.7)
9	20	30	123.10	26.27	19.55(-2.3)	31.39(4.6)	19.90(-0.5)	29.32(-2.3)
10	20	50	121.60	43.20	19.31(-3.4)	51.61(3.2)	19.88(-0.6)	49.57(-0.9)
11	20	100	117.73	85.90	18.70(-6.5)	102.63(2.6)	19.83(-0.8)	100.65(0.7)

플랜지에 실제로 임의의 두 방향 힘이 동시에 가해졌을 때 정격출력으로부터 계산한 각 방향 힘의 크기를 실제 가해준 힘과 비교하기 위하여 Table 3과 같은 11가지 조합의 힘 P 와 힘 Q 를 동시에 가하고 각 출력으로부터 측정된 힘의 크기를 표에 나타내었다. 측정장치에 의하여 결정된 힘의 크기는 가해준 힘의 크기에 비해서 6.5% 이하의 오차를 보였으며 반대편 힘의 크기가 커질수록 오차가 크게 나타났다. 힘 P 는 가해준 힘에 비해 모두 작게 측정되었으며, 힘 Q 는 P 가 5 gf일 때를 제외하고는 가해준 힘에 비해 모두 크게 측정되었다. 이것은 Table 2에서 나타난 힘 P 와 힘 Q 의 상호간섭 출력값 부호에 관계됨을 알 수 있다.

이와 같은 현상을 근거로 할 때 상호간섭 출력값을 이용하여 각 힘에 대한 출력값을 보상함으로써 측정의 정확도를 높일 수 있다. 즉, 마이크로 프로세서 등 측정값에 대한 계산과정이 허용된다면 다음과 같은 식을 사용하여 상호간섭에 의한 힘을 이론적으로는 제거시킬 수 있다.

$$S'_P = S_P - \frac{S_Q}{(S_Q)_{\max}} (S_P)_Q \quad (12)$$

$$S'_Q = S_Q - \frac{S_P}{(S_P)_{\max}} (S_Q)_P \quad (13)$$

여기서, S'_P , S'_Q 는 각각 보상된 출력이고 $(S_P)_{\max}$, $(S_Q)_{\max}$ 는 정격출력이며 $(S_P)_Q$ 는 힘 Q 에 의한 힘 P 를 측정하기 위한 브리지회로의 출력, $(S_Q)_P$ 는 그 반대의 출력을 뜻한다.

이와 같이 계산하여 보상된 힘을 Table 3에 나타내었다. 힘 P 는 0.8% 이하의 오차로 가해준 힘과 아주 잘 일치하였으나 힘 Q 는 크기가 작은 경우에 오히려 오차가 증가하였다. 따라서 하중의 상호간섭을 보상함으로써 오차를 많이 줄일 수 있으나 근본적으로는 오차를 제거시킬 수 없으므로, 다축의 힘을 측정하여야 할 측정센서의 설계에서는 가능한 한 하중의 상호간섭 오차를 줄이는 것이 중요한 고려사항임을 알 수 있다.

6. 결 론

본 논문에서는 디지털 VCR 테이프 주행장치의 로울러 가이드에 작용되는 2축의 플랜지 반력을 동시에 측정할 수 있는 측정장치를 설계하고 제작하여 특성시험을 수행하였다. 이를 위하여 이중외팔보에 대한 변형률을 이론적으로 계산하고 유한요소 해석 결과와 비교하여 아주 잘 일치함을 확인하였다. 또한 하중간의 상호간섭을 최소화시키기 위하

여 각 힘에 대한 변형률의 분포를 이용하였고, 또한가지 방법으로 각각의 스트레인 게이지의 변형률이 발생하더라도 이것들로 구성된 브리지회로로 출력을 상쇄시키는 방법을 이용하였다.

특성시험 결과 20 gf의 수직방향 힘과 100 gf의 수평방향 힘에 대한 정격출력은 각각 $125.93 \mu\text{V}/\text{V}$ 와 $0.01928 \mu\text{V}/\text{V}$ 로 나타났으며 각 힘 간의 상호간섭 오차는 각각 -5.53% 와 2.11% 로 나타났고 비직선성은 0.08% FS과 0.95% FS로 나타나서 작은 하중에도 신뢰성이 있음을 보였다. 임의의 하중에 대한 시험결과 측정된 힘은 실제 가해진 힘과 6.5% 이내에서 일치하여서 본 논문에서 개발한 2축 플랜지 측정장치는 개발 중인 디지털 VCR에서 테이프에 손상을 주지 않으면서 안정된 테이프 주행장치를 구성할 수 있는 중요한 측정장치로 활용이 기대된다.

참고문헌

- (1) DVCR 협의회, 1994, Digital VCR Format 집.
- (2) Sakai, K., Terayama, T., Morikawa, J. and Ohwada, N., 1990, "Study on Head-Tape Interference in VCR's," *JSME Int. Journal*, Series III, Vol. 33, No. 4, pp. 655~662.
- (3) 민옥기, 김수경, 1991, "회전헤드에 대한 주행 테이프의 부상특성(I) — 수치해석," 대한기계학회논문집, 제15권, 제2호, pp. 523~536.
- (4) Itoh, J., Ebihara, T., Kubota, Y. and Takahashi, A., 1993, "Simulation of Tape Floaing Behavior in VCR," *ASME Trans. J. of Tribology*, Vol. 115, pp. 561~565.
- (5) Takeuchi, J., Okuda, M. and Sakumoto, H., 1991, "Study on the Interchangeability of the VCR," *IEEE Trans. on Consumer Electronics*, Vol. 37, No. 4, pp. 800~805.
- (6) Uchiyama, M., Ueda, Y., Noguchi, K. and Fukuta, M., 1993, "A Study on Stability of VCR Tape Transport," *IEEE Trans. on Consumer Electronics*, Vol. 39, No. 3, pp. 313~319.
- (7) Young, W. C., 1989, *Roark's Formulas for Stress & Strain*, Mcgraw-Hill Int'l ed, New York, pp. 345~389.
- (8) Oka, S., Okuda, Y., Fukazawa, A. and Yamaki, H., 1993, "A Small Size Deck Mechanism and Recording Technology for Digital VCRs," *Technical Report of IEICE*, MR93-33, pp. 19~24.
- (9) 주진원, 김갑순, 이경원, 1994, "가정용 디지털 VCR에서의 2축 플랜지 반력 측정장치 개발," 대한기계학회 '94년도 추계학술대회 논문집 (I), pp. 259~264.
- (10) 백중승, 주진원 외 4인, 1987, 힘, 공업진흥청 정밀측정교재 87-014, pp. 89~112.