힘평형 서보 가속도계의 질량지지 장치 설계 및 제작

Design and Fabrication of a Mass-spring System for the Force-balance Servo Accelerometer

김 영 담', 고 영 준', 남 효 덕', 이 두 희'', 장 호 경[™] (Young-Dam Kim', Young-Jun Go', Hyo-Duk Nam', Doo-Hee Lee[™], Ho-Gyeong Chang[™])

*영남대학교 센서 및 시스템공학과, **한국표준과학연구원 음향진동그룹, ***경산대학교 전자물리학과 (접수일자: 2001년 3월 29일; 채택일자: 2001년 4월 27일)

힘평형 서보 가속도계의 성능특성을 결정하는 4개의 팔로 구성된 질량지지 장치를 설계 · 제작하였다. 팔의 두께와 인가질량의 변화에 따른 질량지지 장치의 응답특성을 유한요소법을 이용하여 계산하고, 레이저 간섭계 를 이용하여 간섭무늬 수의 변화와 응답전압값을 이용하여 가속도계의 응답특성을 측정하였다. 팔의 길이와 두께가 변화함에 따라 응답특성은 크게 변화하였으며, 인가질량의 변화는 질량지지 장치의 응답특성변화에 큰 영향을 미치지 못함을 알 수 있었다. 수치해석과 레이저 간섭계로 측정한 공진주파수가 5% 차이의 근사한 값을 얻을 수 있었다. 핵심용어: 힘평형 서보 가속도계, 질량지지 장치

투고분야: 물리음향 및 광음향 분야 (9.4), 구조음향 및 진동 분야 (11.3)

The mass-spring system with four arms for the force-balance servo accelerometer was designed and fabricated. The response characteristics of a mass-spring system was calculated with the change of arm's thickness and seismic mass by the finite element method (FEM). Furthermore, the response characteristics of accelerometer was measured using the change of interference pattern and response voltage value by Michelson interferometer. The response characteristics with changing length and thickness of arm was changed drastically, and changing seismic mass was minor effect for the response characteristics of mass-spring system. The measured resonant frequencies have good agreement with that of numerical analysis within 5% range.

Keywords: Force-balance servo accelerometer, Mass-spring system **ASK subject classification:** Physical acoustics and photo-acoustics (9,4), Structural acoustics and vibration (11,3)

I. 서 론

기계, 건물, 교량, 산업설비 등의 대형화로 인해 이들 의 안전성이 크게 문제화되고 있다. 대형구조물의 저주 파 진동을 측정함으로써 안전성을 예측할 수 있고, 저주 파 진동의 정밀측정기술은 안전성 평가뿐만 아니라 관성 항법 장치, 차량항법 장치 등 여러분야에서 중요한 역

책임저자: 김영담 (ydkim93@orgio.net) 712-749 경북 경산시 대동 214-1 영남대학교 센서 및 시스템공학과 (전화: 053-810-1515; 팩스: 053-813-8230) 할을 한다. 근래에는 자동차의 승차감 평가기술이나 인 체관련 진동도 저주파진동의 정밀측정 및 평가기술이 요 구되고 있다.

저주파진동의 정밀측정에 사용되는 대표적인 서보형 가속도계는 전기적인 스프링을 사용하여 선형성이 뛰어 나고 저주파 영역에서 성능이 우수한 힘평형 서보 가속 도계 (force-balance servo accelerometer)이다. 힘평형 서보 가속도계는 스프링 구조물 대신 폐회로 궤환루프 (closed-loop feedback)를 이용한다[1-5]. 즉 폐회로 궤 환루프를 통하여 외부에서 입력되는 가속도에 상응하는 복원력을 관성질량에 가해 주어 관성질량을 항상 영점 위치에 있도록 한 후, 이 복원력을 전기적 신호로 변환하 여 가속도를 측정한다[6]. 비서보 타입의 가속도계들에 비해 정밀도가 높고, 동적 성능이나 안정도 및 재현성 등 제반 성능특성이 우수하다는 장점이 있다. 또 힘평형 서 보 가속도계에 있어서 관성질량은 전기적으로 구동되는 기계적인 스프링에 의해 한정된 범위 안에서만 자유로이 움직일 수 있다.

함평형 서보 가속도계는 자동차, 철도차량, 선박 및 항 공·우주산업 등 0.1~100 Hz 범위의 저주파 진동의 정 밀측정에 사용되고 있다[7]. 또 안정성 진단을 위한 대형 구조물, 교량 등의 동적 거동 상시 감시 (monitoring)시스 템의 개발이나 정밀한 저주파 진동제어가 필요한 반도체 제조설비나 정밀 가공기계의 농동 진동제어 등 여러 분야 에서도 꾸준한 수요 증가가 예측되고 있다[8]. 따라서 힘 평형 서보 가속도계의 성능향상을 위한 꾸준한 기술개발 이 요구되고 있다[9].

본 연구에서는 힘평형 서보 가속도계의 성능을 향상 시키기 위하여 핵심부품인 질량지지 장치를 4개의 팔로 구성된 형태로 설계하고, 유한요소법을 이용하여 스프 링 두께와 인가질량을 변화시키면서 36가지의 서로 다 른 질량지지 장치를 수치 해석하였다. 그리고 마이켈슨 (Michelson) 간섭계를 이용한 절대교정 시스템으로 힘평 형 서보 가속도계의 진동 주파수와 가속도에 따른 응답특 성을 실험으로 측정하였다. 수치해석을 통해 얻은 결과 와 실험의 결과는 공진주파수의 오차가 약 5%로 근사한 값을 얻을 수 있었다.

II. 힘평형 서보 가속도계의 원리

2.1. 가속도계의 운동방정식

힘평형 서보 가속도계에서 입력가속도에 비례하는 변 위를 주는 질량지자 장치는 그림 1에서 보는 것처럼 관성 잘량--스프랑계로 모델링할 수 있다.

판성질량-스프링계에서 베이스의 변위를 *u*, 베이 스와 관성질량 사이의 변위를 δ라고 하면 공간상의 어 떤 고정된 기준점에 대한 관성질량의 상대변위(Z)는 $z = (\delta + u)$ 로 주어진다. 관성질량 *m*을 가속시키는 힘 은 $-md^2(\delta + u)/dt^2$ 으로 스프링과 댐퍼 (damper)에 의하여 관성질량에 가해지는 힘과 같다. 스프링의 강성 을 *k*, 댐퍼의 감쇠계수를 *c*로 나타내면 스프링에 의하여



그림 1. 가속도계의 단순 모델 Fig. 1. Simplified model of an accelerometer.

작용되는 힘은 - kð, 댐퍼에 의하여 작용되는 힘은 - c dð dt 이다. 그림 1의 관성질량-스프링계에 대한 운동 방정식은 식 (1)과 같이 2차 미분 방정식으로 표현된다.

$$m\frac{d^2\delta}{dt^2} + c\frac{d\delta}{dt} + k\delta = -m\frac{d^2u}{dt^2}$$
(1)

반일 $u = u_0 \cos \omega t$ 라고 가정을 하고 계가 정상진동을 한다면 진폭은 식 (2)와 같다.

$$\delta_0 = \frac{u_0 \frac{w^2}{w_n^2}}{\sqrt{\left(1 - \frac{w^2}{w_n^2}\right)^2 + \left(2 - \frac{c}{c_c} - \frac{w}{w_n}\right)^2}}$$
(2)

여기서 공진 주파수 w_n 과 임계감쇠상수 c_c 는 식 (3), (4)와 같다.

$$w_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \tag{3}$$

$$c_c = 2\sqrt{mk} \tag{4}$$

식 (2)에서 (ω/ω_n)이 1보다 큰 영역에서 ω가 높아짐 에 따라 δ₀/u₀의 값이 1에 접근함을 알 수 있다. 즉 관성 질량-스프링계를 진동변위에 비례하여 신호의 크기가 변화되는 진동센서로 이용할 수 있음을 보여준다. 이때 관성질량-스프링계의 공진주파수보다 훨씬 높은 주파수 에서 사용하여야 하므로 변위센서로 저주파 진동을 측정 하는데는 문제가 있다. 변위센서의 저주파 한계를 확장 하기 위해서는 변위센서 자체의 공진주파수를 낮게 설계 하여야 하므로 변환기의 크기가 커져야 한다. 이렇게 될 경우 변환기의 무게가 중가하게 되고 변환기를 설치할



그림 2. 감쇠비에 따른 관성질량-스프링계의 응답특성 Fig. 2. Displacement response vs. frequency ratio for the damping ratio of the mass-spring system.

피측정채의 운동에 많은 영향을 주게 된다.

식 (2)에서 *a*₀ = − *u*₀*w*²의 관계를 이용하면 관성질량 -스프링계의 응답특성은 식 (5)와 같다. 여기서 ζ(= *c*/*c*_c) 는 계의 감쇠비이다.

$$\frac{\delta_0}{a_0} = -\frac{1}{\omega_n^2} \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left(2\zeta \frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \tag{5}$$

그림 2는 여러 가지 값의 감쇠비 ¢에 대하여 (ω/ω_n) 에 따른 $\delta_0(\omega_n)^2/a_0$ 의 변화를 보여준다. 공진주파수 아 래 영역에서 주파수가 작아질수록 $\delta_0(\omega_n)^2/a_0$ 가 1에 접 근하는 것을 볼 수 있다. 즉 공진주파수보다 낮은 영역에 서는 관성질량-스프랑계에 가해지는 가속도 크기에 대 한 관성질량의 변위비는 일정한 값을 가지게 되는 것이 다. 따라서 가속도계의 사용 가능한 주파수 범위는 공진 주파수에 의해 결정된다. 그러나 가속도계의 허용주파수 범위를 넓히기 위해 공진주파수를 증가시키게 되면 가속 도에 따른 관성질량의 변위는 ω_n^2 에 반비례관계를 가지



그림 3. 힘평형 서보 가속도계의 구조 Fig. 3. Structure of force-balance servo accelerometer.

므로 감도는 낮아지게 된다. 이처럼 감도와 사용가능 주 파수 대역은 서로 상충되는 관계가 있으므로 용도에 따라 이들의 특성을 고려하여 설계하여야 한다.

2.2. 힘평형 서보 가속도계의 구조

힘평형 서보 가속도계는 크게 네 부분으로 구성된다. 입력가속도에 비례하여 관성질량부의 변위가 변하는 질 량지지 장치, 질량 변위 측정장치, 서보제어기, 그리고 힘발생기로 구성된다. 질량지지 장치는 힘평형 서보 가 속도계의 특성을 결정하는 부분이므로 일반적으로 질량 지지 장치는 진자나 판 스프링의 형태로 제작이 된다 [10-12],

본 연구에서는 판 스프링 형태의 질량지지 장치를 설계 하고, 영구자석으로 균일한 자기장을 형성하고, 이 자기 장 사이에 원통형 힘발생기가 놓여지도록 하였다.

그림 3은 힘평형 서보 가속도계의 개략적인 구조를 보 여주며, 그림 4는 제작된 힘평형 서보 가속도계의 실재 모습을 보여주고 있다. ①은 균일한 방사형 자기장을 형 성하기 위한 영구자석, ②는 관성질량, ③은 스프링, ④ 는 용량형 변위센서, ⑤는 힘발생기이다. 여기서 ②와 ③을 합쳐서 관성질량-스프링계가 되며, 여기에 ⑤를 포함하여 가속도를 감지하는 물리량 감지부의 역할을 하 게 된다.

Ⅲ. 질량지지 장치의 설계

3.1. 유한요소 모델링

마이켈슨 간섭계를 이용한 실험에 앞서 잘량지지 장치 를 그림 5와 같은 유한요소 모델을 사용하여 응답특성을 분석하였다. 유한요소 해석을 위해서 사용한 소프트웨어



그림 4, 재작된 힘평형 서보 가속도계의 사진 Fig. 4. Photograph of force-balance servo accelerometer.



그림 5. 질량지지 장치의 유한요소 모델링 Fig. 5. FEM model of mass-spring system.

는 ANSYS 5.5를 사용하였고, 해석에 사용된 스프링의 재 질은 알루미늄으로서, 특성으로 영률 (Young's modulus) 은 7×10¹⁰ N/m²,이며, 포아슨비 (Poisson's ratio)는 0.34, 밀도는 2690 kg/m³로 하였다. 팔의 폭은 8 mm로 하고 길이는 13.25 mm로 고정하였다. 그리고 두께와 판 성질량의 변화에 따른 공진주파수의 변화와 9.8m/s²의 가속도를 가한 상태에서의 진폭변화를 구하기 위하여 스 프링의 두께는 각각 0.3 mm, 0.4 mm, 0.5 mm로 하고, 이때 사용한 관성질량은 표 1과 같이 힘발생기 3종과 판 성질량 4종을 조합하여 12개의 서로 다른 질량을 사용하 였다. 공진주파수와 변위 응답값의 변화를 쉽게 확인 할 수 있는 19.311 g, 20.305 g, 21.775 g, 23.049 g의 변위 응답과 주파수 응답을 분석하였다.

3.2. 질량지지 장치의 유한요소 해석

각각의 스프링 두께와 관성질량의 변화에 따른 공진주 파수의 변화를 분석하였다.

그림 6은 공진주파수의 변화를 나타낸 것이다. 공진주



그림 6. 유한요소법을 이용한 계신된 공진주파수 Fig. 6. Calculated resonant frequency using the FEM.

Forcer	Seismic mass	Total			
	10.284	19.311			
0.007	10.360	19.387			
9.027	12.748	21.775			
	13.028	22.055			
	10.284	20.227			
0.040	10.360	20.303			
9.943	12.748	22.691			
	13.028	22.971			
	10.284	20.305			
10.001	10.360	20.381			
10.021	12.748	22.749			
	13.028	12.049			

 13.028
 12.049

 파수는 관성질량의 변화에 따라 비례적으로 감소함을 볼

 수 있다. 관성 질량을 19.311 g에서 23.049 g으로 변화시

 킬 때 공진주파수의 차이가 20 Hz 이하로 매우 작은 변화

 를 보이는 반면 스프링의 두께를 0.3 mm에서 0.5 mm로

 변화시킬 때는 공진주파수가 60~70 Hz로 훨씬 큰 변화

를 보이고 있음을 볼 수 있다.

그림 7은 관성질량이 20,305 g일 때 팔의 두께를 변화 시킨 경우 가진주파수에 따른 관성질량의 변위 응답특성 을 보여준다. 관성질량의 변위 응답값은 힘평형 서보 가 속도계의 감도를 결정하며 가진주파수 10 Hz에서 변위 응답값은 스프링의 두째가 0.3, 0.4, 및 0.5 mm일 때 18.64, 8.08, 및 4.28 µm로 나타난다. 이들의 관계를 계산해 보면 두께의 세제곱에 반비례하는 변위 응답특성 을 보인다.

그림 8은 팔의 두께가 0.5 mm일 때 관성질량을 변화시 킨 경우 가진주파수에 따른 관성질량의 변위 응답특성을



그림 7. 지지정치의 두께변화에 따른 주파수 응답특성 Fig. 7. Frequency response as a function of spring thickness.

표	1,	유	한요소	해식	석에 .	사용된	힘빌	발생기와	관성질	량		
Tal	ble	1.	Used	the	force	er and	l the	seismic	mass	for	the	FEM.



그림 8. 관성질량의 변화에 따른 주파수 응답특성 Fig. 8. Frequency response as a function of seismic mass.

보여준다. 이 경우에 10 Hz에서의 변위 응답값은 관성질 량이 19.311, 20.305, 21.775, 23.049 g 일 때 4.09, 4.28, 4.59, 4.84 µm로 응답특성의 변화에 큰 영향을 미치지 못하고 있다. 이와 같이 응답특성의 변화의 폭이 크지 않 으므로 팔의 두께가 0.5 mm일 때 관성질량의 크기와 응 답특성의 관계를 알아보기 위해 12개 다른 질량을 적용하 여 유한요소 해석을 수행하였다.

그림 9는 관성질량의 변화에 따른 가진주파수 10 Hz에 서 9.8m/s²를 가했을 때의 변위 응답값을 보여준다. 관성 질량의 변화에 따라 변위 응답값은 비례적으로 중가하고 있다. 질량지지 장치의 특성을 변화시키기 위해서는 관 성질량의 중가보다는 스프링의 두꼐를 변화시키는 것이 더욱 효과적으로 변화시킬 수 있음을 알 수 있다.

IV. 질량지지 장치의 제작 및 성능평가

마이켈슨 간섭계를 이용하여 질량지지 장치의 주파수 응답특성을 측정하였다. 마이켈슨 간섭계는 그림 10과 같 은 형태로 구성된다[13-15].

그림 10에서 기준거울 M은 고정되어 있고, 다른 거울 M₂가 진동한다. 이 때 M₂의 진폭변위 d는 광세기가 최대 가 되는 조건에서 삭 (6)과 같고 여기서 λ는 He-Ne Laser의 파장이다.

$$d = \frac{\lambda}{2} \tag{6}$$

즉 Michelson 간섭계에서 간섭무늬 하나의 여동은 λ /2의 변위에 해당하며, №가 ξcos2πft의 정현파 진동 을 한다면, 진동의 한 주기 동안에 진동거울은 4 € 만큼



그림 9. 관성질량의 변화에 따른 변위 응답특성 Fig. 9. Displacement response as a function of seismic mass.

움직이므로 진동의 한 주기 동안 발생되는 간섭무늬의 수 Rf는 식 (7)로 주어진다.

$$R_f = \frac{4\hat{\xi}}{\lambda/2} = 8\frac{\hat{\xi}}{\lambda} \tag{7}$$

통상적으로 이를 주파수비 (frequency ratio)라 부른다. 이로부터 진동진폭 ξ 는 식 (8)로 주어지며 주파수비 ℞ 는 식 (9)와 같다.

$$\xi = R_f \cdot \frac{\lambda}{8} \tag{8}$$

$$R_f = \frac{f_f}{f} \tag{9}$$

여기서 fr는 1초 동안 측정된 간섭무늬 수이다. 식 (8)을 식 (9)에 대입하면 진동진폭 중는 다음과 같이 주어진다.

$$\boldsymbol{\xi} = \frac{\lambda}{8} \times \frac{f_f}{f} \tag{10}$$

그림 11은 마이켈슨 간섭계를 이용한 잘량지지 장치의



그림 10. 마이켈슨 간섭계 Fig. 10. Michelson interferometer.



그림 11. 질량지지 장치의 특성을 측정하기 위한 마이켈슨 간섭계 의 실험 장치도

Fig. 11. Michelson interferometer for the measurement of performance characteristics of mass-spring system.

그림 12. 간섭 무늬신호 Fig. 12. Signal of interferometer.

주파수 응답특성을 측정하기 위한 장치의 구성도를 보여 준다.

질량지지 장치의 관성질량 위에 거울을 부착시키고, 광원으로는 파장 λ 가 6.328×10⁻⁷m인 안정화된 He-Ne 레이저를 사용하였다. 레이저에서 나온 광은 광 분할 기 (beam splitter)에 의해 둘로 나누어져 일부는 질량지 지 장치의 관성질량 위에 부착된 거울에 보내지고 나머지 는 기준거울 (reference mirror)에 보내진다. 신호 발생기 (HP 33120A)에서 정현파를 발생시키고 중폭기를 이용하 여 진동 발생기를 구동시켰다. 그리고 진동가속도를 9.8 m/s²로 맞추기 위해 힘평형 서보 가속도계의 윗면에 기준 가속도계 (B&K 4375)를 부착하고 중폭기 (charge amp-



Fig. 13. Measured frequency response. {... and --- : Calculated with the FEM) B&K 2650)를 연결하여 이 기준가속도계의 9.8 m/s²에 해 당하는 31.5 mV로 맞추고 질량지지 장치의 주파수 응답 특성을 측정하였다.

그림 12는 오실로스코프를 이용하여 최대와 최소 변위 에서의 나오는 간섭 무늬신호를 나타내는 것이다. 이 질 량지지 장치의 변위 응답은 식 (10)을 이용하여 구할 수 있다.

그림 18은 마이켈슨 간섭계를 이용하여 측정한 질량지 지장치의 주파수 응답특성을 그래프로 나타낸 것이다. 공진주파수가 0.3 mm 와 0.5 mm인 스프링을 사용하였을 경우 각각 124 Hz와 230 Hz의 결과를 얻을 수 있었다. 그리고 주파수 응답특성이 그림 7과 그림 8의 수치해석에 서와 비슷한 경향을 나타냄을 볼 수 있다. 마이켈슨 간섭 계를 이용한 실험의 결과와 유한요소해석 결과는 공진주 파수의 오차가 약 10 Hz로 매우 근사한 값이다. 이것은 힘평형 서보 가속도계의 사용가능 주파수대역인 공진주 파수의 1/3 대역에서 볼 때 3~4 Hz의 차이를 보이므로 유한요소해석 결과를 이용하여 가속도계의 특성을 평가 할 수 있음을 알 수 있었다. 그러나 사용주파수를 높이기 위해 공진주파수를 증가시킬 경우 감도가 감소하게 된다. 즉 용도에 맞게 측정감도와 주파수 범위를 조절하는 것이 중요하다.

V. 결론

험평형 서보 가속도계의 성능특성을 결정하는 질량지 지 장치를 설계하고 제작하여, 유한요소해석과 마이켈슨 간섭계를 이용한 절대교정 시스템으로 주파수 응답특성 을 조사하였다. 특히 팔의 길이와 폭은 고정하고 스프링 의 두께를 각각 3가지로, 관성질량을 12가지로 하여 두께 와 관성질량의 변화에 따른 공진주파수와 변위 응답을 분석하였다.

공진주파수는 관성질량의 크기에 선형적으로 감소하 였고, 두께에 대해서는 큰 폭으로 변하였다. 그리고 변위 응답값은 관성질량에 비례적으로 증가하며, 두께의 세제 곱에 비례하였다. 질량지지 장치의 특성을 변화샤키기 위해서는 관성질량을 변화시키는 것보다 스프링의 두께 를 변화시키는 것이 큰 폭으로 특성을 변화시킬 수 있었 다. 마이켈슨 간섭계를 이용한 실험의 결과와 유한요소 해석결과는 공진주파수의 오차가 약 10 Hz로 매우 근사 한 값을 얻을 수 있었다. 이것은 힘평형 서보 가속도계의 사용가능 주파수대역인 공진주파수의 1/3 대역에서 볼 때 3~4 Hz의 차이를 보이므로 유한요소해석 결과를 이 용하여 가속도계의 특성을 평가할 수 있음을 알 수 있다.

본 연구의 결과는 혐평형 서보 가속도계의 성능향상에 적용될 수 있으며, 정밀한 저주파 진동제어가 필요한 반 도체 제조설비나 정밀 가공기계의 능동 진동제어 등 여러 분야에 응용될 수 있다.

참고 문 헌

- Rudolf F, Jornod A Bergqvist J and Leuthold H, "Precision accelerometer with μg resolution", Sensors and Actuators A21–A23, pp. 297–302, 1990,
- Van, Nierop J H, "A low-cost linear accelerometer", J. Phys. E., Vol. 14, pp. 880–882, 1981.
- Byeoung Ha, Yongsoo OH and Climoo Song, "A capacitive silicon microaccelerometer with force-balace electrodes", Jpn. J Appl. Phy., Vol. 37, pp, 7052-7057, 1998.
- Matsumoto Y and Esashi M, "Integrated capacitive accelerometer with novel electrostatic force balancing", *Technical Digest of 11th Sensor Symp.*, pp. 47–50, 1992.
- Woodruff J R, "Servo accelerometer" United State Palent PN 4779463, 1988.
- Suzuki T, Otsuki M, Enkyo S and Yamada K, "Development of a flexure hinged pendulum accelerometer", *Trans, of the* society of instrument and control engineers Japan, Vol 21, pp. 68–74, 1985.
- 7, 이우갑, 이두희, 전병수, 남현수, "미소 힘 측정 기술을 이용한 공정 개선 연구", 한국표준과학연구원 연구보고서 KRISS/IR--2000-015, pp. 270~285, 1999.
- Mehta R C, "Low-frequency sensitive force-balance linear stardard accelerometer", Proc. IEE, Vol. 134, pp. 45–57, 1987.
- Veron H, "Intergrated silicon accelerometer with stress-free rebalance", United State Patent PN 4498342, 1985.
- Wang P, Duan SS, Zhao XM, Guo ZQ, "Research on the dynamic test method for force-balance accelerometers (FBAs) with electric stimulation, 1, errors analysis of current-source type FBAs", Sensors & Actuators A45, pp. 23–27, 1994.

- Tech, Notes of COLUMBIA force balance servo accelerometers, Columbia Research Labs, INC., Inertia Products Div., NJ, (USA).
- C, M, Harris and C, E, Crede, "Shock and vibration handbok", MaGraw-Hill, New York, 1961.
- 13, G, E, Bowie, "Applied optics 2", pp. 1061, 1961,
- R. A.Ackley, S. H. Logue, "Inst. Environ. Sci. Tech. Meetin g", Proc. 13, Vol. 1, pp. 235, 1967.
- 15. H. J. von Martens, "Metrologia 24", pp. 163, 1987.

저자 약력

김 영 담 (Young-Dam Kim)
 1999년 2월: 영남대학교 몰리학과 (이학사)
 2001년 2월: 영남대학교 대학원 센서 및 시스템공학과 (공학석사)
 ※ 주관심분야: 구조음향학

● 고 영 준 (Young-Jun Go) 1995년 2월: 영남대학교 물리학과 (이학사) 1997년 8월: 영남대학교 대학원 몰리학과 (이학석사) 1998년~현재: 영남대학교 대학원 센서 및 시스템공학과 (공학박사 수료) ※ 주관심분야: 구조용향학

● 남 효 덕 (Hyo-Duk Nam)
 1970년 2월: 경복대학교 물리교육과 (이학사)
 1972년 2월: 경복대학교 대학원 물리학과 (이학석사)
 1984년 2월: 경북대학교 대학원 전자공학과 (공학박사)
 1984년 ~ 현재: 영남대학교 전자정보공학부 교수
 ※ 주관심분야: 전자재료, 세라믹스

이 두 회 (Doo-Hee Lee)
 1980년 2월: 고려대학교 물리학과 (이학사)
 1982년 2월: 한국과학기술원 물리학과 (이학석사)
 2000년 2월: 한국과학기술원 물리학과 (이학박사)
 1986년 1월 ~ 현재: 한국표준과학연구원 음향진동그룹 선임연구원
 ※ 주관심분이: MEMS, 기속도 센서

● 장 호 경 (Ho-Gyeong Chang)
 1984년 2월: 영남대학교 물리학과 (이학사)
 1986년 2월: 영남대학교 대학원 물리학과 이학석사)
 1992년 2월: 영남대학교 대학원 물리학과 (이학박사)
 1994년~현재: 경산대학교 전자물리학과 부교수
 ※ 주관심분야: 구조음향학