

## 다중 동흡진기를 이용한 장력구배를 갖는 박판의 진동 제어

# Vibration Control of Membrane with Tension Gradient Using Multiple Dynamic Absorber

박종현\* · 김성대\*\* · 김원진†

Chong Hyun Park, Sung Dae Kim and Won Jin Kim

(2005년 3월 12일 접수 ; 2005년 4월 14일 심사완료)

**Key Words** : Vibration Control(진동 제어), Tension Gradient(장력구배), Multiple Dynamic Absorber(다중 동흡진기), Tuning Frequency(조정주파수), Tension Type Shadow Mask(장력 부가형 새도우 마스크)

### ABSTRACT

In this work, the multiple dynamic absorber(MDA) is introduced to reduce several vibration modes of shadow mask simultaneously and its design method is developed from the theory of the simple dynamic absorber. When designing the dynamic absorber, there are three significant design parameters such as mass, damping ratio and tuning frequency. Therefore the sensitivity analysis for those parameters has been executed in order to find out the design criteria of multiple dynamic absorber using the finite element model of shadow mask. The multiple dynamic absorber(MDA) designed by the proposed method is tested theoretically and experimentally to estimate the efficiency of vibration reduction. From the results, it is verified that the method is feasible to apply the system having the multiple vibration modes and more efficient than the thin wire-type damper used commercially to reduce the vibration of shadow mask.

### 1. 서론

모니터나 TV용으로 사용되는 음극선관은 외곽을 이루는 유리 부품과 새도우 마스크를 위주로 한 내부 부품으로 구성된다. 이들 내부 부품들 중에서 새도우 마스크는 전자총에서 발사된 RGB(red, green, blue)의 전자빔을 각각 원하는 RGB 형광체에 정확하게 도달할 수 있도록 하는 중요한 역할을 한다. 하지만 외부로부터 충격이나 진동이 유입되어 새도우 마스크

가 진동을 하게 되면 이러한 역할을 제대로 수행하지 못하여, 화면에 얼룩무늬가 발생하게 된다. 이 현상을 마이크로포닉(microphonic) 현상이라고 하며, 이 연구는 이러한 마이크로포닉 현상을 줄이기 위한 일환으로 진행되었다. 대형 TV용 새도우 마스크는 자체 강도를 위해 장력 부가형 새도우 마스크를 주로 사용한다. 일본 특허<sup>(1)</sup>과 같이 대부분 V자형의 장력 분포를 갖도록 하여 새도우 마스크의 진동을 억제하는 방법을 사용하며, 이러한 새도우 마스크는 장력 구배를 갖는 박판의 형태를 갖는다. 그러나 음극선관 내부는 진공이고 음극선관 자체가 매우 진동에 민감한 제품이므로 장력 부가형 새도우 마스크의 진동은 여전히 심각한 문제를 일으킨다. 현재 가장 널리 사용되는 방법은 일본 Sony사에서 도입한 댐핑 와이어라고 불리는 수십  $\mu\text{m}$ 의 아주 가는 와이어를 새도우 마스크 위에 걸쳐 마찰이나 충격이 발생하도록 하여 진동을

† 책임저자 : 정희원, 계명대학교 기계자동차공학부  
E-mail : wjkim@kmu.ac.kr

Tel : (053) 580-5265, Fax : (053) 580-5165

\* LG전자(주) DD사업본부 OLED 사업담당 개발 1Gr

\*\* 한국과학기술원 대학원 기계공학과

저감시키는 방법이다.<sup>(2~4)</sup> 하지만 이 방법은 마스크의 진동저감 성능은 우수하나 아주 가는 와이어를 다루어야 하므로 제작 공정이 어렵고 생산성이 낮으며 화면에 뎀핑 와이어의 그림자가 비치는 단점을 가지고 있다. 따라서 디스플레이에 대한 간섭과 제작상의 문제를 최소화할 수 있고, 마스크에 대한 진동저감 성능이 우수한 감쇠기에 대한 개발이 필요하다. 이 연구의 목적은 새도우 마스크의 다중 진동모드를 동시에 저감할 수 있는 다중 동흡진기의 설계방법을 제안하는데 있다. 일반적인 1 자유도 시스템에 적용되는 단순 동흡진기 설계이론<sup>(5~8)</sup>을 기초로 하여 다중 진동모드 및 설계 제한을 갖는 새도우 마스크의 진동모드 특성인 진동모드들이 국부적인 특정 영역에서 발생하는 점에 착안하여 각 진동모드에 대응하는 영역을 구분하고 각 진동영역에 적합한 동흡진기를 적용하는 방법을 제안하였다.

## 2. 새도우 마스크의 동해석

실제 장력 부가형 새도우 마스크는 장력을 발생시키고 유지하기 위한 프레임과 결합되어 있다. 그러나 프레임은 새도우 마스크의 특성에는 영향을 미치지 않으므로 해석의 효율성을 위해 경계조건을 고려하여 새도우 마스크만 유한요소법으로 모델링하였다. 또한

음극선관용 새도우 마스크는 매우 작은 구멍들이 어떤 규칙을 갖는 배열로 구성되어 있는 금속 박판이므로 직교 이방성(anisotropic) 판재로 상사한 유효 물성치를 구하고 이를 사용한다.<sup>(9,10)</sup>

실제 장력 부가형 새도우 마스크에 부가되는 장력을 고려하기 위해 식 (1)과 같이 코사인 파형으로 근사화된 장력을 부가한 후 장력을 입력하는 해석을 먼저 수행한다.

$$T(x) = \frac{T_t - T_b}{2} \cos \frac{2\pi}{L} x + \frac{T_t + T_b}{2} \quad (0 \leq x \leq L) \quad (1)$$

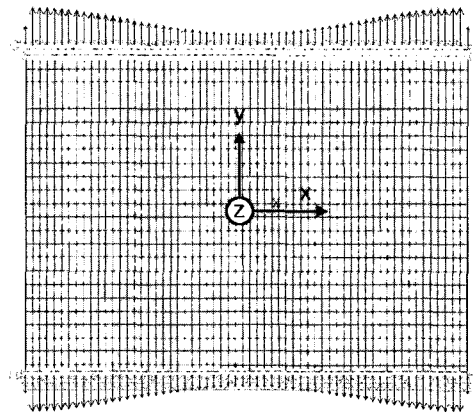
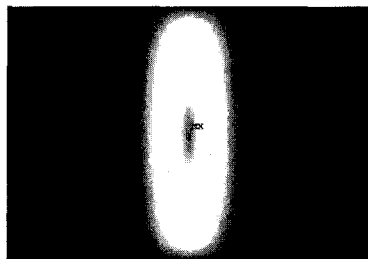
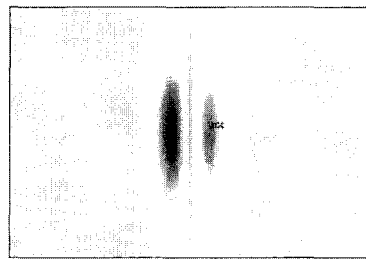


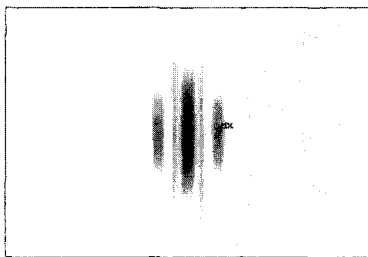
Fig. 1 FE model of mask with tension gradient



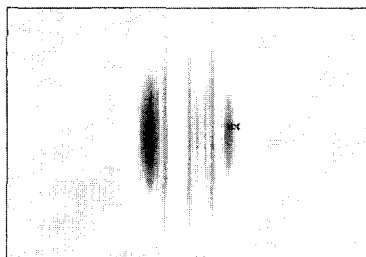
(a) First mode(183 Hz)



(b) Second mode(192 Hz)



(c) Third mode(201 Hz)



(d) Fourth mode(209 Hz)

Fig. 2 Vibration Mode shapes obtained from FE model

식 (1)에서의  $T_1$ 와  $T_2$  값은 외부에서 가한 장력의 최대, 최소값이며 이는 각각 양끝단과 중앙에 나타난다.

Fig. 1은 식 (1)로 구한 장력의 분포를 외부에서 입력한 해석모델이다.

장력을 입력하는 해석 후, 모드 해석을 수행하였고 모드 형상은 Fig. 2에 나타내었다. 마스크의 전체 고유진동수 범위가 180~290 Hz 정도이며, 진동모드 형상은 x축 방향으로 좁은 폭을 가지며 y축 방향으로 반 정형파형을 갖는 국부적인 진동모드 형상이다. 또한 진동모드의 차수가 올라갈수록 진동모드의 최대 변위가 일어나는 국부적인 영역이 x축 방향으로 이동됨을 알 수 있다.

### 3. 다중 동흡진기의 설계

마스크의 진동모드 형상에서 알 수 있듯이 각각의 모드는 특정 영역에서 진동이 크게 발생하는 국부적인 형상 특성을 갖는다. 그러므로 이 연구에서는 이 점을 착안하여 마스크의 진동저감 장치로 Fig. 3과 같이 각 진동모드를 제어할 수 있는 동흡진기를 각각의 모드 위치에 한 개씩 나열식으로 설치하는 다중 동흡진기를 제안한다. 그리고 실제 적용측면을 고려하여 각 동흡진기는 외팔보의 형태로 구성하였으며 전자빔이 통과하지 않는 마스크의 외곽에 설치할 수 있도록 설계하였다. 그리고 단순 동흡진기의 이론을 응용하여 설계 변수인 다중 동흡진기의 질량, 감쇠비 그리고 조정구파수를 선정하는 설계방법을 정립하였으며, 또한 설계 변수에 대한 민감도를 해석적으로 평가하였다.

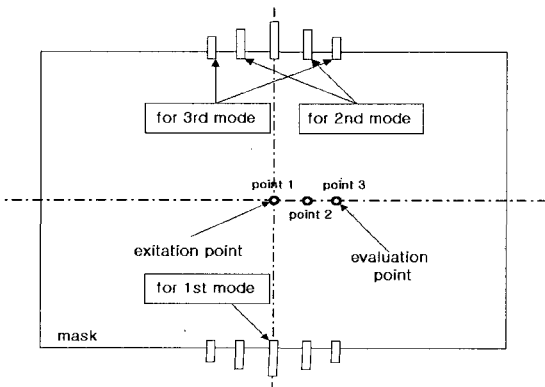


Fig. 3 Schematic of MDA mounted on the shadow mask

다중 동흡진기의 성능평가를 위해 Fig. 3과 같이 새도우 마스크 중앙지점을 단위힘으로 관심주파수 범위에서 사인스weep(sine sweep) 가진하면서 각 동흡진기가 부착되는 마스크 중앙부에서의 응답변위를 구하여 평가하였다.

#### 3.1 질량 선정

일반적으로 단순 동흡진기 경우 동흡진기의 질량은 주 시스템의 질량의 10% 정도를 사용하는 것을 권장하고 있다.<sup>(12)</sup> 그러나 이러한 권장치를 따를 경우, 특정 진동 모드를 제어대상으로 하는 동흡진기가 다른 제어대상 진동모드에 영향을 주기 때문에 다중동흡진기의 설계가 매우 어렵다. 따라서 각각의 동흡진기의 질량은 모드들간의 간섭이 발생하지 않는 한도 내에서 최대한의 질량을 선정하는 방법을 제안한다. 질량 선정은 폭이 일정한 외팔보 외팔보의 첫 번째 모드를 기준으로 길이와 두께를 조절하여 설정하였다. 다중 동흡진기가 설치된 후의 모드들 간의 간섭 여부를 해석적으로 관찰하면서 인접 모드들과의 간격이 거의 동일하게 되는 경우의 질량을 기준으로 선정하였다. 선정된 각 외팔보의 전체 질량은 각각 첫 번째 모드 제어용은 1.48 g, 두 번째 모드용은 0.82 g 그리고 세 번째 모드용은 0.97 g임을 확인할 수 있었다. 각 동흡진기는 외팔보 형태를 가지며, 첫 번째 진동 모드를 기준으로 설계한다. 식 (2)와 같이 외팔보형 동흡진기의 전체질량을 첫 번째 굽힘 진동모드에 대한 집중 등가질량으로 환산하면 각각 0.341 g, 0.189 g, 0.224 g이 된다.<sup>(13)</sup>

$$m_{eq} = 0.23 m \tag{2}$$

여기서,

$m_{eq}$  : 기본 진동모드에 대한 외팔보 끝단의 등가질량

$m$  : 외팔보의 전체 질량

위와 같이 선정된 각 동흡진기의 질량을 마스크 질량과 비교하고, 최적 감쇠비 선정에 필요한 대상 시스템에 대한 동흡진기의 질량비를 구하기 위해 각 모드별 마스크의 등가질량을 계산한다. 진동모드별 운동에너지( $KE_i$ )와 동흡진기가 부착되는 위치에서의 속도를 계산하고 식 (3)과 같이 Rayleigh 방법<sup>(11)</sup>을 이용하여 각 동흡진기가 부착되는 위치에서의 새도우 마스크의 등가질량( $M_{eq_i}$ )을 계산할 수 있다.

$$M_{eq_i} = \frac{2KE_i}{v_{p_i}^2} \quad (3)$$

여기서,

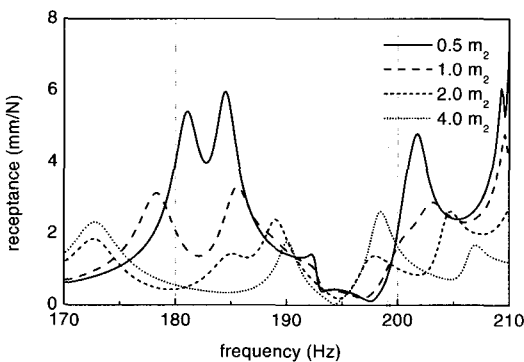
$v_{p_i}$  :  $i$  번째 진동모드에서 동흡진기 부착 위치에서의 절점 속도

그리고 동흡진기를 Fig. 3과 같이 새도우 마스크의 상하 양측의 비 유효면에 대칭적으로 부착하기 때문에 이를 고려하여 각각의 동흡진기가 제어하는 마스크의 등가질량을 구하면 Table 1와 같다. 이 결과를 동흡진기의 등가질량과 비교해보면 추천하는 10%보다 훨씬 작은 값인 0.07%로 매우 작은 양임을 알 수 있다. 하지만 해석 및 실험결과에서 알 수 있었지만 이 양으로도 매우 큰 진동저감 효과를 나타낼 수 있음을 확인할 수 있다.

질량변화에 따른 민감도를 알아보기 위하여 선정된 최적 질량(case 2,  $m_2$ )을 기준으로 1/2배(case 1), 2배(case 3), 4배(case 4)에 해당되는 질량에 대해 평가하였다. 이때의 감쇠비와 조정주파수는 각각의 질량에 대한 최적값으로 조정하여 평가하였다. Fig. 4는 질량 변수에 따른 Fig. 3의 1번 평가점에서 새도우 마

**Table 1** Modal kinetic energy, velocity and equivalent mass at the position where the corresponding dynamic absorber is mounted

Mode	$KE_i$ (joule)	$u_{p_i}$ (mm)	$M_{eq_i}$ (g)
1st	332	32.9	463
2nd	185	28.4	311
3rd	203	26.5	361



**Fig. 4** Receptances,  $a_{11}(\omega)$  as the variation of mass

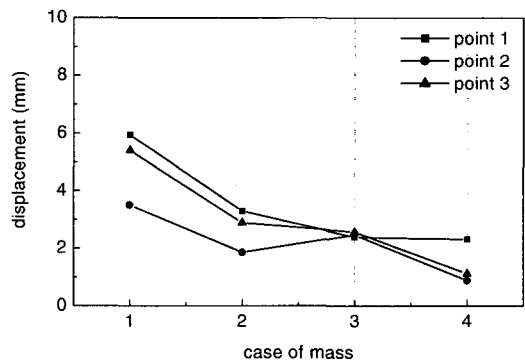
스크의 주파수응답함수를 나타낸 것이다. 이것은 1번 평가점 즉 마스크의 첫 번째 진동모드가 우세한 점에서 응답을 측정한 결과로써 첫 번째 고유진동수, 183 Hz에서의 피크가 둘로 갈라지고 질량의 증가에 따라 간격이 더욱 넓어짐을 알 수 있다. 그리고 case 4와 같이 질량이 큰 경우에는 분리된 모드가 이웃한 모드(192 Hz)와 간섭이 발생하는 것을 확인할 수 있다. 모든 평가점에서 Fig. 4와 같은 진동 응답을 구하고 각 동흡진기가 제어하는 모드에서의 피크값을 평가한 결과를 Fig. 5에 정리하였다. 여기서 질량이 클수록 진동저감 효과는 좋아지지만 그 효과는 둔화되고 있음을 알 수 있다. 이는 질량을 크게 하여 보다 큰 진동 저감효과를 기대를 할 수도 있겠지만 실제 적용 측면을 고려한다면 모드들 간의 간섭이 일어나지 않는 범위 내에서 질량을 선정하는 것이 더 바람직한 방법임을 의미한다.

### 3.2 감쇠비 선정

동흡진기가 부착된 후에도 진동모드들을 서로 비연성(decoupled) 되도록 동흡진기의 질량을 선정하였으므로 각각의 동흡진기들을 단순 동흡진기 이론을 적용하여 설계할 수 있다. 따라서 각 동흡진기의 감쇠비는 식 (4)과 같이 주 시스템과 동흡진기의 질량비 ( $\mu = m/M_{eq_i}$ )를 이용하여 구할 수 있다.<sup>(13)</sup>

$$\zeta_{opt} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)^3}} \quad (4)$$

이 때 주 시스템과 동흡진기의 질량비는 앞 절에서 구한 등가질량을 기준으로 하고, 해석에서 감쇠는 비례감쇠(proportional damping)으로 가정한다. 식 (4)



**Fig. 5** Maximum vibration values as the variations of mass

에서 계산된 최적 감쇠비(case 2)를 기준으로 1/4배(case 1), 2배(case 3), 4배(case 4)의 감쇠비에 대한 민감도를 평가하였다.

Fig. 6은 감쇠비에 따른 1번 평가점에서의 주파수 응답함수를 나타낸 것이다. Fig. 6에서 보면 최적 감쇠비가 적용된 경우, 첫 번째 진동모드(183 Hz)를 기준으로 갈라진 피크가 같은 낮은 크기로 분리됨을 알 수 있고, 179 Hz와 185 Hz에서는 단순 동흡진기 이론에서의 고정점이 존재함을 알 수 있다. Fig. 7은 감쇠비에 따른 각 평가점에서의 최대 변위값을 정리한 것으로 최적 감쇠비 조건에서 진동저감 성능이 가장 우수함을 알 수 있다.

### 3.3 조정주파수 선정 및 동흡진기 치수 설계

각각의 동흡진기에 대한 조정주파수도 마찬가지로 단순 동흡진기의 설계방법인 식 (5)를 이용하여 구할 수 있다.<sup>(13)</sup>

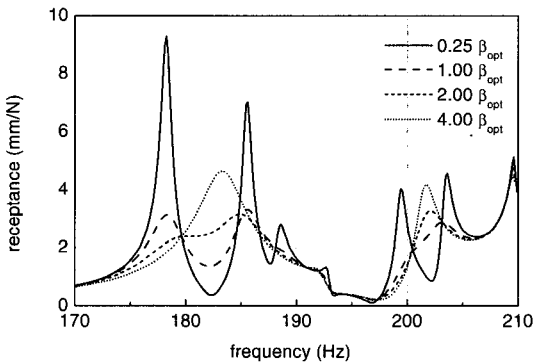


Fig. 6 Receptances,  $\alpha_{11}(\omega)$  as the variation of damping ratio

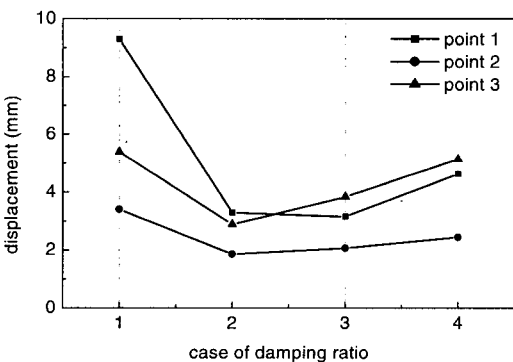


Fig. 7 Maximum vibration values versus the variations of damping ratio of MDA

$$\omega_a = \frac{\omega_o}{1 + \mu} \quad (5)$$

하지만 동흡진기의 질량이 주 시스템의 질량에 비해 매우 작아  $\mu$ 가 아주 작은 값을 가지므로 조정주파수는 세도우 마스크의 고유진동수와 거의 같은 값을 갖는다.

조정주파수는 외팔보형 동흡진기의 주요치수, 폭(b), 두께(t), 길이(l)의 결정에 중요한 역할을 한다. 먼저 폭(b)는 제어하고자 하는 진동모드 범위에 따라 결정되며, 여기서는 진동모드의 범위와 치수설계의 편리를 위하여 일정한 값(10 mm)으로 고정하였다. 그리고 외팔보의 첫 번째 진동모드를 기준으로 동흡진기를 설계하므로 다음의 첫 번째 고유진동수에 대한 관계식<sup>(14)</sup>을 이용한다.

$$\omega_a = 1.875^2 \sqrt{\frac{EI}{m l^4}} \quad (6)$$

여기서,

$m$  : 단위 길이 당 질량 [kg]

$I$  : 단면 관성모멘트 [m<sup>4</sup>]

$E$  : 탄성계수 [Pa]

식 (6)을 외팔보의 치수와 물성치의 함수로 표현하면,

$$\omega_a = 1.875^2 \frac{ct}{l^2} \quad (7)$$

여기서  $c$  : 상수(  $= 1.1049 \sqrt{\frac{E}{\rho}}$  ),  $\rho$  : 질량밀도

식 (7)과  $m = \rho t b l$  관계를 이용하면 주어진 조정주파수를 갖는 보의 길이와 두께가 다음과 같이 결정된다.

$$l = 3 \sqrt{\frac{cm}{\omega_a \rho b}} \quad (8)$$

$$t = 3 \sqrt{\frac{m^2 \omega_a}{(\rho b)^2 c}} \quad (9)$$

실제 적용측면에 있어서는 용접 또는 볼트를 이용한 결합방법을 사용하므로 외팔보의 완전고정 경계조건과는 다소 차이가 있다. 이러한 문제를 해결하기 위해서 동흡진기를 결합한 후에 길이 치수 등의 변화에 의한 조정주파수에 대한 미세조정이 필요하다. 계

산된 조정주파수에 대한 검증과 민감도를 평가하기 위하여 최적 조정주파수를 기준으로  $\pm 3$  Hz 정도 오차를 갖는 경우에 대하여 해석적으로 평가하였다. 이때의 질량과 감쇠비는 제안된 설계방법으로 구한 최적값을 기준으로 하였다. Fig. 8는 조정주파수에 따른 1번 평가점에서의 진동응답을 나타낸 것이다. 조정주파수가 오차를 갖는 1, 3의 경우에는 나눠지는 두 피크의 크기가 서로 달라지며, 그 중 한 피크의 크기가 최적 조정주파수를 사용한 경우보다 크게 되는 것을 확인할 수 있다. Fig. 9은 조정주파수에 따른 다중 동흡진기 전체에 대한 진동저감 성능을 정리한 것이다. 제안된 방법으로 구한 최적 조정주파수에서 모두 최고의 진동저감 성능이 나타나고 있음을 확인할 수 있으며 조정주파수에 대한 민감도는 질량이나 감쇠비에 따른 민감도에 비해 작음을 알 수 있다.

### 3.4 최적 동흡진기의 해석 결과

앞 절에서 제안된 설계방법을 이용하여 세 개의 제

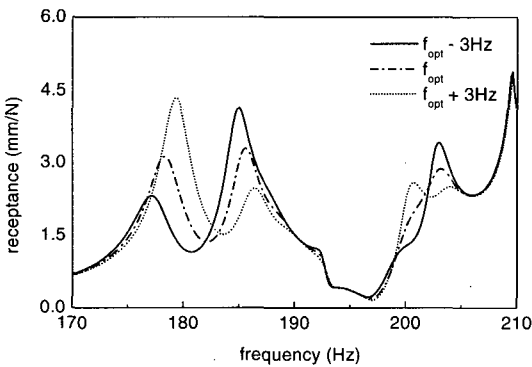


Fig. 8 Receptances,  $\alpha_{11}(\omega)$  as the variation of tuning frequency

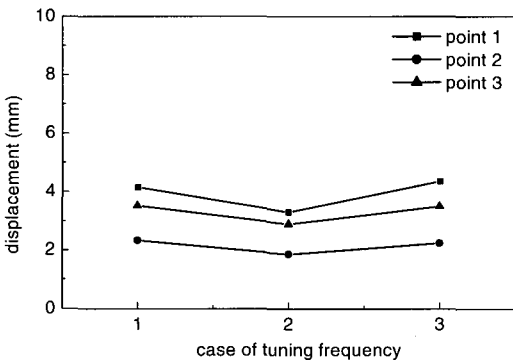
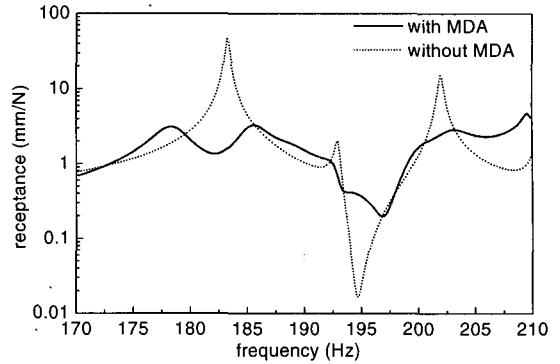
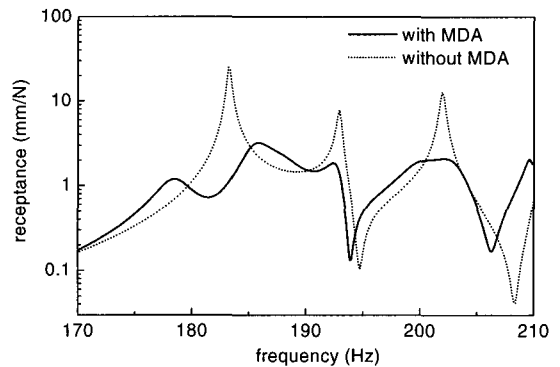


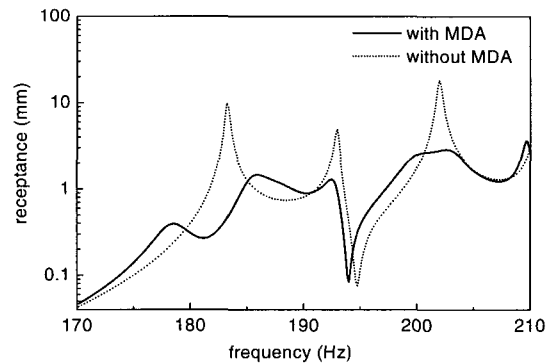
Fig. 9 Maximum vibration values versus the variations of damping ratio of MDA



(a) Receptance,  $\alpha_{11}(\omega)$  (1st mode)



(b) Receptance,  $\alpha_{21}(\omega)$  (2nd mode)



(c) Receptance,  $\alpha_{31}(\omega)$  (3rd mode)

Fig.10 Comparison of the receptances of the shadow masks with and without MDA

Table 2 Damping ratio and tuning frequency as the mass ratio

Mode	Mass ratio ( $\mu$ )	Damping ratio ( $\zeta_a$ )	Tuning frequency (Hz)
1 <sup>st</sup>	$7.36 \times 10^{-4}$	0.0166	182.89
2 <sup>nd</sup>	$6.08 \times 10^{-4}$	0.0151	192.30
3 <sup>rd</sup>	$6.19 \times 10^{-4}$	0.0152	201.06

어대상 진동모드에 대한 각각의 최적 동흡진기를 설계하고, 유한요소모델의 해석을 통하여 그 성능을 평가하였다. 참고적으로 최적 동흡진기의 질량비, 감쇠계수 그리고 조정주파수를 정리하면 Table 2와 같다. 앞에서 언급하였듯이 동흡진기의 질량비가 대상 시스템의 0.1% 이하 정도로 작음을 알 수 있고, 감쇠비는 1.5~1.7%, 조정주파수는 대상시스템의 고유진동수와 유사함을 알 수 있다.

Fig. 10은 최적의 다중 동흡진기(MDA)를 적용한 경우와 새도우 마스크만 있는 경우를 각 평가점에서 비교한 결과를 나타낸 것이다. 각 지점의 진동저감 대상모드에서의 진동량이 크게 감소됨을 알 수 있다.

#### 4. 실험

##### 4.1 다중 동흡진기(MDA)의 설계 및 제작

제안된 방법의 타당성 검증을 위해 새도우 마스크의 동특성에 적합한 동흡진기를 제작하고 실험적으로 평가하였다. 외팔보 동흡진기의 형태는 새도우 마스크의 제작 환경 및 특성을 고려하여 Fig. 11와 같이 굽힌 형태로 구성하고, 끝 부분에 충돌감쇠(impact damping)를 갖도록 고안하였다. 여기서 제작환경의 제한으로 선택된 충돌감쇠의 감쇠비는 실험으로 대수 감소를 측정 한 결과, 최적 감쇠비의 1/2 정도(0.8%) 됨을 확인하였다. 그리고 하나의 동흡진기의 질량은 해석에서 구한 질량(1g 정도)을 기준으로 하였으며, 진동모드들 간의 간섭이 일어나지 않음을 실험적으로 확인하였다. 그리고 동흡진기의 치수설계에 있어서는 폭 10mm를 기준으로 식 (9)을 이용하여 두께를 0.25mm로 설계하였다. 길이의 치수설계에 있어서는 식 (8)의 계산과 개별 동흡진기가 장착되는 위치에서

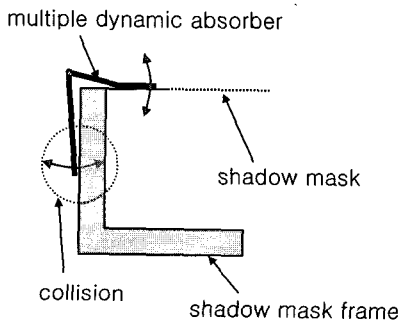


Fig. 11 The shape of dynamic absorber having impact damping

의 새도우 마스크 고유진동수를 기준으로 실제 실험적인 주파수조정으로 보의 길이를 선정하였다.

이러한 방법으로 Fig. 12에서와 같이 설계된 총 14개의 동흡진기를 이용하여 다중 동흡진기를 구성하였다. 그리고 실제 새도우 마스크의 적용에 있어서는 이러한 다중 동흡진기를 중앙을 기준으로 상하좌우 네 지점에 장착하였으며, Fig. 12은 그 중의 1개를 나타낸 것이다.

##### 4.2 실험 장치

음극선관 내부는 진공이므로 이를 구현하기 위하여 진공챔버(vacuum chamber)를 제작하고 진공 챔버 내에서 실험하였다. Fig. 13는 실험장치도를 나타낸 것으로 진공챔버의 공간과 진공 특성을 고려하여 스피커를 유리 패널 앞면에 부착하여 새도우 마스크를 가진하도록 하였다. 그리고 새도우 마스크의 진동 응답은 진공챔버의 센서 창을 통하여 외부에서 레이저 속도센서를 이용하여 측정하였다.

실험에 적용된 실물 새도우 마스크의 주요 모드 주파수 영역은 110 Hz에서 210 Hz에 분포하는데 이 주파수 영역에 대하여 함수발생기(function generator)

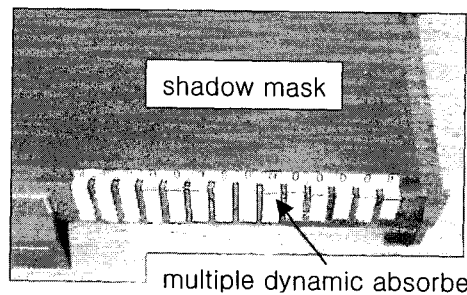


Fig. 12 MDA mounted on the shadow mask

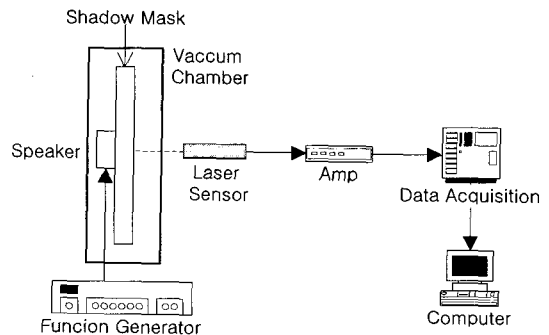


Fig. 13 Experimental setup

를 이용하여 사인 스윕신호로 전면 유리에 부착된 스피커에 가하여 새도우 마스크를 가진하고 이때의 마스크의 진동응답을 평가하였다.

### 4.3 실험 결과 및 고찰

제안된 다중 동흡진기의 성능을 평가하기 위하여 마스크만 있는 경우, 다중 동흡진기가 장착된 경우 그리고 상용되고 있는 댄핑 와이어를 장착한 경우에 대하여 비교 실험을 하였다.

Fig. 14는 131 Hz 모드가 우세한 두 번째 지점에 대한 다중 동흡진기의 적용 여부에 따른 진동응답 스펙트럼을 나타낸 것이다. 이 지점에서 목표로 한 131 Hz의 주파수 성분뿐만 아니라 다중 동흡진기로 인해 다른 고차 모드들에서도 매우 효과적인 진동 저감이 이루어짐을 확인할 수 있다. 이와 같은 응답 스펙트럼의 최대 피크의 진동량을 기준으로 세 가지의 마스크에 대한 전체 지점의 진동응답을 평가하였다. Fig.

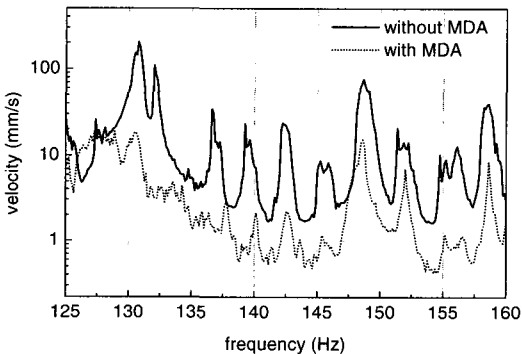


Fig. 14 Comparison of the vibration response spectrums of shadow masks with and without MDA

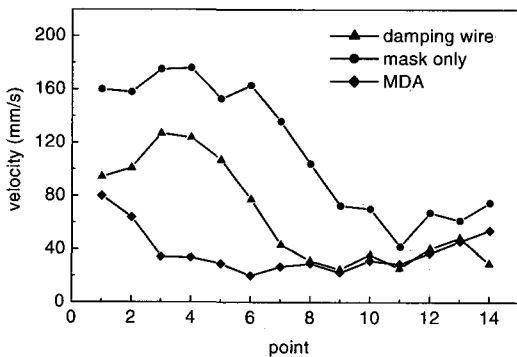


Fig. 15 Estimated maximum peaks of velocity spectrums for the three cases

15에서 x축은 마스크 상의 위치(Fig. 12에서 동흡진기가 부착된 지점에서 마스크의 중앙지점), y축은 진동량을 속도값으로 표현한 것이다. 결과에서 알 수 있듯이 전 영역에 걸쳐 마스크만 있는 경우에 비하여 월등한 진동저감 효과가 있음을 알 수 있다. 그러므로 이 연구에서 제안한 설계방법으로 설계된 다중 동흡진기는 새도우 마스크의 많은 진동모드들을 동시에 효과적으로 저감할 수 있었으며, 상용되고 있는 댄핑 와이어를 대체할 수 있는 새로운 댄핑 부가장치로서의 충분한 역할을 할 수 있음을 확인할 수 있었다. 또한 제작이나 조립 등의 실제 적용 측면에서도 우수한 것으로 판단된다.

## 5. 결 론

장력 부가형 새도우 마스크의 진동을 저감하기 위하여 판형 외팔보 구조의 다중 동흡진기를 제안하였으며, 해석과 실험을 통하여 설계방법의 타당성과 다중 동흡진기의 성능을 평가하였다. 다중 동흡진기의 설계방법과 성능평가 결과를 정리하면 다음과 같다.

(1) 동흡진기의 질량은 동흡진기 설치 후의 진동 모드들 간에 간섭이 없는 범위 내에서 크게 선정하는 것이 설계 측면에서 매우 유리하며 성능측면에서도 만족할 수 있다.

(2) 동흡진기의 최적 감쇠비는 대상 시스템의 진동모드가 서로 비연성되어 있는 경우에 단순 동흡진기 이론에서 제시된 최적감쇠를 적용하면 된다.

(3) 조정주파수에 있어서는 주·부 시스템의 등가 모드 질량을 구하여 이로부터 조정주파수를 설정하면 된다.

(4) 실험을 통하여 설계방법의 타당성을 검증하였으며 성능과 적용 측면에서 댄핑 와이어보다 우수함을 확인하였다.

## 참 고 문 헌

- (1) "Shadow Mask for CRT", Japanese Patent 10-308182.
- (2) Ohmura, Y., Hashimoto, M. and Taguchi, H., "Effect of Damping Wire on Aperture Grille Vibration", IDW 99, pp. 481~484.
- (3) "Shadow Mask for CRT", Japanese Patent



10-302665.

(4) "Shadow Mask for CRT", Japanese Patent 10-172449.

(5) Ormondroyd, J. and Den Hartog, J. P., 1928, "The Theory of the Dynamic Vibration Absorber", Trans. ASME, Vol. 50, pp. 9~22.

(6) Srinivasan, A. V., 1969, "Analysis of Parallel Damped Dynamic Vibration Absorbers", J. Engineering for Industry, Trans. ASME, Vol. 96, p. 2013.

(7) Seto, K. and Iwanami, K., 1981, "An Investigation of the Vibration Isolator Equipped Dual Dynamic Dampers as a Damping Element", Bull. of JSME, Vol. 24, No. 194, p. 2013.

(8) Seto, K., Yamashita, S., Okuma, M. and Nagamatsu, A., "Simultaneous Optimum Design Method for Multiple Dynamic Absorbers to Control Multiple Resonance Peaks", SAE No. 911067, pp. 229~237.

(9) Baek, S. C., 1995, Texture of Invar Sheet

and Analysis of Perforated Sheet for Shadow Mask, Seoul National University, Ph. D Thesis.

(10) Kim, S. D., Kim, W. J., Lee, B. Y. and Lee, C. W., 2001, "Nonlinear Vibration Analysis of Porous Thin Plate with Wire Impact Damping", Proceeding of KSNVE Autumn Annual Meeting, Youngpyung Korea.(in Korean), pp. 341~348.

(11) Thomson, W. T., 1993, Theory of Vibration with Applications, Prentice Hall.

(12) Den Hartog, J. P., 1984, Mechanical Vibrations, Dover Publications, INC. New York.

(13) Harris, C. M., 1961, Shock and Vibration Handbook, 4th ed., McGraw-Hill.

(14) Meirovitch, L., 1997, Principles and Techniques of Vibrations, Prentice Hall.

(15) Kwak, M. K., Lee, M. I. and Heo, S., 2003, Vibration Suppression Using Eddy Current Damper, Transactions of the KSNVE, Vol. 13, No. 10, pp. 760~766.