

와이어 충돌감쇠를 갖는 다공성 박판의 비선형 진동 해석

Nonlinear Vibration Analysis of Thin Perforated Plate with Wire Impact Damping

김 성 대[†] · 김 원 진* · 이 부 윤* · 이 중 원**

Sung-Dae Kim, Won-Jin Kim, Boo-Youn Lee and Chong-Won Lee

(2002년 4월 24일 접수 : 2002년 7월 11일 심사완료)

Key Words : Thin Perforated Plate(다공성 박판), Tension Distribution(장력 분포), Wire Impact Damping(와이어 충돌감쇠), Nonlinear Vibration Analysis(비선형 진동해석), Contact(접촉), Impact(충돌), Shadow Mask(새도우 마스크)

ABSTRACT

The nonlinear vibration of the thin perforated plate is analyzed in consideration of the V-shaped tension distribution and the effect of wire impact damping. The reduced order FEM model of the tension plate is obtained from dynamic condensation for the mass and stiffness matrices. Tension wire is modeled using the lumped parameter method to effectively describe its contact interactions with the plate. The nonlinear contact-impact model is composed of spring and damper elements, of which parameters are determined from the Hertzian contact theory and the restitution coefficient, respectively. From the evaluation of the computational accuracy and computation time for the deduced impact stiffness and damping coefficient, we determined proper values for the simulation works, accounting for the computational accuracy as well as the computational efficiency. Finally we discussed the results of nonlinear vibration analysis for variations of their design parameters.

1. 서 론

장력구배를 갖는 다공성 박판은 음극선관의 새도우 마스크로 흔히 사용되며, 진동이 발생할 경우 화상이 왜곡되는 하울링 현상이 발생하므로 관련 기업들에서는 이에 대한 많은 연구가 이루어지고 있다.⁽²¹⁾ 특히 뎀핑 와이어라 불리는 장력이 있는 가는 와이어를 이용하는 것은 새도우 마스크의 진동을 저감하기 위해 주로 사용하는 방법이다. 또한 일본특허⁽¹⁾와 같이 새

도우 마스크 자체에 V-형의 장력분포를 갖게 하여 진동모드형상을 국부적으로 만듦으로써 진동이 억제 되도록 하는 방법을 많이 사용한다.^(1, 2)

음극선관의 새도우 마스크와 뎀핑 와이어에 대한 연구는 많이 있지만 대부분 실험에 의존하고 있으며 주로 특허로 공개된다. Ohmura는 그릴형 마스크에 대해 와이어 충돌감쇠의 영향을 실험적으로 평가하였으며 진동감쇠 기능뿐만 아니라 인근으로 진동을 전달하는 단점도 있음을 소개하고 있다.⁽³⁾ 일본특허⁽⁴⁾에서는 새도우 마스크의 특정부분에 대한 곡률의 2차 미분값이 크게 되도록 곡률을 조정하여 와이어와의 접촉력을 크게 하는 방법을 제안하였고, 일본특허⁽⁵⁾를 비롯한 많은 특허에서는 와이어의 고정위치에 대한 내용을 제안하였다.

와이어 충돌감쇠에 대한 구체적인 해석 사례는 거

[†] 책임저자, 정회원, 한국과학기술원 대학원 기계공학과
E-mail : sungdae@mail.kaist.ac.kr
Tel : (042) 869-3056, Fax : (042) 869-8220

* 계명대학교 기계·자동차공학부

** 정회원, 한국과학기술원 기계공학과

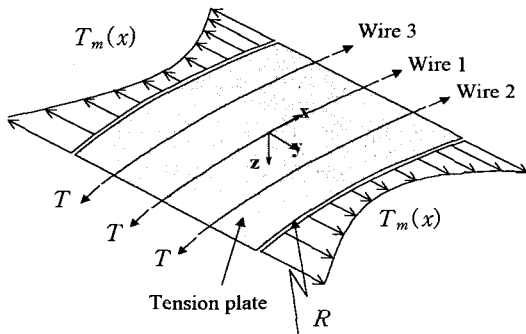


Fig. 1 Tension plate with tension wires

의 없으며 Ohmura는 뎀핑 와이어를 임피던스로 가정하여 해석할 수 있다는 방향만을 제안하였고,⁽³⁾ 근접한 연구로는 Shin의 연구가 있다.⁽⁶⁾ 그는 상용 유한요소해석 코드를 이용하여 장력분포가 일정한 평면 새도우 마스크에 대해 와이어와의 접촉을 고려한 비선형 진동해석을 시도하였다. 하지만 충돌특성을 적절히 고려하지 못하여 실험 결과와 일치하지 않으며 시간이 많이 걸리는 단점이 있다.

본 연구에서는 Fig.1과 같이 V-형 장력분포 (T_m)를 가지며 x 방향을 따라 약간의 곡률을 갖는 박판과 장력 (T)이 있는 와이어가 결합된 시스템에 대해 접촉이 고려된 비선형 진동해석을 수행하고자 한다.

먼저 상용 유한요소 해석코드를 이용하여 V-형 장력분포를 갖는 박판의 유한요소 해석모델을 구성하고 동적축약을 통하여 자유도가 1/6로 축소된 장력박판의 해석모델을 구현한다. 또한 와이어의 해석모델은 박판과의 충돌을 쉽게 묘사하기 위해 접촉이 일어나는 박판의 유한요소모델의 절점과 일치하는 위치에 집중질량으로 모델링한다.

뎀핑 와이어를 갖는 새도우 마스크에 대한 접촉현상을 실험으로 관찰함으로써 충돌 메커니즘이 지배적임을 확인하였으며, 이를 표현하기 위하여 스프링과 감쇠기를 갖는 비선형 충돌요소를 도입한다. 이들 계수는 Hertz 접촉이론과 반발계수 개념을 이용하여 각각 구할 수 있다. 그리고 도출한 계수들에 대하여 해의 정확성 및 계산시간을 평가하고 가장 효율적인 값을 결정하여 해석에 사용한다.

완성된 비선형 해석모델을 이용하여 와이어의 최적 설계조건을 찾기 위하여 다구찌 방법을 적용하였다.

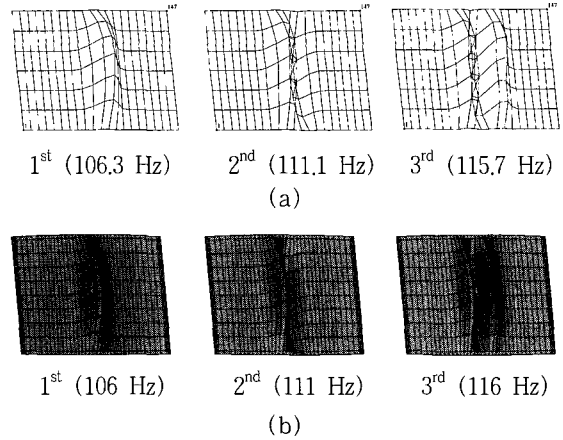


Fig. 2 Comparison of the mode shapes obtained from (a) experiments and (b) FE analysis

2. 장력박판의 동적모델링

장력이 x 축을 따라 V-형의 분포를 갖는 박판에 대해 먼저 상용 유한요소 해석코드를 이용하여 장력에 의한 응력해석을 수행하고 구한 응력을 초기조건으로 부가하여 모드해석을 수행하였다.⁽⁷⁾

새도우 마스크와 같은 다공성 박판은 구멍형상이 복잡하고 그 수가 매우 많기 때문에 이방성 연속체 박판으로 상사시킨 유효 물성치를 구하여 사용하였다.^(7,8)

Fig. 2에서는 V-형 분포를 갖는 장력이 부가된 박판에 대해 측정된 모드형상과 유한요소해석으로 구한 모드형상을 비교한 것이다. V-형 장력분포로 인해 모드형상이 국부적으로 발생하고 있으며 두 경우가 서로 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

하지만 박판의 전체 유한요소모델은 와이어와의 충돌을 고려한 비선형 진동해석을 효율적으로 수행하기에는 너무 많으므로 동적 축약을 통하여 유한요소모델의 자유도를 줄이고자 한다.⁽⁹⁾

전체 유한요소해석모델로부터 구한 장력박판의 운동 방정식은 다음과 같다.

$$\mathbf{M}_0 \ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}_0 \mathbf{u} = \mathbf{0} \quad (1)$$

여기서 \mathbf{M}_0 와 \mathbf{K}_0 는 질량 및 강성행렬이며, \mathbf{u} 는 변위 벡터이다. \mathbf{u} 는 유한요소모델 절점수의 6배에 해당하는 자유도를 가진다. 박판의 주 진동방향은 z 방

항이므로 \mathbf{u} 의 z 방향 성분을 주 자유도(\mathbf{u}_m)로 설정하고 나머지를 모두 부 자유도(\mathbf{u}_s)로 간주하면 식 (1)은 다음과 같은 분할행렬 형태로 만들 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_{mm} & \mathbf{M}_{ms} \\ \mathbf{M}_{sm} & \mathbf{M}_{ss} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{u}}_m \\ \ddot{\mathbf{u}}_s \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{mm} & \mathbf{K}_{ms} \\ \mathbf{K}_{sm} & \mathbf{K}_{ss} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{u}_m \\ \mathbf{u}_s \end{Bmatrix} = \mathbf{0} \quad (2)$$

식 (2)의 둘째 행에서 주 자유도와 부 자유도간의 관계에 있어 관성력의 영향이 작은 것을 이용하면 다음과 같이 \mathbf{u}_m 과 \mathbf{u}_s 의 관계를 도출할 수 있으며

$$\mathbf{K}_{sm}\mathbf{u}_m + \mathbf{K}_{ss}\mathbf{u}_s = \mathbf{0} \quad \text{or} \quad \mathbf{u}_s = -\mathbf{K}_{ss}^{-1}\mathbf{K}_{sm}\mathbf{u}_m \quad (3)$$

이로부터 \mathbf{u} 와 \mathbf{u}_m 의 관계를 얻을 수 있다.

$$\mathbf{u} = \begin{bmatrix} \mathbf{u}_m \\ \mathbf{u}_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{I} \\ -\mathbf{K}_{ss}^{-1}\mathbf{K}_{sm} \end{bmatrix} \mathbf{u}_m = \mathbf{R}\mathbf{u}_m \quad (4)$$

식 (4)를 이용하여 시스템의 운동에너지와 위치에너지를 \mathbf{u}_m 항으로 표현하고 Lagrange equation을 이용하면 자유도가 \mathbf{u}_m 으로 축소된 장력박판의 운동 방정식을 구할 수 있다.

$$\mathbf{M}_m \ddot{\mathbf{u}}_m + \mathbf{K}_m \mathbf{u}_m = \mathbf{0} \quad (5)$$

여기서

$$\begin{aligned} \mathbf{M}_m &= \mathbf{M}_{mm} - \mathbf{M}_{ms}\mathbf{K}_{ss}^{-1}\mathbf{K}_{sm} - \mathbf{K}_{ms}\mathbf{K}_{ss}^{-1}\mathbf{M}_{sm} \\ &\quad + \mathbf{K}_{ms}\mathbf{K}_{ss}^{-1}\mathbf{M}_{ss}\mathbf{K}_{ss}^{-1}\mathbf{K}_{sm} \\ \mathbf{K}_m &= \mathbf{K}_{mm} - \mathbf{K}_{ms}\mathbf{K}_{ss}^{-1}\mathbf{K}_{sm} \end{aligned} \quad (6)$$

Table 1에서 확인할 수 있듯이 동적축약 후의 고유진동수 오차율이 저차모드에서는 1% 이하이며 고차에서도 잘 일치하는 것을 알 수 있다. 이는 장력박판의 진동에 있어 z 방향 성분이 실질적으로 무시하기 때 문이다.

Table 1 Comparison of natural frequencies for two models

Mode	1st	2nd	3rd	20th
Full model	106.3	111.1	115.7	180.3
Condensed model	106.5	111.6	116.5	189.2

박판 자체의 댐핑과 가해지는 힘을 고려하면 식 (5)의 운동방정식은 아래와 같이 쓸 수 있으며

$$\mathbf{M}_m \ddot{\mathbf{u}}_m + \mathbf{C}_m \dot{\mathbf{u}}_m + \mathbf{K}_m \mathbf{u}_m = \mathbf{F}_m \quad (7)$$

여기서 \mathbf{C}_m 은 댐핑계수 행렬이며 진공상태의 새도우 마스크가 갖는 수준의 감쇠율을 고려하여 설정하였으며 고차모드에서 감쇠력을 크게 받도록 비례댐핑 $\mathbf{C}_m = \beta\mathbf{K}_m$ 로 가정하였다.⁽¹⁰⁾ 힘 \mathbf{F}_m 은 비선형 접촉력과 외력으로 구성되며 $\mathbf{F}_m = \mathbf{F}_C + \mathbf{F}_E$ 이다.

3. 와이어의 동적 모델

와이어에 대한 분포질량은 Fig. 3과 같이 박판과의 충돌현상을 쉽게 기술하기 위하여 박판의 유한요소 모델의 접촉절점과 동일한 위치에 집중 질량으로 모델링하였다.

집중질량은 다음과 같이 요소 길이에 해당하는 질량으로 구할 수 있으며

$$m_i = \rho \cdot \frac{(\Delta s_{i-1} + \Delta s_i)}{2} \quad (8)$$

여기서 Δs_i 는 i 번째 요소의 길이이며 ρ 는 단위 길이당 질량이다.

그리고 결합력 $f(x)$ 는 결합된 와이어의 형상을 이용하면 현(string)의 방정식으로부터 다음과 같이 계산할 수 있으며 이는 결합후의 초기변위를 구할 때 초기결합력으로 사용된다.

$$f(x) = -T \frac{\partial^2 u(x)}{\partial x^2} \quad (9)$$

여기서 T 는 와이어의 장력이며 $u(x)$ 는 x 위치에서의 z 방향의 변위이다. 식 (9)를 이용하면 힘과

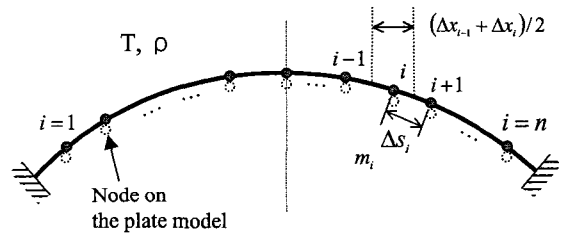


Fig. 3 Lumped parameter model of damping wire

변위의 관계를 다음과 같이 근사적으로 표현할 수 있으므로

$$F(x_i) = f(x_i) \cdot \Delta x_i = - \left. \frac{T(x)}{\Delta x} \right|_i \cdot \Delta u(x_i) = -k_i \cdot \Delta u(x_i) \quad (10)$$

와이어 집중요소에 대한 강성계수는 다음과 같이 표현된다.

$$k_i = \left. \frac{T(x)}{\Delta x} \right|_i = \frac{T}{\Delta x_i} \quad (11)$$

여기서 Δx_i 는 i 번째 요소 길이의 x 축 성분이다.

단위 길이당 질량 1.35×10^{-5} kg/m과 장력 0.13 kgf 인 와이어를 기준으로 계산된 와이어의 첫번째 고유진동수는 248 Hz이며 정해⁽¹¹⁾와의 오차가 0.5% 내로 일치함을 확인할 수 있었다.

4. 비선형 충돌 모델

V-형 장력분포를 갖는 새도우 마스크와 뎀핑 와이어에 대하여 마스크의 특정 공진모드에서의 운동을 고속카메라로 촬영하고, 마찰력을 발생할 수 있는 x , y 방향의 상대변위를 측정하였다. 하지만 모두 3~5 μm 로 측정되었으며 z 방향의 변위(100 μm 내외)나 와이어의 직경(30 μm)과 비교해 볼 때 매우 작은 값이므로 마찰보다는 z 방향의 충돌이 지배적임을 알 수 있다. 이는 V-형 장력분포로 인해 박판의 모드는 국부적으로 발생하며 와이어는 공진상태가 아니므로 마스크의 진동만 z 방향으로 발생하여 와이어와 충돌을 주로 일으키는 것으로 이해된다.

충돌/접촉현상을 표현하기 위한 방법은 Lagrange multiplier 방법과 Penalty 방법으로 크게 나누어진다. 전자의 방법은 정확성은 우수하지만 Lagrange 계수를 구하기 위해 매 시간스텝마다 강성행렬의 역행렬을 구해야 하기 때문에 자유도가 큰 본 시스템의 진동해석에는 적합하지 않음을 확인하였다.^(12~14) 그리고 후자의 경우는 간단하여 상용코드에 널리 사용되지만 Penalty 계수를 구하는 것이 매우 경험적이고 임의적이기 때문에 신뢰성이 떨어진다.^(12, 15) 그러므로 본 연구에서는 스프링과 감쇠기를 갖는 충돌요소를

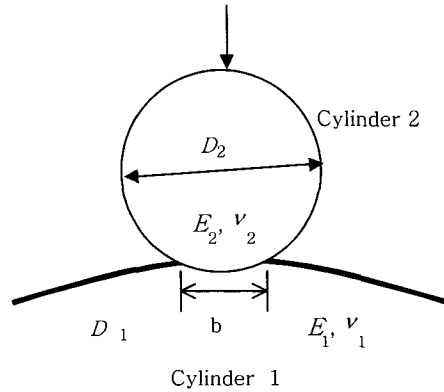


Fig. 4 Contact shape between two cylinders

도입하였으며 각각의 계수는 Hertz 접촉이론과 반발 계수 개념을 이용하여 다음과 같이 구하였다.

4.1 충돌 강성계수

충돌 강성계수는 두 실린더에 대한 Hertz 접촉이론을 적용하여 추출하였다.^(16, 17) Fig. 4는 길이가 L 이고, 직경이 각각 D_1 과 D_2 인 두 실린더가 힘 P 로 접촉하고 있는 것을 나타낸다.

이때 표면의 자국에 대한 폭 b 는 Hertz 접촉이론을 사용하면 다음과 같이 구할 수 있다.

$$b = 1.60 \sqrt{p K_D C_E} \quad (12)$$

여기서 $p = P/L$, $C_E = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}$ 그리고

$K_D = \frac{D_1 D_2}{D_1 + D_2}$ 이며, 아래 첨자 1, 2는 각각 실린더 1(박판), 실린더 2(와이어)를 나타내며 E_i 와 ν_i 는 영계수와 프와송비이다. 실제의 장력박판의 직경은 와이어에 비해 매우 크므로 $D_1 \gg D_2$ 이며, $E_1 = E_2$ 과 $\nu_1 = \nu_2$ 인 조건을 적용하면 접촉력 방향으로의 압축량(Δu)(16)은

$$\Delta u = \frac{2p(1-\nu^2)}{\pi E} \left(\frac{1}{3} + \ln \frac{2D_2}{b} \right) \quad (13)$$

이며 주어진 압축력 수준에서의 접촉 강성은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$K_c = \frac{dp}{du} \quad (14)$$

이를 이용하여 와이어의 장력 0.13 kgf인 조건에서 구한 접촉강성(K_c)은 2.12×10^8 N/m이다. 하지만 이 값은 반무한 강체에서의 표면 자국(indentation)에 의한 강성을 가정한 것이므로 장력박판과 같이 유연한 판에 대해서는 과평가된 것으로 판단된다.⁽¹⁷⁾

4.2 충돌 감쇠계수

와이어의 질량(단위 길이당 질량: 1.35×10^{-5} kg/m, 직경: $30 \mu\text{m}$)이 장력박판(단위 면적당 질량: 0.595 kg/m^2 , 두께: 0.1 mm)에 비해 매우 작으므로 Fig. 5와 같이 장력박판은 스프링-댐퍼 지지대로 와이어 요소의 질량은 충돌 질량으로 간주할 수 있다. 이와 같이 간단한 모델에 대한 충돌 전후의 속도비를 이용하면 충돌 감쇠계수를 구할 수 있다.

반발 계수(r)의 정의에 따라

$$r = -\frac{\dot{u}(t_{out})}{\dot{u}(t_{in})} = \frac{\left| \dot{u}\left(\frac{1}{2}\tau\right) \right|}{\left| \dot{u}(0) \right|} = e^{-\zeta\omega_n\left(\frac{\tau}{2}\right)} \quad (15)$$

로 쓸 수 있으며, 여기서 $\dot{u}(t_{in})$ 와 $\dot{u}(t_{out})$ 는 충돌 전후의 속도이며, ω_n 은 접촉시의 고유 진동수 그리고 τ 는 그때의 주기이다. 또한 $\omega_n \sqrt{1-\zeta^2} \cdot \tau = 2\pi$ 의 관계를 이용하면 등가 충돌 감쇠율은 다음과 같이 r 의 함수로 구할 수 있으며

$$\zeta_r = \sqrt{\frac{(\ln r)^2}{\pi^2 + (\ln r)^2}} \quad (16)$$

충돌 감쇠계수는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$C_c = 2\zeta_r \sqrt{K_c M_{dw}} \quad (17)$$

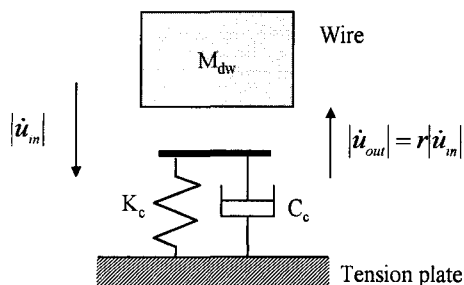


Fig. 5 Simple impact model to calculate the impact damping coefficient

여기서 M_{dw} 는 와이어 요소의 평균질량(1.85×10^{-5} kg)이며 반발계수($r=0.8$ steel ball)를 기준⁽¹⁸⁾으로 하면 C_c 는 $0.887 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ 가 된다.

도출된 충돌 감쇠계수와 높은 수준으로 구해진 것으로 판단되는 충돌 강성계수에 대해 해의 정확도와 계산시간에 대한 평가를 위하여 계수들의 변화에 따른 장력박판 위의 세 점(point1(x, y)=(0.0 mm, 0.0 mm), point2(100.0,0.0), point3(220.0,0.0))에서의 충격 응답을 계산하고 이들을 비교해 보았다.

Fig. 6은 $K_c = 2.12 \times 10^8$ N/m와 $r = 0.8$ 인 경우를 기준으로 충돌 강성계수에 대한 영향을 비교한 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 해의 정확성은 충돌 강성에 따라 크게 민감하지 않으며 $K_c = 2.12 \times 10^5$ N/m 이상의 강성을 유지하기만 하면 해는 일정한 값으로 수렴하고 있음을 알 수 있다. 반면에 계산시간은 많은 차이를 보인다. 2.12×10^8 N/m의 충돌 강성계수를

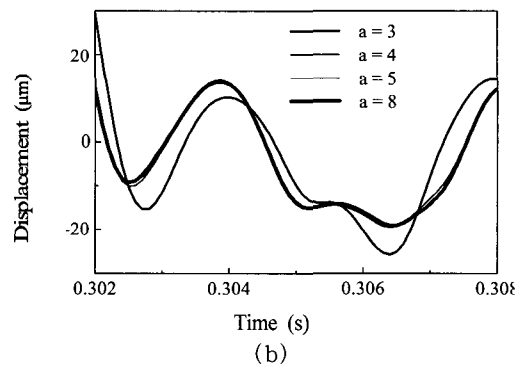
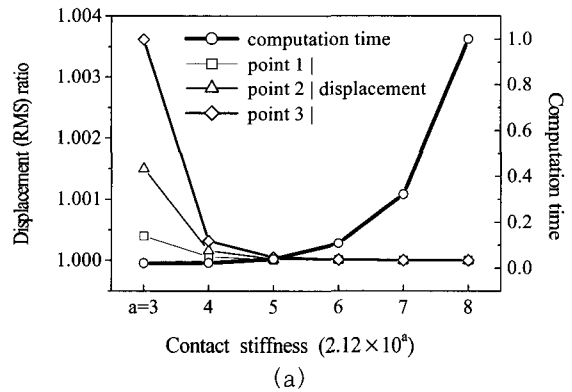


Fig. 6 Convergence characteristics with variation of the contact stiffness : (a) the convergence and computation time relative to the case of $K_c = 2.12 \times 10^8$ N/m and $r = 0.8$; (b) comparison of time responses

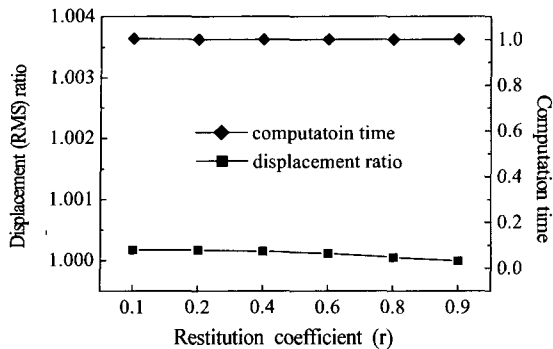


Fig. 7 Convergence characteristics with variation of the impact damping relative to the case of $r = 0.8$ and $K_c = 2.12 \times 10^5$ N/m

사용할 경우(1초의 해석결과를 구하는 데 최신 슈퍼 컴퓨터(NEC SX-5/8B, KIST)를 사용하여 CPU time 약 18시간 소요) 2.12×10^5 N/m를 사용할 때 보다 계산시간이 25배 이상 더 소요되었다. 그러므로 해의 정확성과 계산시간을 고려할 때 2.12×10^5 N/m를 해석에 사용하는 것이 효율적임을 알 수 있다.

Fig. 7은 $K_c = 2.12 \times 10^8$ N/m와 $r = 0.8$ 인 경우를 기준으로 충돌 감쇠계수에 대한 영향을 비교한 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 충돌 강성계수와는 달리 해의 수렴성과 계산시간은 크게 영향을 받지 않음을 알 수 있다. 그러므로 이론적으로 구한 충돌 감쇠계수 $0.887 \text{ N} \cdot \text{s/m}$ 를 사용하였다.

5. 비선형 진동해석

5.1 초기 변위

먼저 자유도가 n 인 장력박판에 대한 변위벡터와 전체 자유도가 l 인 와이어들에 대한 변위벡터를 접촉하는 자유도와 접촉하지 않는 자유도를 구분하여 표기하면 각각 다음과 같다.

$$\mathbf{u}_m = \{u_{m1} \ u_{m2} \ \dots \ u_{mi} \ \dots \ u_{mq} \ u_{m(q+1)} \ u_{m(q+2)} \ \dots \ u_{mj} \ \dots \ u_{mn}\}^T \quad (18)$$

$$\mathbf{u}_d = \{u_{d1} \ u_{d2} \ \dots \ u_{di} \ \dots \ u_{dq} \ u_{d(q+1)} \ u_{d(q+2)} \ \dots \ u_{dj} \ \dots \ u_{dl}\}^T \quad (19)$$

여기서 아래 첨자 m 과 d 는 각각 장력박판과 와이어를 의미하며 q 는 전체 접촉 자유도이다.

초기변위는 장력박판과 와이어들의 조립에 의한 초기 결합력에 의해 발생하는 정적변위를 의미하며 아래와 같이 표현될 수 있다.

$$\mathbf{u}_m|_{t=0} = \{\delta_{m1} \ \dots \ \delta_{mi} \ \dots \ \delta_{mn}\}^T \quad (20)$$

$$\mathbf{u}_d|_{t=0} = \{\delta_{d1} \ \dots \ \delta_{di} \ \dots \ \delta_{dl}\}^T \quad (21)$$

그리고 초기 결합력(F_{0i})으로 인한 i 번째 충돌 요소의 초기 압축량(δ_{ci})은 아래와 같이 구할 수 있다.

$$\delta_{ci} = \frac{F_{0i}}{K_{ci}}, \quad i = 1, 2, \dots, q \quad (22)$$

이를 이용하면 장력박판과 와이어가 결합된 운동 방정식은 아래와 같은 형태로 얻을 수 있으며

$$\mathbf{M}_m \ddot{\mathbf{u}}_m + \mathbf{C}_m \dot{\mathbf{u}}_m + \mathbf{K}_m \mathbf{u}_m = \mathbf{F}_m \quad (23)$$

$$\mathbf{M}_d \ddot{\mathbf{u}}_d + \mathbf{C}_d \dot{\mathbf{u}}_d + \mathbf{K}_d \mathbf{u}_d = \mathbf{F}_d \quad (24)$$

여기서 \mathbf{F}_m 는 마스크에 가해지는 힘이며 접촉점에서의 비선형 접촉력(\mathbf{F}_C)과 외력(\mathbf{F}_E)의 합으로 아래와 같이 구성된다.

$$\mathbf{F}_m = \mathbf{F}_C + \mathbf{F}_E = \{F_{C1} \ F_{C2} \ \dots \ F_{Cq} \ \dots \ F_{Cq} \ 0 \ 0 \ \dots \ 0\}_n^T + \mathbf{F}_E \quad (25)$$

여기서 F_{ci} 는 장력마스크상의 i 번째 접촉점에 작용하는 접촉력이며 다음과 같이 조건부로 주어진다.

$$F_{ci} = \begin{cases} K_{ci} [(u_{di} - \delta_{di}) - (u_{mi} - \delta_{mi}) + \delta_{ci}] + C_{ci} (\dot{u}_{di} - \dot{u}_{mi}) & : \text{for } u_{di} - \delta_{di} > \delta_{mi} - \delta_{ci} \text{ (contact)} \\ 0 & : \text{otherwise (non-contact)} \end{cases} \quad (26)$$

와이어에 작용하는 힘 \mathbf{F}_d 는 \mathbf{F}_C 의 0이 아닌 반력으로서만 구성되며 아래와 같다.

$$\mathbf{F}_d = \{-F_{C1} \ -F_{C2} \ \dots \ -F_{Cq} \ \dots \ -F_{Cq} \ 0 \ 0 \ \dots \ 0\}_l^T \quad (27)$$

앞의 Fig. 8은 와이어 및 비선형 충돌요소를 포함하는 장력박판에 대한 해석모델이다.

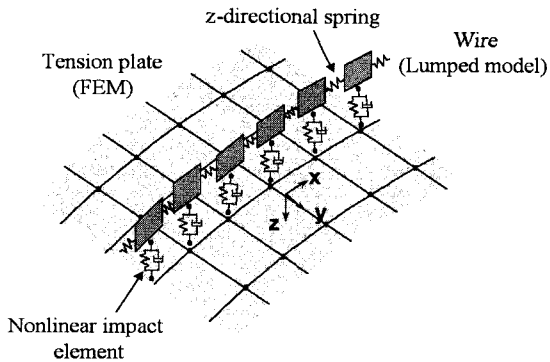


Fig. 8 Analysis model of tension plate with wire

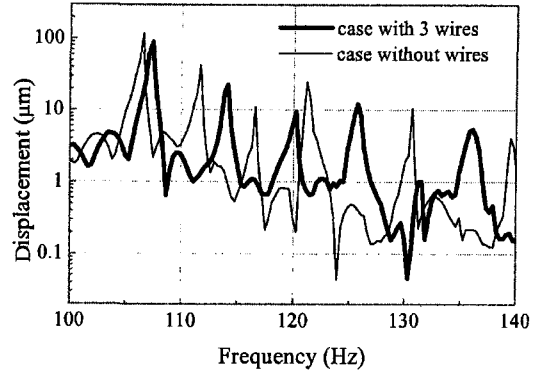


Fig. 10 Comparison between with 3 wires and without wires

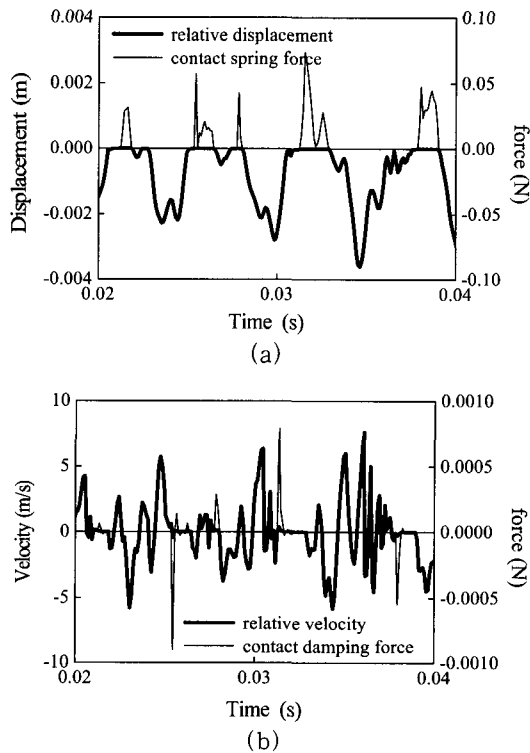


Fig. 9 Relative vibration responses and contact forces at a contact point

5.2 충돌을 고려한 비선형 진동해석

와이어 충돌 감쇠가 고려된 장력박판의 비선형 해석 모델에 대하여 박판의 중앙에 지속 시간이 10 ms 이며 크기가 5 N인 반주기 정현파의 충격을 가하여 동특성 해석을 수행하였다.

Fig. 9는 박판과 와이어의 한 접촉지점에서의 상대 변위, 상대속도 그리고 접촉 강성력과 접촉 감쇠력을 상세하게 나타낸 것이다. Fig. 9(a)의 굵은 실선은 상

대 변위이며 접촉이 일어나는 양의 값을 갖는 순간에만 접촉 강성력이 작용하는 것을 확인할 수 있다. 그리고 접촉이 일어날 때에는 Fig. 9(b)와 같이 상대속도에 충돌 감쇠계수가 곱하여진 접촉 감쇠력이 작용하게 되는데 이는 상대속도가 비교적 큰 접촉시작점에서 크게 발생하고 있음을 확인할 수 있어 접촉 현상을 잘 표현하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 10은 장력 0.13 kgf을 갖는 와이어 3개가 장력박판 위에 등간격(115 mm)으로 결합된 경우와 와이어가 없는 경우에 대해 해석으로 구한 point1에서의 충격 응답의 스펙트럼을 보여준다. 와이어가 있는 경우는 와이어가 없는 경우에 비해 박판의 모드가 약 3~4 Hz 상향이동함을 확인할 수 있으며, 이는 와이어가 접촉되어 있으므로 강성이 부가되는 효과를 갖는 현상으로 판단된다. 또한 이 현상은 실제의 장력형 새도우 마스크에서 댐핑 와이어의 유무에 따른 현상과 동일하므로 해석 모델의 신뢰성을 확인할 수 있으며, 보다 정확한 검증은 향후 실험으로 진행할 예정이다.

6. 와이어 설계변수에 따른 영향도 평가

와이어와 관련된 중요 설계변수들은 와이어의 개수 (n_w), 와이어 간의 간격 (Δy), 장력의 크기 (T), 그리고 박판의 가장자리선에 대한 와이어의 고정점 위치 (Δx , Δz)이다. 여기서 장력에 대한 평가는 장력 박판의 고유진동수와와의 관계를 알아보기 위하여 박판의 고유진동수에 대한 와이어의 고유진동수비 (r_i)로 대신하였다. 여기서 $r_i = f_{di}/f_{mi}$ 이며 f_{di} 와 f_{mi} 는 각각 와이어와 박판의 첫번째 고유진동수이다. 평가를 위한 설계 변수들의 변화량은 Table 2에 정리

Table 2 Design parameters of wires level

level	n_w	r_t	$\Delta y / \Delta y_0$	$\Delta x / \Delta x_0$	Δz
1	3	1.3	2	2	0
2	2	1.0	1	1	-2 mm
3	1	0.7			

하였으며 $f_{m1} = 106$ Hz, $\Delta y_0 = 65$ mm, $\Delta x_0 = 2.5$ mm 그리고 $\Delta z_0 = 0.0$ mm이다.

크기가 0.5 G, 지속시간이 10 ms인 반 사인파형의 충격신호를 사용하여 박판의 중앙지점을 가진하였으며, x 축을 따르는 세 응답점 [point1(0,0), point2(100,0), point3(220,0)]에서의 응답을 구하였다. 진동저감 성능에 대한 평가치는 초기 10초간의 변위에 대한 RMS 값(z_{rms})을 이용하였다. 그리고 해석의 효율성과 최적조건을 찾기 위하여 다구찌 방법을 사용하였다.⁽¹⁹⁾

설계 변수에 대한 진동저감 성능은 세 응답점에서 모두 유사한 경향을 가졌으며 응답점 1에 대한 결과를 Fig. 11에 나타내었다.

최적의 조건은 $n_w = 3$, $r_t = 1.3$, $\Delta y = \Delta y_0$, $\Delta x = 2\Delta x_0$, $\Delta z = \Delta z_0 - 2$ 이며, 와이어의 주요 설계변수는 와이어의 개수와 장력임을 알 수 있다. 와이어들 간의 간격을 중앙을 중심으로 줄이면 효과가 좋아지지만 크지 않으며 고정점에 대한 약간의 변동은 영향이 작음을 알 수 있다. 특이한 점은 와이어의 박판에 대한 진동저감 성능이 와이어의 고유진동수 크기에 거의 비례한다는 것이다. 장력분포가 일정한 완전평면 새도우마스크의 경우는 와이어의 고유진동수와 마스크의 고유진동수가 같을 때 진동저감 성능이 가장 나빠지며 와이어의 고유진동수가 낮을 때 오히려 진동저감 성능이 좋아지는 특성을 갖고 있다.^(6, 20) 하지만 본 연구에서와 같이 곡률이 있으며 장력구배가 있는 박판의 경우는 모드가 매우 국부적으로 나타나기 때문에 박판과의 접촉에 의해 와이어의 경계조건이 달라져 일어나는 현상으로 생각된다.

Fig. 12는 위에서 구한 최적의 와이어를 갖는 경우와 와이어가 없는 경우에 대한 박판의 중앙점에서의 응답을 비교한 것이며, 10초 후의 진동저감 비율을 파악한 결과 와이어 없는 박판과 비교하여 응답점 1에서는 33%, 응답점 2에서는 41% 그리고 응답점 3에서는 50%로 장력이 크게 걸리는 박판의 가장자리

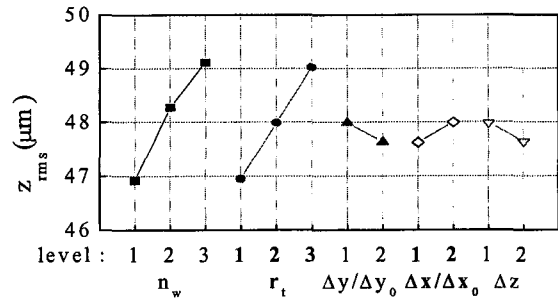


Fig. 11 Plot of parameter effects

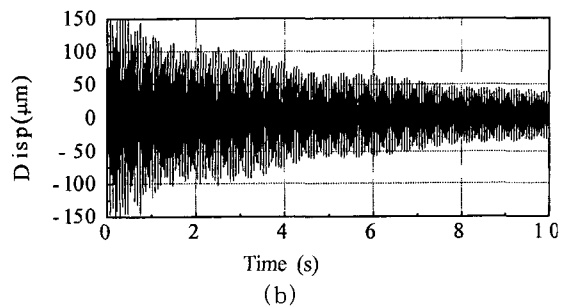
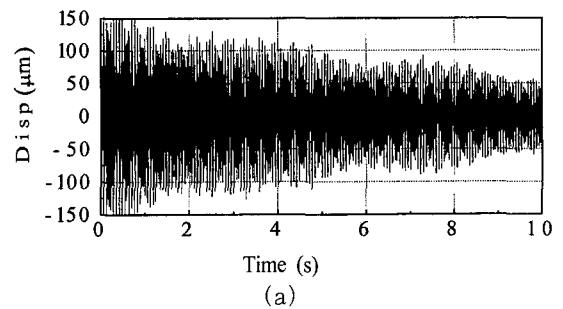


Fig. 12 Time responses (a) without damping wires and (b) with the optimally tuned damping wires

부분일수록 진동저감 효과가 큰 것으로 나타났다.

7. 결론

V-형 장력분포가 있는 이방성 박판에 대해 상용 유한요소 해석코드를 이용하여 해석모델을 구성하고 이로부터 질량 및 강성행렬을 추출하였으며 다시 동적축약을 통해 원래 모델과의 오차가 1% 내외이면서 자유도가 1/6로 축소된 박판의 해석모델을 구현할 수 있었다. 그리고 충돌감쇠를 위한 와이어는 장력박판과의 비선형 충돌현상을 쉽게 묘사할 수 있도록 집중질량 방법을 이용하였다. 와이어와 장력박판 간의

비선형 접촉은 충돌현상이 지배적임을 실험으로 확인 하였으며, 이를 스프링과 감쇠기를 갖는 비선형 충돌 요소로 모델링 하였다. 충돌 강성계수는 Hertz 접촉 모델로부터, 충돌 감쇠계수는 반발계수의 개념으로부터 각각 추출하였으며, 해의 정확성과 계산시간을 평가하여 가장 효율적인 값을 결정하고 이를 해석에 사용하였으며 완성된 비선형 해석 모델이 충돌현상을 잘 묘사하고 있음을 확인하였다.

그리고 다구저 방법을 이용하여 와이어의 설계변수에 대한 영향도를 해석적으로 평가하였으며, 이를 통하여 와이어의 개수와 장력이 가장 큰 영향을 미치며 와이어의 고정점에 대한 약간의 변화는 큰 영향을 미치지 않음을 확인할 수 있었다. 이 결과는 실제 새도우 마스크의 댐핑 와이어를 설계하는 데 큰 도움이 될 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

- (1) Shadow Mask for CRT, Japanese Patent 10-308182.
- (2) Watanabe, M. and Suzuki, H., 2000, "New Vibration Prevention System of Shadow Mask for Flat Type CRT," SID'00(Society for Information Display) Conf., pp. 1245~1247.
- (3) Ohmura, Y., Hashimoto, M. and Taguchi, H., 1999, "Effect of Damping Wire on Aperture Grill Vibration," IDW'99, pp. 481~484.
- (4) Shadow Mask for CRT, Japanese Patent 10-302665.
- (5) Shadow Mask for CRT, Japanese Patent 10-172449.
- (6) You, S. J., Shin, W. S. and Jang, B. W., 2000, "An Analysis of a Mask Vibration Considering Contact with a Damping Wire," IEEE Transactions on Consumer Electronics, Vol. 46(2) pp. 385~389.
- (7) 김성대, 김원진, 이부윤, 이종원, 2001, "와이어 충돌감쇠를 갖는 다공성 박판의 비선형 진동 해석," 한국소음진동공학회 추계학술대회 논문집, 용평, pp. 341~348.
- (8) Kim, H. G., 1993, "Thermal Deformation Analysis of a Shadow Mask," Master Thesis, KAIST.
- (9) Petyt, M., 1990, Introduction to Finite Element Vibration Analysis, Cambridge Universal Press.
- (10) Bathe, K. J., 1982, Finite Element Procedures in Engineering Analysis, Prentice Hall.
- (11) Meirovitch, L., 1997, Principle and Techniques of Vibrations, Prentice Hall, p. 393.
- (12) Zhong, Z. H., 1993, Finite Element Procedures for Contact-impact Problems, Oxford University Press.
- (13) Collombet, F., Lalbin, X., Bonni, J. and Lataillade, J. L., 1998, "Contact Impact Techniques for the Study of Impact Laminated Structures," Mathl. Comput. Modeling, Vol. 28, No. 4-8, pp. 171~184.
- (14) Wasfy, T. M. and Noor, A. K., 1997, "Computational Procedure for Simulating the Contact/impact Response in Flexible Multibody System," Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 147, pp. 153~166.
- (15) User's Manual of 'Penalty Contact' in ABAQUS/Explicit.
- (16) Roask, R. J. and Young, W. C., 1976, Formulas for Stress and Strain, McGRAW-HILL, pp. 516~517.
- (17) Timoshenko, S. P. and Goodier, J. N., 1982, Theory of Elasticity, 3rd ed., McGRAW-HILL.
- (18) Higdun, A., Engineering Mechanics, Prentice Hall.
- (19) Phadke, M. S., 1989, Quality Engineering Using Robust Design, Prentice Hall.
- (20) Kim, S. D., 1999, "Damper Wire for Shadow Mask in Flat Braun Tube," Application Number of US Patent 09/689,869.
- (21) 성길주, 윤경렬, 이재응, 이수훈, 임진수, 1995, "TV 마이크로포닉현상에 관한 연구", 한국소음진동학회지 제 5 권 제 1 호, pp. 123~132.