

# Anti-Vibration Pad의 실험, 해석 및 설계 방법 확립

이장명

울산대학교 기계자동차공학부

## <요 약>

자동차의 Floor에 부착되는 제진재(Anti-Vibration Pad)는 차체의 진동을 저감하고 차량의 실내 소음을 줄이는데 하는데 중요한 기능을 하는 부품이다. 따라서 적절한 위치에 적합한 제진재의 사용은 최적의 NVH 성능을 얻기 위해 필요하며 경량화와 원가 절감에도 영향을 준다. 그러므로 보다 나은 성능의 제진재를 설계하기 위해서는 Floor에 부착되어진 제진재의 제진 성능 해석과 시험 기술의 확립은 필수적이다. 그 첫 단계로 Beam을 이용하여 여러 온도 조건에서 손실 계수(Loss factor)을 측정하는 방법을 확립하고, 유한요소법(FEM)과 경계요소법(BEM)을 이용하여 평판의 진동에 의해 방사되는 소음을 해석하는 방법에 대해 연구하였다.

## Establishment of Methods Test, Analysis and Design for Anti-Vibration Pad

Chang-Myung Lee

School of Mechanical and Automotive Engineering

## <Abstract>

The damping sheet called an anti-vibration pad acts an important role in reducing the vibration level of the floor of an automobile. During applying the damping sheet to the floor, decision of the optimized location and appropriate material of the damping sheet is a main aspect considering several design variables such as cost, performance and weight of it. Therefore establishment of the analysis ability and the test skill of the damping sheet to the floor is essential for the better design of it. As a first step of this research, to find the loss factor of it, the methodology of the test scheme has

been introduced using specimens of beam for various temperature environment. And the fundamental analysis technique has been studied for the radiation of a panel with the help of the Finite Element Method and the Boundary Element Method.

## 1 연구 목적 및 배경

자동차 내장 부품의 제조 및 판매를 목적으로 1977년에 설립된 덕양산업(주)은 꾸준한 발전에 힘입어 매출액 1000억원이 넘는 중견기업으로 성장하였다. 특히 덕양산업(주)에서 제작 및 판매하고 있는 주 생산품 중 하나인 Anti-vibration Pad는 자체의 진동을 저감하여 실내 소음을 줄이는데 중요한 기능을 하는 부품이다. 따라서 자체의 적절한 위치에 적합한 Anti-Vibration Pad의 사용은 자동차 최적의 NVH(Noise, Vibration, Harshness) 성능을 얻기 위해 필요고 원가 절감에도 영향을 준다.

현재 덕양산업(주)은 현대자동차(주)에서 요구하는 사양대로 Anti-Vibration Pad를 제작 공급하는 수준에 만족하여 왔으나, 차종에 따라 적합한 Anti-Vibration Pad의 설계를 덕양산업(주) 자체 기술로 하기 위하여 이에 대한 연구의 필요성을 가지게 되었다. 최근 자동차 산업은 전 세계적으로 가격 및 기술에서 경쟁이 심해지고 있으며, 환경 친화 기술 또한 요구하고 있다. 그러므로 자동차는 설계당시부터 Recycling, 경량화, 저공해 기술에 역점을 두기 시작하였다. 그리고 시장환경이 변함에 따라 적절한 때에 신제품을 선보이기 위하여 개발기간이 계속적으로 단축되고 있다. Recycling, 경량화 및 저공해 그리고 개발기간 단축으로 새로운 재료 및 설계 기술의 개발이 가속화되고 있다.

그러므로 자동차 Floor에 부착되는 Anti-Vibration Pad 역시 어떤 위치에 어떠한 두께의 Pad를 부착하는 것이 최적의 NVH 성능과 원가 절감에 도움이 되는지에 대한 평가가 필요하다. 또한 자동차 시제품이 완성된 후에 Anti-Vibration Pad를 적용하여 평가하기보다는 BIW(Body in White)를 이용하여 Anti-Vibration Pad의 성능을 평가하거나 개발 초기 단계부터 해석(Simulation)을 통하여 Anti-Vibration Pad의 성능을 평가할 수 있다면 개발 기간 단축에 기여하고 합리적으로 Anti-Vibration Pad가 설계될 수 있을 것이다. 따라서 이번 산학 협동을 통하여 Anti-Vibration Pad의 차량 개발 초기부터 덕양산업(주)에서 주관할 수 있는 능력을 확보하고 Anti-Vibration Pad용 새로운 소재를 개발하는데 목적이 있다. 그 첫 단계로 제1차년도 연구에서는 Beam을 이용하여 여러 온도 조건에서 손실 계수(Loss factor)를 측정하는 방법을 확립하고, 유한요소법(FEM)과 경계요소법(BEM)을 이용하여 평판의 진동에 의해 방사되는 소음을 해석하는 방법에 대해 연구하였다.

## 2 제진 성능의 지표

제진 성능이 큰 재료에는 점탄성을 가지는 물질이 많고, 제진 성능은 온도와 주파수 변화에 민감하다. 이 때문에 제진 재료의 성능을 표시하는 경우에는 측정시의 온도와 주파수를 표시해야만 한다. 얇은 판의 제진 성능을 표시하는 지표에는 손실계수가 일반적으로 사용되고 있다. 손실계수와 그 외의 제진 성능을 표시하는 지표로는 다음과 같은 것들이 있

다.

## 2.1 손실계수(Loss factor)

제진재와 같은 점탄성 재료에서는 외부에서 작용하는 동적 하중에 의해 발생하는 응력과 변형을 간에 위상차가 발생하게 된다. 그림2.1은 점탄성 재료에 주기적으로 작용하는 하중에 의한 응력과 변형율을 보여준다.

탄성계수는 변형율과 응력간의 비율로 나타내며, 점탄성 재료와 같이 응력과 변형율간에 위상차가 발생한 경우 복소 탄성계수( $E^*$ )의 개념을 도입 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\begin{aligned} E^* &= \frac{\sigma}{\epsilon} = \frac{\sigma_0}{\epsilon_0} e^{i\psi} \\ &= E' + iE'' \end{aligned} \quad (2.1)$$

이 때, 응력과 동일 위상 부분의 탄성계수를 young's modulus, 위상차가 발생한 부분의 탄성계수를 loss modulus라 하고, 이들의 비

$$\eta = \frac{E''}{E'} \quad (2.2)$$

를 손실 계수( $\eta$ )라 한다.

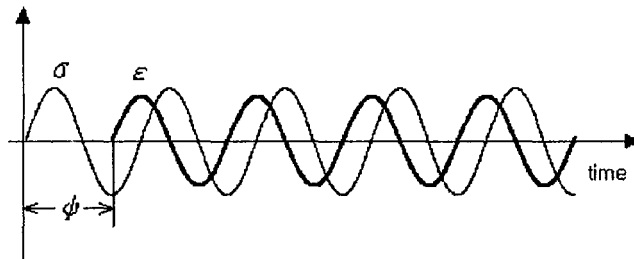


그림2.1 점탄성 재료에서 응력과 변형율

에너지 관점에서 손실계수를 표현하면 다음과 같다.

$$\eta = \frac{\Delta W/2\pi}{W} = \frac{1 \text{ rad 마다 방출되는 에너지}}{\text{전체 변형 에너지}} \quad (2.3)$$

손실 계수의 값이 클수록 damping이 크다고 말할 수 있으며 공진은 소멸해서 여운은 작고 진동은 저감한다.

## 2.2 Quality factor

공진계가 정상진동을 유지하려면 내부에서 손실되는 에너지와 같은 양의 에너지를 외부에서 보급하지 않으면 안된다. 1주기마다 보급되는 에너지를  $\Delta W$ , 공진계가 내부에 가지는 진동에너지를  $W$ 라 할 때,  $W/\Delta W$ 의  $2\pi$ 배를 진동계의 Quality factor라 한다.

$$Q = 2\pi \frac{W}{\Delta W} = \frac{1}{\eta} \quad (2.4)$$

## 2.3 대수 감소율(Logarithmic decrement)

감쇠 자유진동의 진폭이 감소하는 빠르기를 나타내는 값으로서 연속하는 두 진폭의 비에 자연대수를 취한 값으로 정의한다. 한 주기 간격으로 측정된 연속하는 두 진폭(변위)에 해당하는 시간을  $t_1, t_2$  진폭을  $x_1, x_2$ 라 하면 진폭비는

$$\frac{x_1}{x_2} = \frac{X_0 e^{-\zeta \omega_n t_1} \cos(\omega_d t_1 - \phi_0)}{X_0 e^{-\zeta \omega_n t_2} \cos(\omega_d t_2 - \phi_0)} \quad (2.5)$$

와 같이 된다. 그런데 감쇠 고유주기는  $\tau_d = 2\pi/\omega_d$ 이며,  $t_2 = t_1 + \tau_d$ 이 된다. 그러므로

$$\cos(\omega_d t_2 - \phi_0) = \cos(2\pi + \omega_d t_1 - \phi_0) = \cos(\omega_d t_1 - \phi_0) \quad (2.6)$$

가 되고 식(2.5)는

$$\frac{x_1}{x_2} = \frac{e^{-\zeta \omega_n t_1}}{e^{-\zeta \omega_n (t_1 + \tau_d)}} = e^{\zeta \omega_n \tau_d} \quad (2.7)$$

로 쓸 수 있다.

대수 감소율  $\delta$ 는 식(2.7)으로부터

$$\delta = \ln \frac{x_1}{x_2} = \zeta \omega_n \tau_d = \zeta \omega_n \frac{2\pi}{\sqrt{1 - \zeta^2} \omega_n} = \frac{2\pi \zeta}{\sqrt{1 - \zeta^2}} = \frac{2\pi}{\omega_d} \frac{c}{2m} \quad (2.8)$$

이 된다. 감쇠가 작을 때에는 다음과 같이 근사화할 수 있다.

$$\delta \approx 2\pi\zeta \tag{2.9}$$

### 2.4 감쇠비(damping ratio)

임계 감쇠 상수에 대한 감쇠 상수의 비를 감쇠비( $\zeta$ )라 한다.

$$\zeta = \frac{c}{c_c} \tag{2.10}$$

감쇠비는 감쇠율, 감쇠 정수, 또는 임계 계동비라고도 부르며 감쇠 진동을 다루는 분야에서 많이 사용되고 있다.

## 3 기초 이론

### 3.1 1자유도계의 기초 가진

많은 경우에서 진동은 질량  $m$ 이 외부의 힘으로 가진될 뿐만 아니라 그림3.1와 같이 시스템이 붙어 있는 기초의 진동에 의해서도 가진될 수 있다. 점성 감쇠의 경우, 기초의 조화 운동에 대한 운동방정식은

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0 \tag{3.1}$$

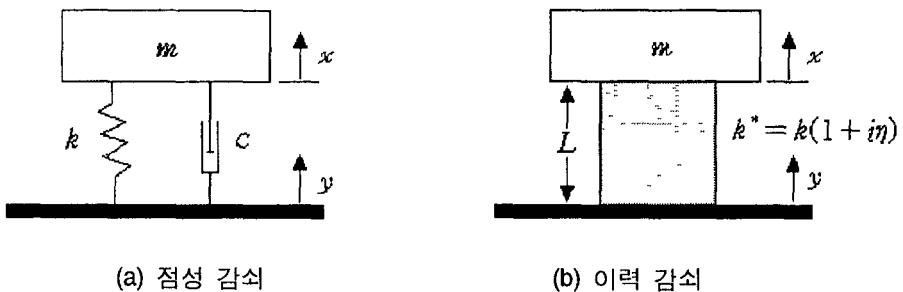


그림3.1 기초 가진 시스템의 1자유도 모델

$y(t) = Y_0 e^{i\omega t}$  이면 식(3.1)는

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = (k + i c \omega) Y_0 e^{i\omega t} \tag{3.2}$$

와 같이된다.

기초의 운동인  $Y_0 \cos \omega t$ 와 대응하는 정상 상태의 해는

$$x = Y_0 \left[ \frac{k^2 + (c\omega)^2}{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2} \right]^{1/2} \cos(\omega t - \phi_1 - \phi_2) \quad (3.3)$$

여기서,

$$\phi_1 = \tan^{-1} \left( \frac{c\omega}{k} \right)$$

$$\phi_2 = -\tan^{-1} \left( \frac{c\omega}{k - m\omega^2} \right)$$

가 된다.

이력 감쇠의 경우,  $k + ic\omega$ 는  $k(1 + i\eta)$ 로 대치되고, 그 해는 다음과 같이 된다.

$$x = Y_0 \left[ \frac{1 + \eta^2}{(1 - \xi^2)^2 + \eta^2} \right]^{1/2} \cos(\omega t - \theta_1 - \theta_2) \quad (3.4)$$

여기서,

$$\xi^2 = \frac{m\omega^2}{k}$$

$$\theta_1 = \tan^{-1} \eta$$

$$\theta_2 = \tan^{-1} \left( \frac{\eta}{1 - \xi^2} \right) = \tan^{-1} \left( \frac{k\eta}{k - m\omega^2} \right)$$

기초 가진 1자유도 시스템에서 소멸되는 에너지는 점성 감쇠의 경우

$$D_s = \pi c\omega X_r^2 \quad (3.5)$$

또 이력 감쇠의 경우

$$D_s = \pi k\eta X_r^2 \quad (3.6)$$

여기서  $X_r$ 은 질량과 기초사이의 상대적인 변위(진폭)이다. 이력 감쇠의 경우,  $Y_0$ 에 관하여  $X_r$ 을 구하기 위하여 질량에 작용하는 힘을 고려하고 뉴턴의 제 2 법칙을 적용시키면,

$$k(1 + i\eta)X_r e^{i(\omega t + \phi)} = -m\ddot{x} \quad (3.7)$$

$x = X_r e^{i(\omega t + \phi)} + Y_0 e^{i\omega t}$ 를 대입하고 계산하면,

$$X_r = \frac{m\omega^2 Y_0}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (\eta k)^2}} \quad (3.8)$$

이 값을 식(3.6)에 대입하면,

$$D_s = \frac{\pi \eta k \xi^4 Y_0^2}{(1 - \xi^2)^2 + \eta^2} \quad (3.9)$$

이 되고, 점성 감쇠계의 경우도 같은 방법으로 구할 수 있다.

$$D_s = \frac{\pi c \omega \xi^4 Y_0^2}{(1 - \xi^2)^2 + (c\omega/k)^2} \quad (3.10)$$

제진재와 같은 점탄성 물질의 동적인 움직임은 복소 계수  $k(1 + i\eta)$ 를 도입하여 설명할 수 있다. 여기서 강성  $k$ 와 손실 계수  $\eta$ 는 주파수와 온도에 따라 변화된다. 그러므로 점성 감쇠 가정과 이력 감쇠 가정 어느 것도 점탄성 물질의 운동을 정확히 설명할 수는 없다. 그러나, 다행하게도 대부분 물질의 특성은 주파수에 따라서는 천천히 변화한다. 그래서 일정 온도에서 물질의 특성 계수는 실험으로 구해지는 몇 개의 주파수의 복소 계수값을 사용하여 만들 수 있다.

### 3.2 반치폭(Half-power bandwidth)

그림3.2과 같은 주파수 응답에서 공진 주파수( $f_{res}$ )에서의 진폭을  $x_{max}$  하고, 진폭이  $x_{max}$  의  $\frac{1}{\sqrt{2}}$  되는 A, B의 주파수를  $f_1, f_2$ 라 하면,

#### 3.2.1 점성 감쇠 시스템의 경우 : 그림3.1의 (a)

공진 주파수에서의 진폭( $x_{max}$ )는 특성해의 최대치인

$$x_{max} = \frac{F}{k} \left[ \frac{1}{(c/\sqrt{km})\sqrt{1 - c^2/4km}} \right] \quad (3.11)$$

와 같다. 그리고 특성해는

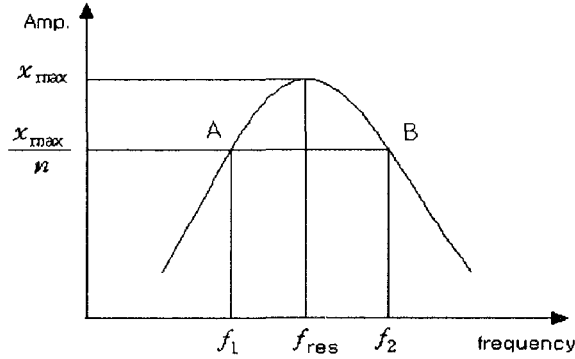


그림3.2 1/n bandwidth

$$\left| \frac{x_p}{F} \right| = \frac{1}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + \omega^2 c^2}} \quad (3.12)$$

과 같이 주어진다.  $f_1$ ,  $f_2$ 를 구하기 위해 식(3.11), 식(3.12)을 이용하면

$$\frac{1}{\sqrt{[1 - (m\omega^2/k)]^2 + \omega^2 c^2/k^2}} = \frac{1}{(cn/\sqrt{km})\sqrt{1 - c^2/4km}} \quad (3.13)$$

식(3.13)은 다음과 같은 두개의 해를 갖는다.

$$\omega_{1,2}^2 = \frac{k}{m} \left[ 1 - 2\left(\frac{c^2}{4km}\right) \pm 2\sqrt{n^2 - 1} \left( \frac{c}{2\sqrt{km}} \sqrt{1 - \frac{c^2}{4km}} \right) \right] \quad (3.14)$$

$c^2/4km \ll 1$  일 때,

$$\sqrt{m/k}(\omega_{1,2}) = 1 \pm \sqrt{n^2 - 1} \left( \frac{c}{2\sqrt{km}} \right) \quad (3.15)$$

$$\frac{\Delta f}{f_{res}} = \frac{f_2 - f_1}{f_{res}} = 2\sqrt{n^2 - 1} \left( \frac{c}{2} \sqrt{km} \right) \quad (3.16)$$

$$\ast \frac{\Delta \omega}{\omega_{res}} = \frac{\Delta(2\pi f)}{2\pi f_{res}} = \frac{\Delta f}{f_{res}}$$

$n = \sqrt{2}$ 일 때, 다음과 같은 결과를 얻는다.



$$\frac{\Delta f}{f_n} = 2\left(\frac{c}{2}\sqrt{km}\right) = 2\zeta \quad (3.17)$$

### 3.2.2 이력 감쇠 시스템의 경우 : 그림3.1의 (b)

같은 방법으로 최대 진폭은 공진 주파수에서

$$x_{\max} = \frac{F}{k\eta} \quad (3.18)$$

이고 식(3.18)에  $\omega_{res} = \sqrt{k/m}$  을 대입하여 A, B의 주파수를 계산하면

$$\omega_{1,2} = \sqrt{\left(\frac{k}{m}\right)[1 \pm \eta\sqrt{n^2 - 1}]} \quad (3.19)$$

$n = \sqrt{2}$ 를 대입하면,

$$\frac{\Delta f}{f_n} = \sqrt{1 + \eta} - \sqrt{1 - \eta} \quad (3.20)$$

의 결과를 얻고,  $\eta \ll 1$ 일 때,

$$\frac{\Delta f}{f_n} \approx \left(1 + \frac{\eta}{2}\right) - \left(1 - \frac{\eta}{2}\right) = \eta \quad (3.21)$$

이를 이용하면 frequency response spectrum으로부터 손실 계수를 구할 수 있다.  $n = \sqrt{2}$ 일 때의  $\overline{AB}$ , 즉  $\Delta f$ 를 'half-power bandwidth'라 하며  $x_{\max}$ 로부터 약 3dB 떨어진 곳에 위치한다.

$$20 \log_{10}\left(\frac{1}{\sqrt{2}}\right) = -3.01 \text{ dB} \quad (3.22)$$

## 3.3 시편에 대한 이론

### 3.3.1 시편의 한 면에 제진재를 붙인 경우

그림3.3과 같이 두께 t인 금속 기재에 두께 t1의 제진재를 첨가한 상태를 생각하자. y축의 원점은 복합판의 중심면이다. 각 상수 및 변수의 첨자는 1이 기재의 것, 2가 제진재의 것, 첨자가 없는 것이 복합판의 것을 표시한다. 지금 beam 이 진동수  $\omega$ 에서 미소의 정상

진동을 하고 있다고 하자.  $x=x$ 에서의 변위를  $u$ , 진동 속도를  $v$ , 각속도를  $w$ 라 하면 다음관계식이 성립한다.

$$u = u_0 e^{i\omega t} \quad (3.23)$$

$$v = \frac{\partial u}{\partial t} = i\omega u \quad (3.24)$$

$$w = \frac{\partial v}{\partial x} = i\omega \frac{\partial u}{\partial x} \quad (3.25)$$

변형되었을 때의 곡률을  $c$ 라 하면

$$c = \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{1}{i\omega} \frac{\partial w}{\partial x}$$

와 같이 된다. 일단  $y=y$ 에서의 변형  $\varepsilon$ 과 중립면에서의 변위  $y$ 는

$$\varepsilon = cy = \frac{y}{i\omega} \frac{\partial w}{\partial x} \quad (3.26)$$

와 같다. 따라서 그림3.3의 경우, 응력  $\sigma$ 는

$$\sigma = \frac{yE_1}{i\omega} \frac{\partial w}{\partial x} \quad (3.27)$$

beam의 단면 전체의 적분치는 0이 되는 것에서

$$\int_{-(t_1-\delta)}^{t_2+\delta} \sigma dy = 0 \quad (3.28)$$

여기서  $\delta$ 는 기재와 부가층의 경계의  $y$ 좌표이다. 식(3.27)를 식(3.28)에 대입하여 기재부분과 부가부분으로 나누어 적분을 하면,  $\delta$ 는 다음 식에 의해 구해진다.

$$\delta = \frac{1}{2} \frac{E_1 t_1^2 - E_2 t_2^2}{E_1 t_1 + E_2 t_2} \quad (3.29)$$

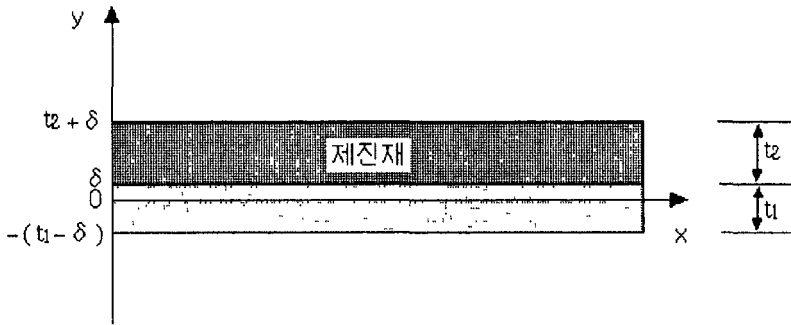


그림3.3 시편의 한 면에 제진재를 붙인 경우

굽힘모멘트  $M$ 과 굽힘강성  $B$ 는 다음의 관계가 있다.

$$M = cB = \frac{B}{i\omega} \frac{\partial w}{\partial x} \tag{3.30}$$

굽힘모멘트는 식(3.29)을 이용해 다음과 같이 계산되어진다.

$$\begin{aligned} M &= \int_{-(t_1-\delta)}^{t_2+\delta} \sigma y \, dy \\ &= \frac{1}{i\omega} \frac{\partial w}{\partial x} \left[ \int_{-(t_1-\delta)}^{\delta} E_1 y^2 \, dy + \int_{\delta}^{t_2+\delta} E_2 y^2 \, dy \right] \\ &= \frac{E_1}{12} \frac{t_1^3}{i\omega} \frac{\partial w}{\partial x} \frac{1 + 2E_r(2t_r + 3t_r^2 + 2t_r^3) + E_r^2 t_r^4}{1 + E_r t_r} \end{aligned} \tag{3.31}$$

식(3.32)과 식(3.33)에서 굽힘강성  $B$ 는

$$B = B_1 \frac{1 + 2E_r(2t_r + 3t_r^2 + 2t_r^3) + E_r^2 t_r^4}{1 + E_r t_r} \tag{3.32}$$

여기서,

$$t_r = \frac{t_2}{t_1}$$

$$E_r = \frac{E_2}{E_1}$$

부가층의 감쇠를 표시하기 위해 복소 계수의 개념을 도입하면, 즉 강성과 영율을 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$B^* = B(1 + i\eta)$$

$$E^* = E(1 + i\eta)$$

$$\frac{B^*}{B_1^*} = \frac{B}{B_1}(1 + i\eta) = \frac{B}{B_1} + i\eta \frac{B}{B_1}$$

$$E_r = \frac{E_2^*}{E_1^*} = \frac{E_2}{E_1}(1 + i\eta) = E_r(1 + i\eta)$$

위의 값들을 식(3.32)에 대입하고 실수부와 허수부로 나누어 각각을 같게 하면

$$\frac{B}{B_1} = \frac{1 + 2E_r(2t_r + 3t_r^2 + 2t_r^3) + E_r^2 t_r^4}{1 + E_r t_r} \quad (3.33)$$

$$\frac{\eta}{\eta_2} = \frac{E_r t_r}{1 + E_r t_r} \frac{3 + 6t_r + 4t_r^2 + 2E_r t_r^3 + E_r^2 t_r^4}{1 + 2E_r(2t_r + 3t_r^2 + 2t_r^3) + E_r^2 t_r^4} \quad (3.34)$$

단  $\eta_2^2$  이상의 항은 미소하므로 0이라 가정하였다.

### 3.3.2 시편의 양면에 제진재를 붙인 경우

그림3.4에 표시된 것처럼, 금속의 양측에 대칭으로 제진재를 부가한 상태를 생각하자. 각 기호는 3.3.1절과 같다. 이 경우 굽힘모멘트 M은 아래와 같다.

$$\begin{aligned} M &= \int \sigma y dy \\ &= \frac{1}{iw} \frac{\partial w}{\partial x} \left[ \int_{-\frac{1}{2}t_1 - t_2}^{-\frac{1}{2}t_1} E_2 y^2 dy + \int_{-\frac{1}{2}t_1}^{\frac{1}{2}t_1} E_1 y^2 dy + \int_{-\frac{1}{2}}^{\frac{1}{2}t_1 + t_2} E_2 y^2 dy \right] \\ &= \frac{1}{iw} \frac{\partial w}{\partial x} \left[ \frac{E_2}{6} (3t_1 + 6t_1 t_2 + 4t_2^2) + \frac{E_1}{12} t_1^3 \right] \\ &= \frac{B}{iw} \frac{\partial w}{\partial x} \end{aligned} \quad (3.35)$$

여기서,

$$B = \frac{E_2}{6} t_2 (3t_1^2 + 6t_1 t_2 + 4t_2^2) + \frac{E_1}{12} t_1^3$$

$$\frac{B}{B_1} = 2E_r t_r (3 + 6t_r + 4t_r^2) + 1 \quad (3.36)$$

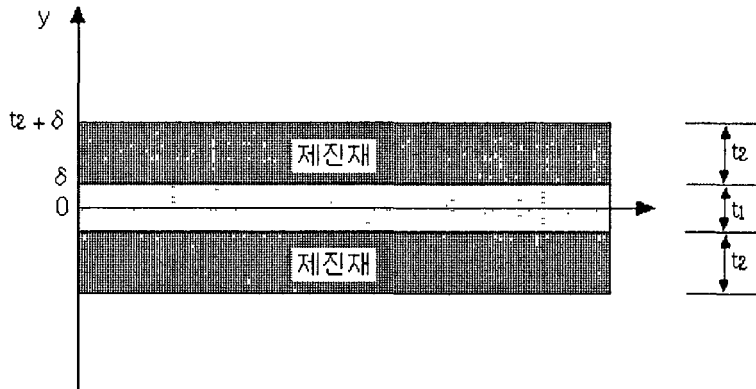


그림3.4 시편의 양면에 제진재를 붙인 경우

$B$ 와  $E_2$ 를  $B^* = B(1 + i\eta)$ ,  $E_2^* = E_2(1 + i\eta_2)$ 로 표시하면 식(3.36)은 다음과 같이 된다.

$$\frac{B}{B_1}(1 + i\eta) = 2t_r(3 + 6t_r + 4t_r^2)E_r(1 + i\eta_2) + 1 \quad (3.37)$$

식(3.37)에서 실수부와 허수부를 나누면

$$\frac{B}{B_1} = 2t_r(3 + 6t_r + 4t_r^2)E_r + 1 \quad (3.38)$$

$$\frac{\eta_2}{\eta} = \frac{1}{2t_r(3 + 6t_r + 4t_r^2)E_r} + 1 \quad (3.39)$$

식(3.38), 식(3.39)으로 시편의 양면에 제진재를 대칭으로 부착하는 경우의, 복합판의 굽힘강성과 손실계수를 계산할 수 있다.

#### 4 제진 성능 평가 방법

제진재의 제진 성능 특히, 손실계수를 파악하기 위한 실험방법은 여러 나라에 규격화 되어 있다. 이 중 ASTM E 756-83, B.S. AU 125-1966, DIN 53440, ISO 2856, JIS K 6391, JASO M 306, M329, MIL P-22581 A, SAE J 671 등이 잘 알려져 있다.

이 실험법의 대부분은 제진재만의 제진 성능 측정이 아니라 제진재와 강판이 복합된 경우의 제진 성능 측정이다. 제진재만의 측정 실험방법으로 점탄성 재료의 복원현상을 이용한 응력·복원시험법과 클립 시험법이 제시되고 있다.

또 특정 크기의 제진재를 시편으로 사용, 시판중인 실험장치를 이용하는 하기도 한다. 대표적인 것으로는 다음과 같은 실험장치가 있다.

- IMASS AUTOVIBRON
- DYNAMIC MECHANICAL ANALYZER
- RHCOMETRIC MECHANICAL SPECTROMETER
- VISCO ELASTICMETER

#### 4.1 한쪽 고정법

일반적으로 사용되는 방법으로 시편의 한쪽을 고정, 다른 끝은 자유로운 상태로 외부로부터 가진하여 시편에 굽힘 진동을 일으켜 힘과 시편의 진동가속도, 진동속도 또는 변위의 전달 함수(FRF)를 측정한다.

이 경우 시편의 종류로서 강판에 제진재를 부착한 2층형, 강판과 강판 사이에 제진재를 삽입한 3층형이 있다. 시편의 치수는 폭 10mm, 길이 180~250mm, 두께 1~3mm가 일반적

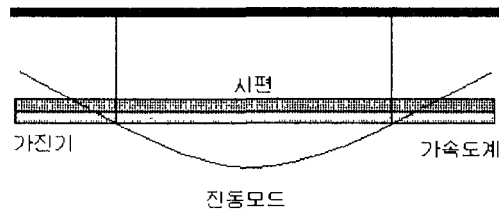


그림4.1 두점 지지법

으로 사용되고 있다. 한쪽 고정법의 경우 얻어진 전달 함수 곡선의 공진 주파수 부근에서 반치폭법으로 손실계수를 구하는 방법이 가장 일반적이다. 반치폭법은 3.2절에 설명되어 있다. 그림5.1은 한쪽 고정법의 시험 system을 보여준다.

#### 4.2 두점 지지법

이 실험 방법의 특징은 시편의  $n$ 차 진동모드의 절의 부분에서 잡기 때문에 시편의 양단이 자유롭게 되는 점이다. 잡고 있다는 것은 실로 매다는 방법 이외에 용수철로 탄성 지지하는 방법이 있다.

지지점의 위치는 시편의 양단으로부터  $l_n = 0.224l$  ( $n=1$ 의 경우),  $l_n = 0.660l/(2n+1)$  ( $n>1$ 의 경우)가 된다. 이 상태에서 한 끝을 가진 다른 끝에서 진동의 응답을 측정, 진동 감쇠율을 측정한다. 감쇠율은 감쇠 파형으로부터 구할 수 있다

진동 감쇠 파형을 구하는 경우는 시편의 고유진동수에서 강제 가진하고 가진력을 제거하는 것으로부터 감쇠 파형을 구하는 방법이 시험의 재현성도 높고 얻어지는 감쇠율의 정도도 향상 가능하다.

이 시험법의 장점은 강처럼 제진 성능이 나쁜 재료의 손실계수를 정도 좋게 구할 수도

있다. 또 한쪽 고정법의 경우 시편의 고정부의 에너지 손실이 있으나 이 실험법은 고정부의 영향을 적극적으로 억제 가능하다. 하지만 두점에 선으로 거는 방법과 두점 지지의 경우 모두 지지점으로부터 에너지 손실은 항상 생긴다. 그러므로 저 손실 재료의 실험은 주의해야 한다. 이처럼 이 시험법은 저 손실 제진재의 손실계수를 구할 수 있는 반면 저 손실일수록 지지부의 영향도 상대적으로 커진다. 주파수를 바꿔서 손실계수를 측정할 경우마다 잡아주는 위치를 바꿔주기 위해 시간이 걸린다.

### 4.3 기계 임피던스법

임피던스 헤드 위에 시편을 설치해 포인트 임피던스를 측정하고 공진 주파수에서 임피던스는 점성 감쇠계수  $c$ 에 대등하다고 하는 성질을 이용, 다음 식으로부터 손실계수를 구한다.

$$\eta = 2\zeta = \frac{c}{2\pi f_0 m}$$

이 시험법은 감쇠가 큰 재료의 손실계수 측정과 높은 주파수대에서 측정이 가능하다. 그러나 시편을 가진하기 위해 가진기와 질량 보정용 앰프 등이 필요해서 시험 system이 복잡해지고 시험 시스템 구축시 및 시험 조건의 설정시 세세한 배려가 필요하다. 또 시편의 지지부에서의 에너지 손실의 크기 등 다른 시험법에 비교해서 불분명한 부분도 많다.

## 5 제진 성능 측정 실험

본 연구에서는 시편의 한쪽을 고정, 다른 끝은 자유로운 상태로 외부로부터 가진해 시편에 굽힘 진동을 일으켜 힘과 시편의 진동 가속도 또는 진동 속도, 변위의 전달 함수(FRF)를 측정하고, 공진 주파수 영역에서 반치폭법에 의해 손실계수를 구하는 한쪽 고정법을 이용하였다.

### 5.1 실험 장치

그림5.1은 본 연구에서 사용한 실험 장치의 개략도이다.

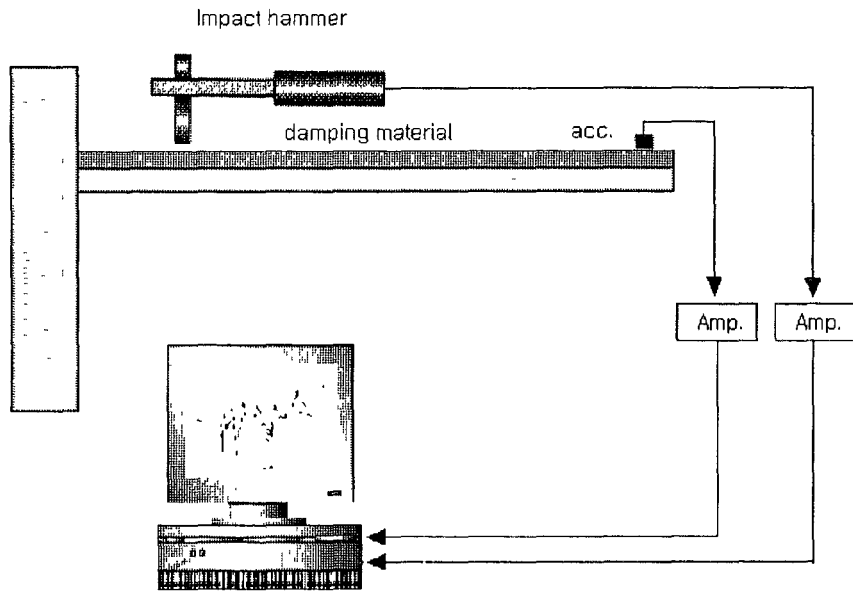


그림5.1 실험장치의 개략도

위의 실험구조물의 물성치와 실험장비의 주요제원은 표5.1, 표5.2와 같다.

Parameter		Value
Elastic Modulus	$E$	$246.8 \times 10^9 \text{ N/m}^2$
Density	$\rho$	7627.871 $\text{kg/m}^3$
Cross Section Area	$A$	$2.229 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
Moment of Inertia	$I$	$6.985 \times 10^{-10} \text{ m}^4$

표5.1 steel beam의 재료 상수



Apparatus	Manufacturer & Type	Specification
Impact Hammer & Force Transducer	B & K type 8202/8200	500 N
Accelerometer	PCB 353B14	0.048 mv/ms <sup>-2</sup>
Charge Amplifier	PCB 482A05	1 channel
Input Channel Module	Zonic+AND	8 input ch. 1 output ch.
Signal Analyzer	Zonic+AND Macintosh Quadra950	Max 40 kHz

표5.2 실험 장비의 주요 제원

## 5.2 실험 결과

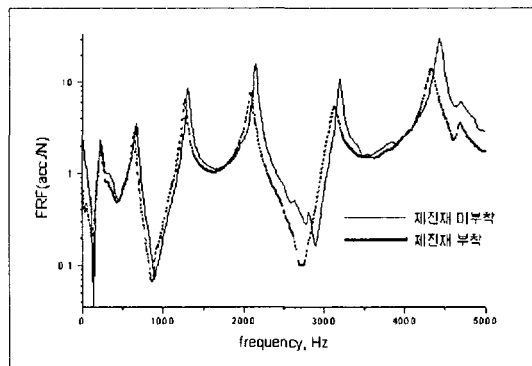


그림5.2 Frequency response spectrum

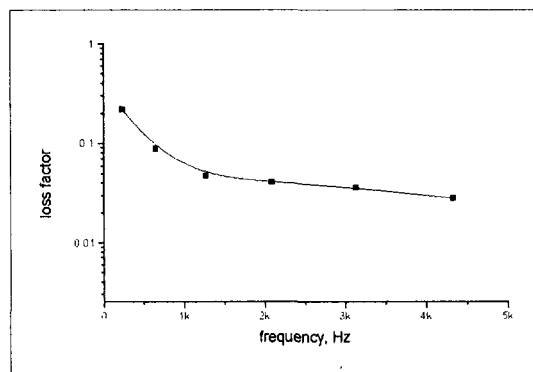


그림5.3 Damping material loss factor against frequency

## 6 온도 변화에 따른 제진 성능 측정

### 6.1 제진 성능의 표시 방법

제진재의 재료특성은 주파수와 온도 의존성이 매우 높다. 일반적으로 제진재는 온도의 변화에 따라 유리상태(Glassy region)에서 전이영역(Transition region)을 거쳐 고무상태(Rubbery region)가 된다. 전이 영역에서 제진 성능이 가장 좋고 이 영역을 주사용 온도와 일치하게 하기 위해 많은 노력이 소비되는 것은 주지의 사실이다. 그림6.1은 일반적인 제진재의 온도 분포에 따른 Loss factor( $\eta$ )를 보여준다. 이렇게 온도와 주파수 조건에 따라 변하는 제진재의 제진 성능을 표현하는데 많은 지면이 필요하게 된다. 이것을 능률적으로 할 목적으로 다음의 변환식(WLF식 William, Landel, Ferry)을 사용해서 재료의 특성을 종합적으로 표현한다.

$$\log \sigma_T = - \frac{C_1(T - T_g)}{C_2 + (T - T_g)} \quad (6.1)$$

여기서,

$\sigma_T$  : 이동인자

$C_1, C_2$  : 상수

$T_g$  : 제진재의 유리(glass)전이 온도

$T$  : 측정온도

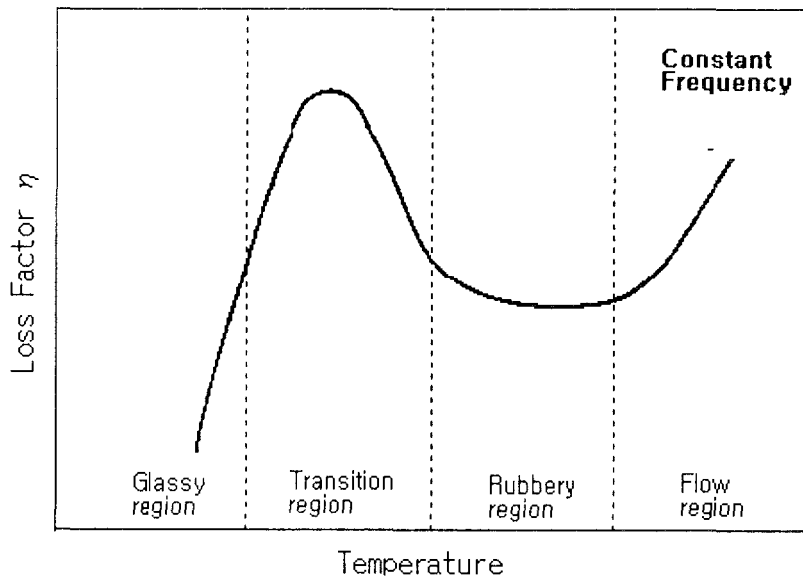


그림6.1 제진재의 온도 변화에 따른 Loss Factor

식(6.1)에서 얻어지는  $\sigma_T$ 와 주파수의 곱의 대수  $\log(\sigma_T \cdot f)$ 을 가로축으로 두면  $\eta$ ,  $E$ 는 각각 1개의 곡선으로 표현할 수 있게 된다. 이것을 master 곡선이라 부른다. 그리고 이 곡선을 수치해석에서 데이터로 사용한다. 식(6.1)에서 온도는 절대 온도이며  $C_1$ ,  $C_2$ 는 재료의 특성이다. 이 상수들을 산출하기 위해서는 여러 조건에서의 실험을 통한 많은 데이터가 필요하다.

## 6.2 온도 변화에 따른 제진 성능 측정 실험

5장의 실험에서는 주파수의 변화에 따른 제진재의 제진 성능을 측정할 수 있었다. 그러나 다른 온도 조건에서 제진 성능을 측정하기 위해서는 오븐(oven) 내에서 실험이 행해져야 한다. 그리고 5장의 실험에서 가진 방법으로 사용한 Impact hammer는 오븐 내에서 사용이 불가능하고 오븐 내에 실험 장치를 설치하기 위해 실험장치의 소형화가 불가피하여, 다른 실험 장치가 요구되었다. 그림6.2는 새로운 실험 장치의 개략도를 보여준다. 실험장치의 소형화, 경량화에 따른 오차를 줄이기 위해 비접촉 가진기와 비접촉 센서(sensor)를 사용하였다. 실험장치의 제원은 표6.1과 같다.

Apparatus	Manufacturer & Type	
Non-contact Exciter & Amplifier	B&K Type MM0002 B&K Type 2706	20~2000Hz
Non-contact Velocity sensor & Amplifier	B&K Type MM004 B&K Type 5935	20~2000Hz
FFT analyzer	AND AD-3525	0~100kHz
Personal computer	Pentium MMX 200MHz	

표6.1 실험 장비의 제원

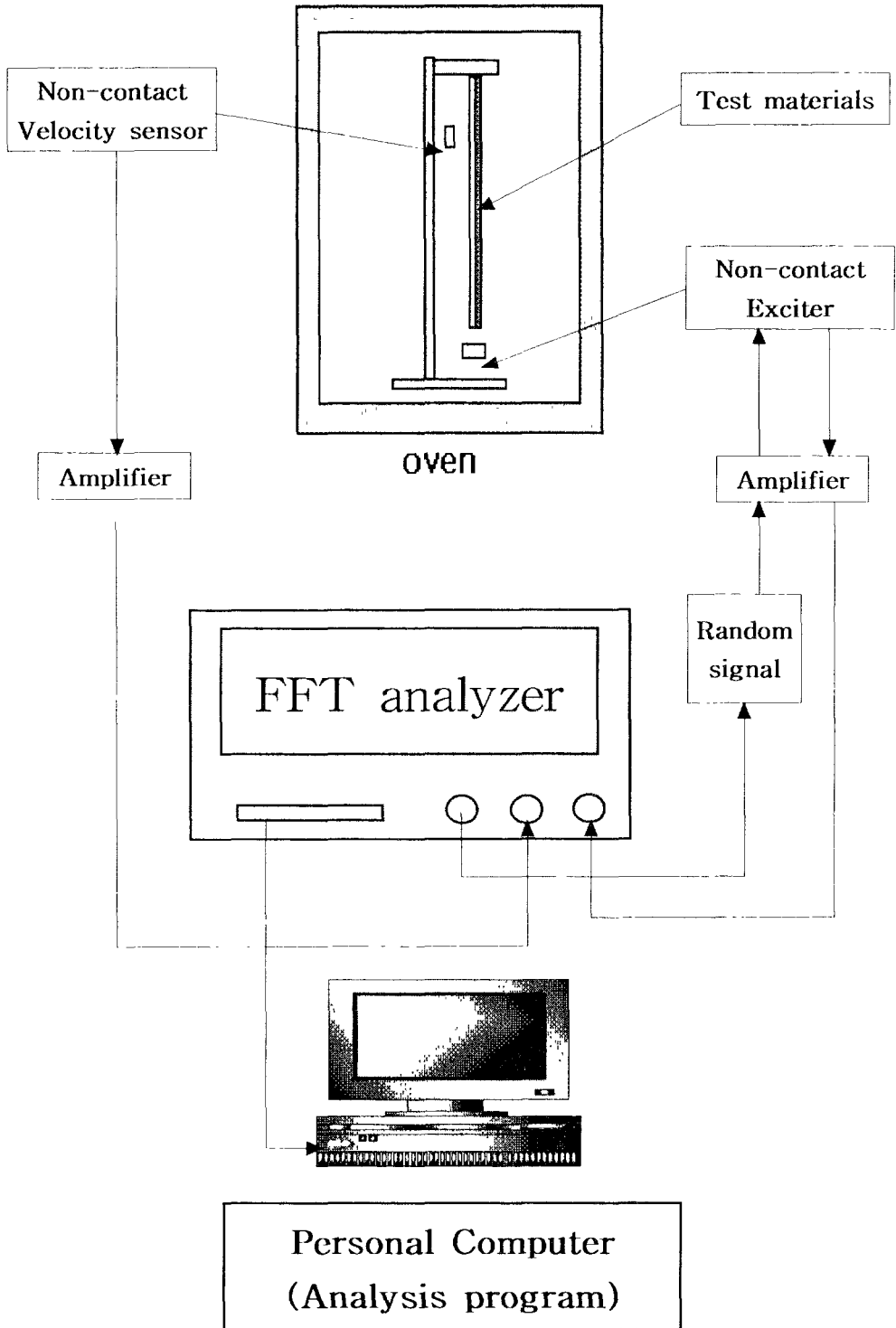


그림6.2 실험 장치의 개략도

### 6.2.1 실험 방법

실험에 사용된 시편은 폭, 길이, 두께가 각각 20mm, 200mm, 0.8mm로 정밀하게 가공된 Steel beam에 여러 가지 제진재를 부착하여 제작하였다. 온도 조건은 20℃, 40℃, 60℃에서 실험하였으며 20℃는 항온 항습실에서 40℃와 60℃는 실험 장치를 오븐(oven) 내에 설치하고 충분히 예열한 후 오븐 자체의 진동의 영향을 피하기 위해 오븐을 끄고 실험하였다. 이 실험에 사용한 제진재는 덕양 산업(주)에서 제작한 발포, A2, B2, C1, C2, C3 6가지이다.

## 6.3 실험 결과 및 분석

### 6.3.1 실험 결과

실험의 결과는 표6.2와 같다.

제품	온도	주파수	손실계수	제품	온도	주파수	손실계수	
발포	20	157.5	0.191	C1	20	121.0	0.071	
		122.4	0.118			342.6	0.078	
		354.0	0.177			675.8	0.093	
	60	115.6	0.059		40	114.2	0.045	
		321.9	0.061			316.5	0.038	
		636.5	0.077			624.4	0.042	
A2	20	116.4	0.069	60	115.5	0.038		
		328.7	0.070		306.6	0.023		
		649.1	0.085		602.3	0.022		
	40	110.3	0.038	C2	20	138.9	0.154	
		305.1	0.029			115.0	0.086	
		600.9	0.033			325.9	0.104	
	60	107.9	0.038	60	643.6	0.134		
		298.5	0.016		107.8	0.056		
		585.1	0.019		300.5	0.059		
		967.9	0.018		592.9	0.069		
B2	20	122.5	0.141	C3	20	162.7	0.235	
		353.9	0.178			40	121.7	0.165
	40	104.4	0.075		60	105.6	0.099	
		293.1	0.086			295.1	0.118	
	60	115.6	0.059		온도 : ℃, 주파수 : Hz			
		321.9	0.061					
	636.5	0.077						

표6.2 실험 결과

그림6.3은 120Hz 부근에서 각 제품의 Loss Factor이다.

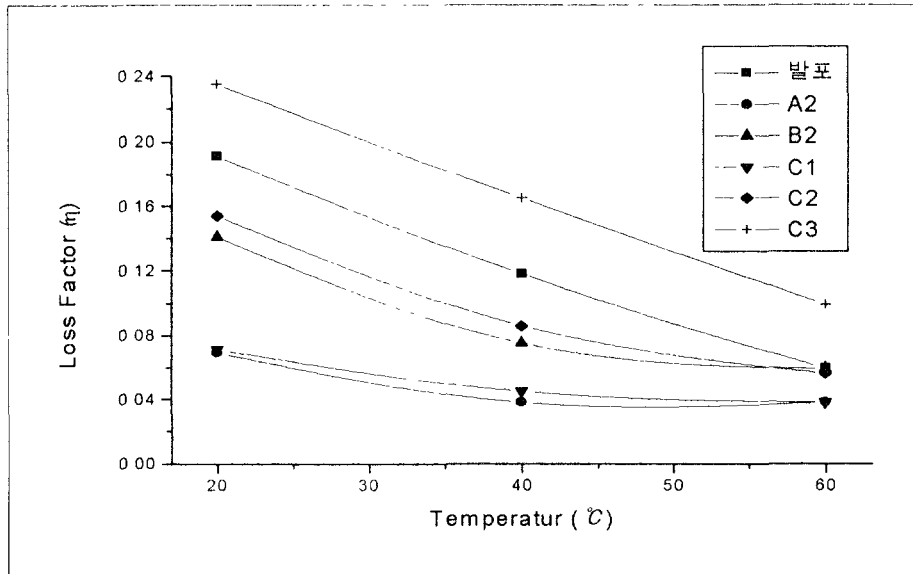


그림6.3 120Hz 부근에서 각 제품의 Loss factor

그림6.4는 330Hz 부근에서 A2, B2, C1의 Loss Factor이다.

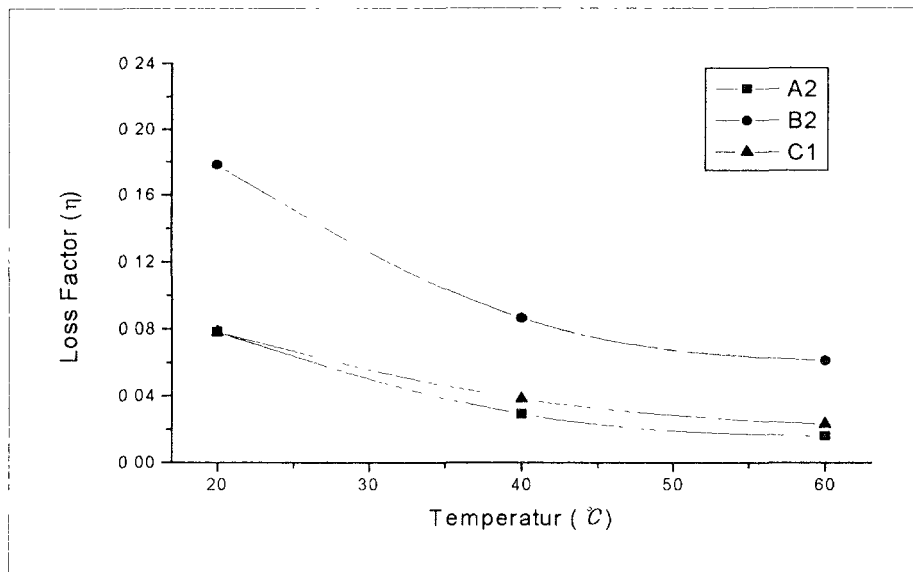


그림6.4는 330Hz 부근에서 A2, B2, C1의 Loss Factor이다.

### 6.3.2 실험의 문제점

그림6.5는 Anti-Vibration Pad A2를 피복한 복합판의 20℃에서 FRF와 Coherence이다.

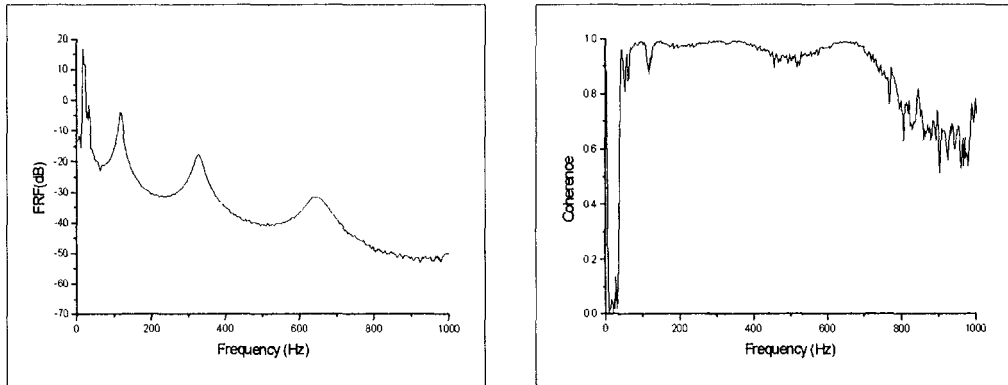


그림6.5 A2를 피복한 복합판의 20℃에서 FRF와 Coherence

그림6.5에서 보여지듯이 1차 공진 주파수는 sensor의 측정 범위(20Hz~2000Hz)에서 벗어나 신뢰할 수 없는 값이다. 마찬가지로 4차 공진 주파수 이상에서는 sensor의 측정 범위에 속하나 그 값이 아주 작아 Noise의 영향이 커짐을 볼 수 있다. 이 현상은 제진 성능이 좋은 제진재에서 두드러지게 나타난다.

그림6.6은 상대적으로 제진 성능이 좋은 Anti-Vibration Pad C3를 피복한 복합판의 20℃에서 FRF와 Coherence이다.

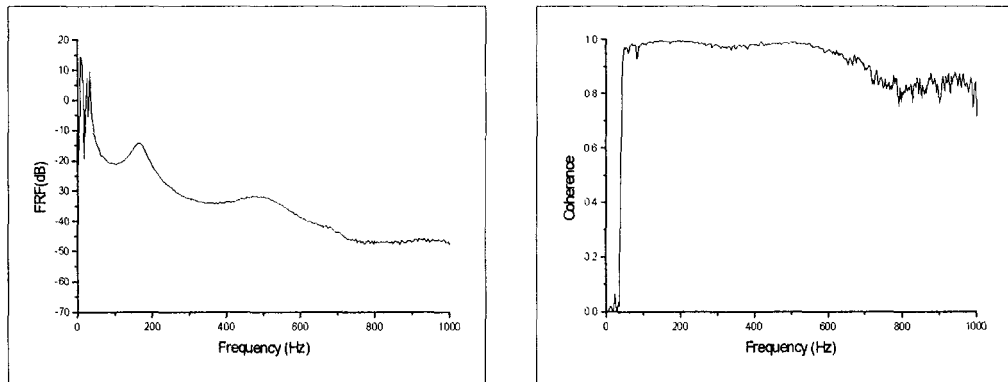


그림6.6 C3를 피복한 복합판의 20℃에서 FRF와 Coherence

그림6.6은 2차 공진 주파수도 질량의 영향으로 sensor의 측정범위(20Hz이상) 밖에 있음을 보여준다. 이러한 이유로 각각의 실험에서 얻을 수 있는 데이터의 수가 제한되어 동일 주파수, 온도 조건에서 여러 제품의 Anti-Vibration Pad의 제진 성능의 정확한 비교가 이 실험으로는 불가능하다. 그러나 제품의 두께를 조절하여 질량을 같게 한다면 각각의 공진 주파수가 같아지고 그 공진 주파수에서 재료의 제진 성능의 상대 비교가 가능하리라 생각된다. 또는 좀더 나은 sensitivity를 갖는 sensor를 사용하여 4차 이상의 공진 주파수에서

도 신뢰 할 수 있는 FRF 값을 측정하면 각각의 공진 주파수에서 측정한 loss factor를 curve fitting함으로써 특정 주파수에서의 Loss factor 산출하여 비교하거나 주파수에 대해 plot된 그래프에서 여러 제품의 loss factor를 비교할 수 있을 것이다.

그리고 실험에서 온도 조건을 20℃, 40℃, 60℃로 하여 실험하였다. 그러나 실험 결과 모든 제품의 전이 영역은 20℃이하에 존재한다. 즉 20℃이하의 온도 조건에서의 실험이 반듯이 필요하며 앞으로의 과제로 남는다.

## 7 평판의 진동과 음향 방사

### 7.1 경계요소법을 이용한 방사 소음 해석

그림7.1의 순서대로 구조 소음을 해석한다. 각 평판은 크기가 0.4m×0.4m인 강판과 구리판, 0.3m×0.5m인 강판과 구리판으로 모두 두께는 1mm 이다. 그리고 0.4m×0.4m 평판과 0.3m×0.5m 평판의 단순지지 경계조건에서의 자유 진동 모드를 구하여 표7.1 와 표7.2에 나타내었다.

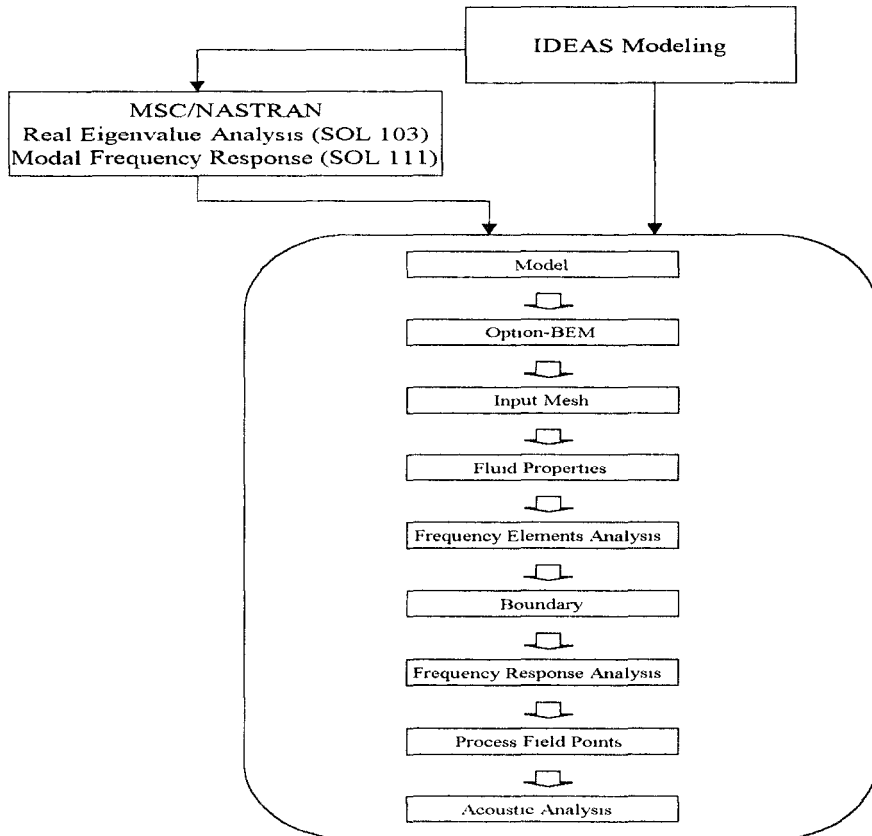


그림7.1 구조 소음 해석 절차



모드	steel		brass	
	이론식 고유주파수 [ Hz ]	NASTRAN 고유주파수 [ Hz ]	이론식 고유주파수 [ Hz ]	NASTRAN 고유주파수 [ Hz ]
1,1	30.6	30.3	21.6	21.3
2,1	76.7	75.4	54.0	53.1
2,2	122.8	117.9	86.4	82.9
1,3	153.4	150.9	108.0	106.2
3,3	276.2	255.5	194.4	180.9
4,4	491.1	434.8	345.6	305.9
5,5	767.3	647.8	540.0	455.6
4,7	997.5	958.6	702.1	674.5

표7.1 0.4m×0.4m 강판과 구리판의 모드 해석

모드	steel		brass	
	이론식 고유주파수 [ Hz ]	NASTRAN 고유주파수 [ Hz ]	이론식 고유주파수 [ Hz ]	NASTRAN 고유주파수 [ Hz ]
1,1	37.1	36.9	26.1	25.9
1,2	66.5	65.8	46.8	46.3
2,1	118.9	118.2	83.7	83.2
2,2	148.4	145.8	104.4	102.6
3,3	333.9	323.2	235.0	227.4
4,1	446.3	444.2	314.1	312.6
5,5	927.5	870.2	652.8	612.2

표7.2 0.3m×0.5m 강판과 구리판의 모드 해석

그림7.2과 그림7.3은 평판의 모드 형상을 보여 준다. 이는 NASTRAN에서 구한 평판의 각각의 고유 진동수에 대한 Mode Shape를 SYSNOISE에서 본 결과이다. 그림7.2과 그림

7.3은 각각  $0.4\text{m} \times 0.4\text{m}$  강판과  $0.3\text{m} \times 0.5\text{m}$  강판의 간단한 모드 형상을 나타낸 것이다.

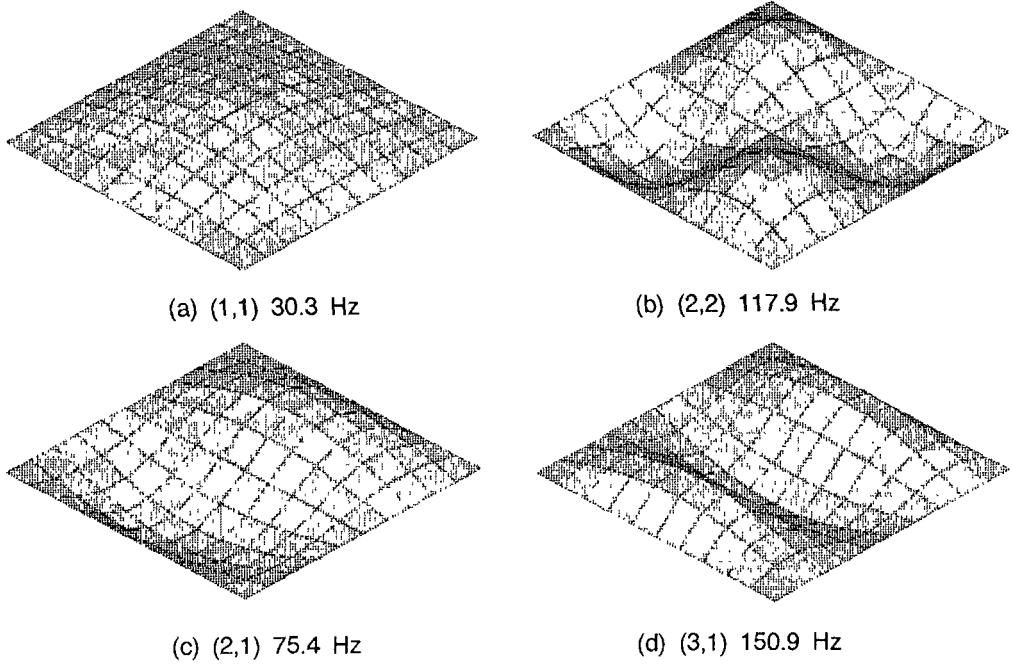


그림7.2  $0.4\text{m} \times 0.4\text{m}$  강판의 Mode Shape

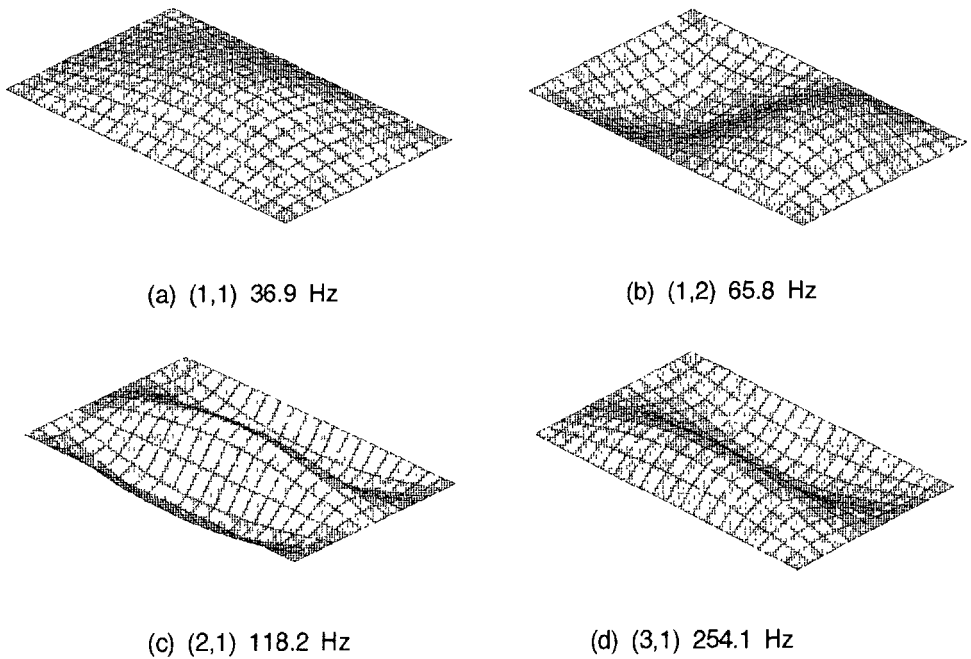


그림7.3  $0.3\text{m} \times 0.5\text{m}$  강판의 Mode Shape

진동하고 있는 표면으로부터 방사되는 소음을 구하기 위해서는 진동표면의 속도를 알아야 한다. 표7.3은 NASTRAN에서 주파수응답함수(Frequency Response Function)를 이용하여 구한 각 평판 표면의 속도이다.

평판	0.4×0.4 steel	0.4×0.4 brass	0.3×0.5 steel	0.3×0.5 brass
속도 [ m/s ]	0.0158	0.0146	0.00906	0.0114

표7.3 각 평판의 속도 경계

평판에서 방사되는 음압을 음향 해석 프로그램인 SYSNOISE로 구할 수 있다. 해석 방법은 그림7.1에 나타내었고, 경계요소방법(BEM)으로 진동하는 평판에서의 방사 음압을 구한다. 그림7.4은 SYSNOISE에서 Indirect BEM 방법으로 구한 0.4m×0.4m 강 평판 위 25cm 상단에서의 음압 분포 형태와, 0.3m×0.5m 강 평판 위 50cm 상단에서 음압 분포 형태를 나타낸 것이다. 그림7.5는 0.3m×0.5m 강 평판에서 방사하는 음압 분포를 수직적으로 나타낸 것이다. 그림7.6은 0.3m×0.5m 강판 위 50cm 상단에서 음압이 주파수별로 어떻게 변하는가를 나타낸 것이다. 그림7.7은 0.4m×0.4m 강판 위 25cm 상단에서 음압의 주파수별 분포를 나타낸 것이다.

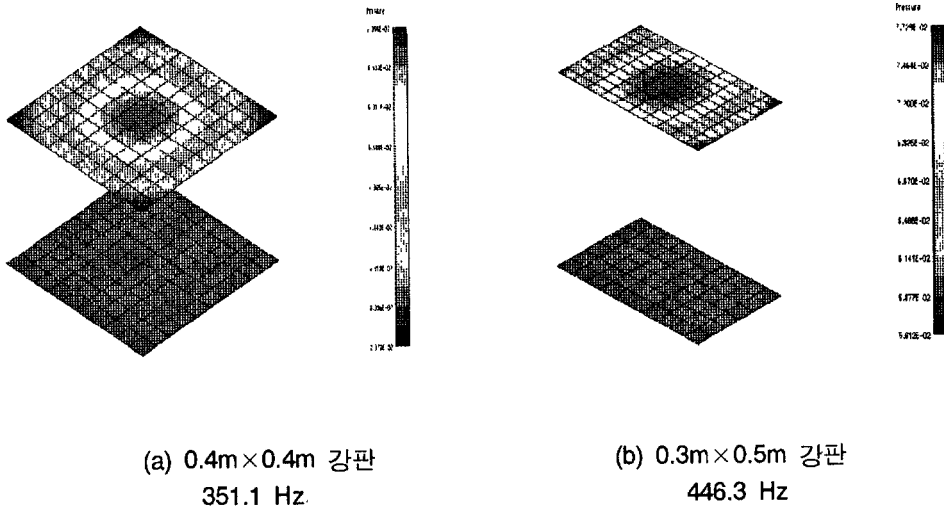


그림7.4 0.4m×0.4m 강판과 0.3m×0.5m 강판의 표면속도 경계와 방사 음압의 분포형태

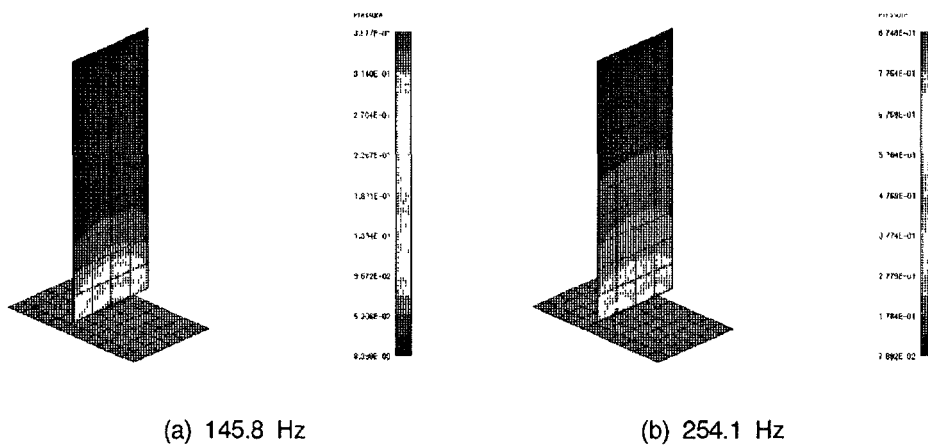


그림7.5 0.3m×0.5m 강판에서 방사되는 음압의 수직분포

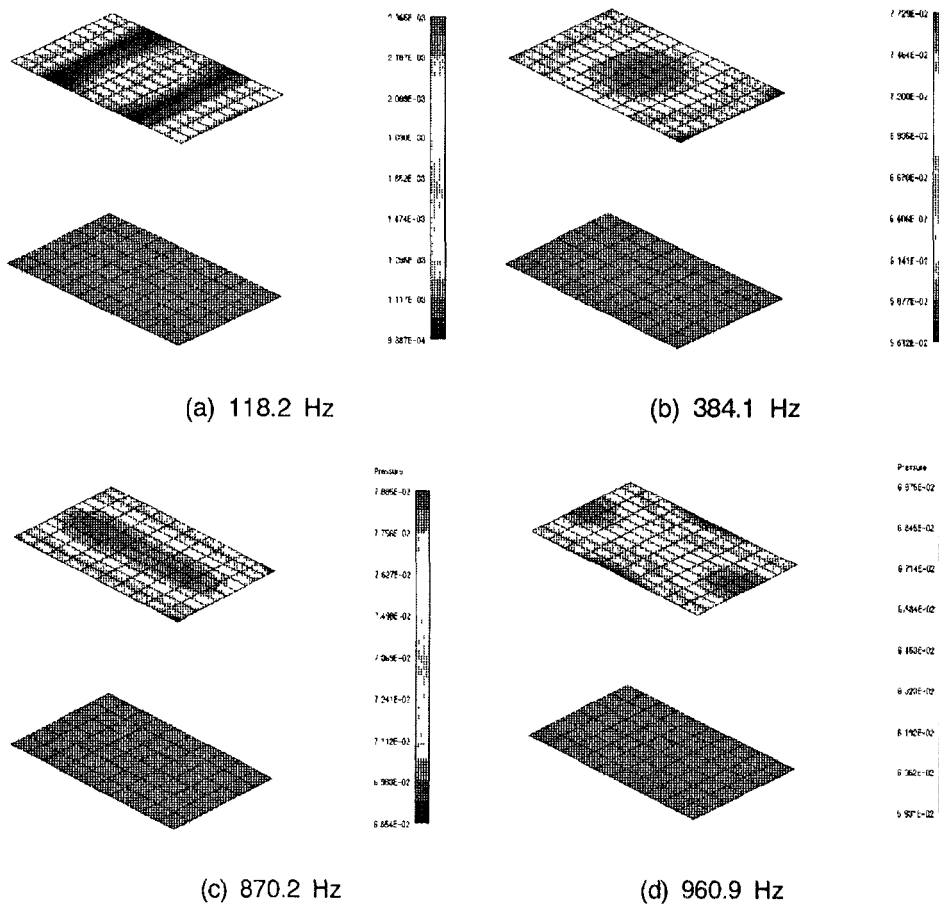


그림7.6 0.3m×0.5m 강판 위 50cm 지점의 주파수별 음압분포

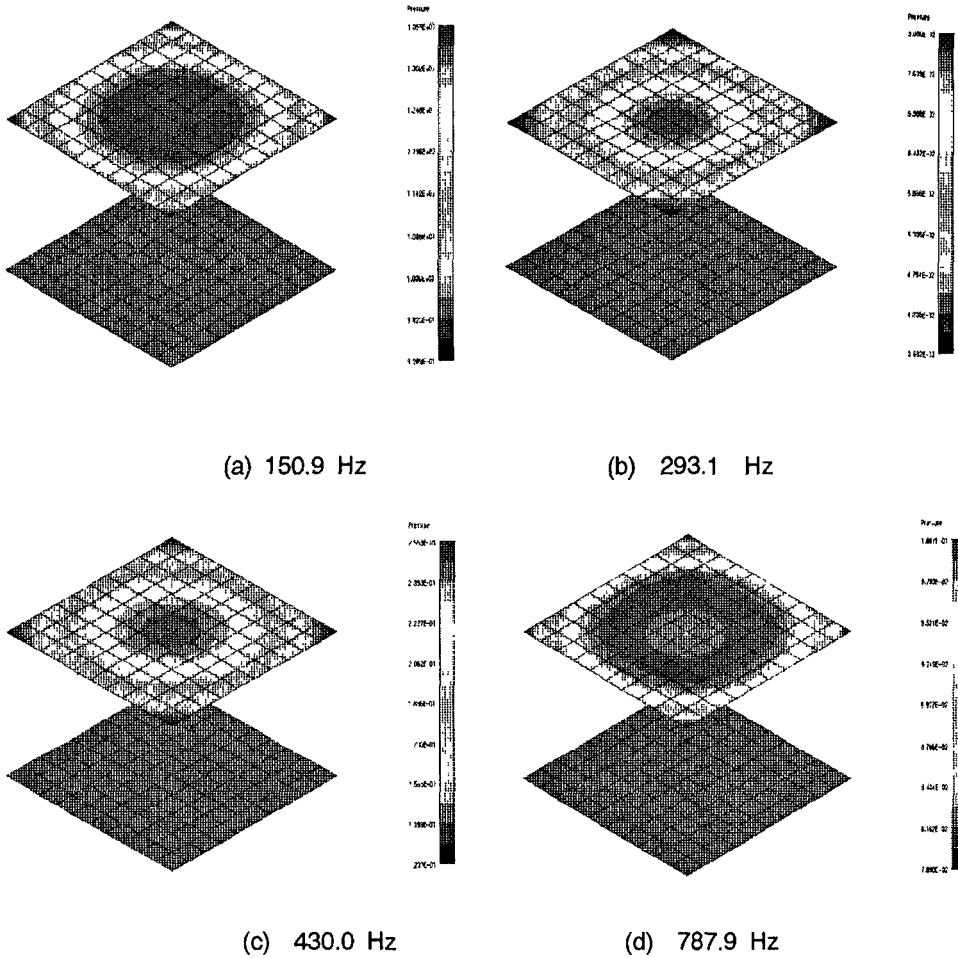


그림7.7 0.4m×0.4m 강판 위 25cm 지점의 주파수별 음압 분포

## 7.2 이론식과 SYSNOISE에서 구한 값과의 비교

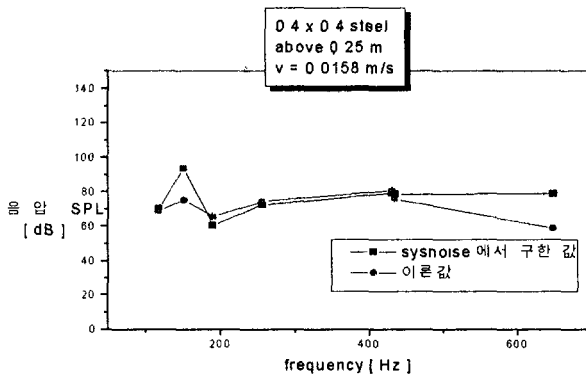
이론식과 SYSNOISE를 이용하여 구한 값을 비교해보자. 우선 평판의 고유진동수를 알아야 한다. 앞서 Wallace의 이론식에서 쓰인 평판에서의 속도경계가 고유진동수에서 나타나는 모드 함수 형태로 주어지고 또한 모드형태에서의  $p, q$ 가 계산에 사용되기 때문이다. 이론적인 wallace식으로 평판에서 방사되는 음압을, 평판에서의 위로 거리 25cm, 50cm, 1m 에서 음압으로 구했고 평판의 주파수 분석에 의해서 생긴 속도경계를 이용하여 간접적 경계요소방법(Indirect BEM)으로 SYSNOISE에서 음압을 구하여 앞서 구한 이론 값과 비교해 보았다.

여기서 평판표면의 속도경계는 NASTRAN의 주파수분석(FRF)방법에서 구해졌고, 각각

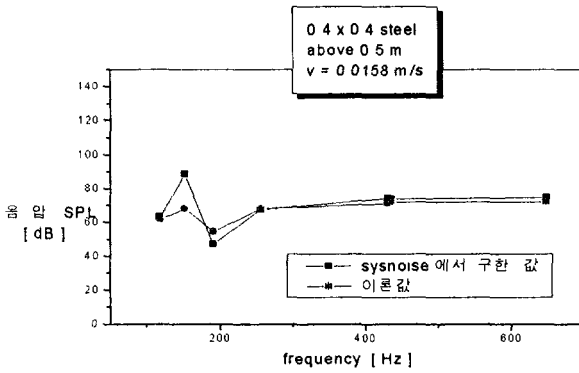
4가지 형태의 평판 즉 0.4m×0.4m의 강판, 0.4m×4m의 구리판, 0.3m×0.5m의 강판, 0.3m×0.5m의 구리판이 진동할 때의 음압을 평판 중심에서 위로 25cm, 50cm, 100cm 지점에서 구해 보았다. 표7.4는 0.4m×0.4m 강판이 단순지지 경계조건을 가질 때의 자유진동 모드와 진동에 의해서 발생하는 음압을 이론치와 음향 해석 프로그램인 SYSNOISE에서 구한 값과 비교한 결과이다. 다른 값들도 같은 방법으로 구해서 그래프로 나타내었다. 먼저 측정된 값과 이론값을 평판의 종류, 형태, 측정위치별로 나누어 이론치와 비교해 그림7.8, 그림7.9, 그림7.10, 그림7.11에 나타내었다.

모드	고유 주파수 [ Hz ]	NASTRAN 고유 주파수 [ Hz ]	이론 음압 [ N/m <sup>2</sup> ]	SYSNOISE 음압 [ N/m <sup>2</sup> ]	이론 SPL [ dB ]	SYSNOISE SPL [ dB ]
2,2	148.41	145.8	0.00316	0.00603	44.0	49.6
3,1	255.35	254.1	0.0351	0.116	64.9	75.3
3,3	333.92	323.2	0.0195	0.0207	59.8	60.3
3,4	402.7	384.1	0.0437	0.0232	66.8	61.3
4,3	524.8	509.0	0.00743	0.0248	51.4	61.9
3,7	726.8	677.9	0.0351	0.0417	64.9	66.4
5,4	839.2	804.8	0.0359	0.0437	65.1	66.8
5,5	927.6	870.2	0.0447	0.033	67.0	64.4

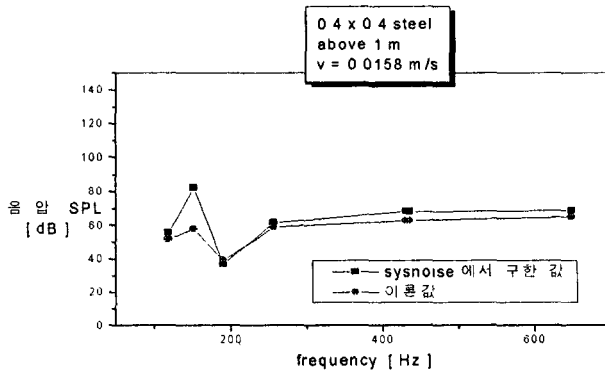
표7.4 0.4m×0.4m 평판 진동 모드와 평판 중심 위 1m 지점의 음압



(a) 평판 위 25cm에서 음압

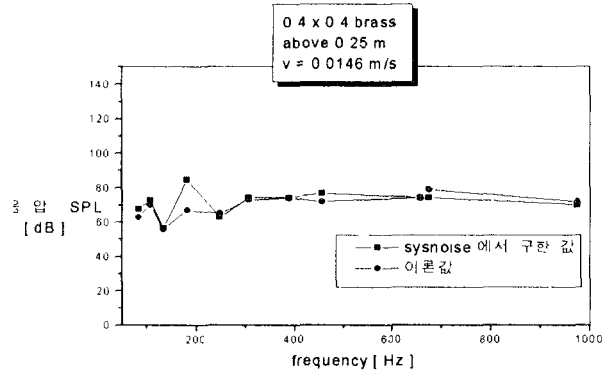


(b) 평판 위 50cm에서 음압

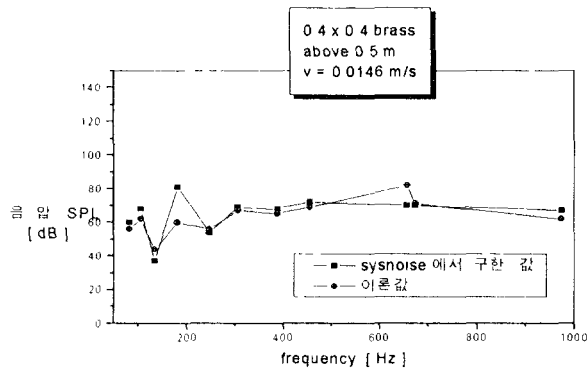


(c) 평판 위 1m에서 음압

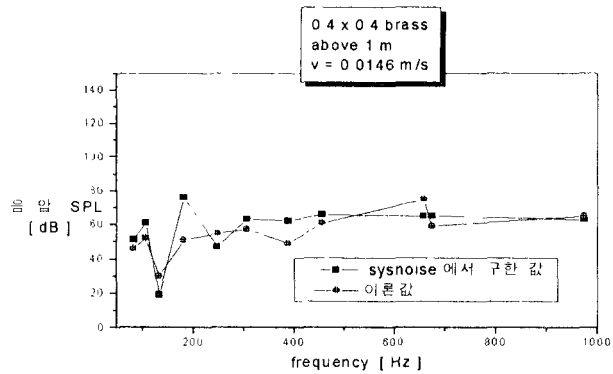
그림 7.8 0.4m x 0.4m 강판의 측정 높이에 따른 음압 비교



(a) 평판 위 25cm에서 음압



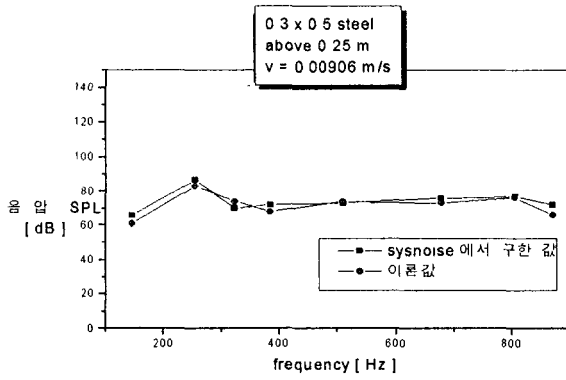
(b) 평판 위 50cm에서 음압



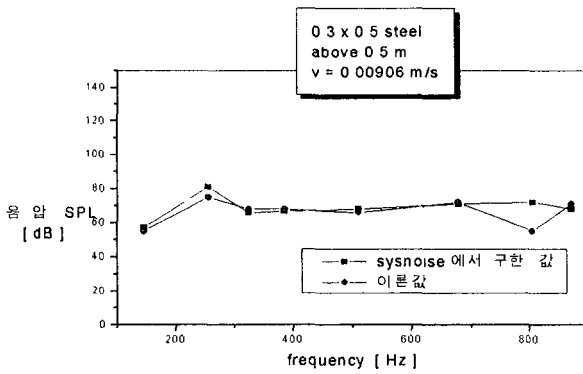
(c) 평판 위 1m에서 음압

그림.9.9 0.4m×0.4m 구리판의 측정 높이에 따른 음압 비교

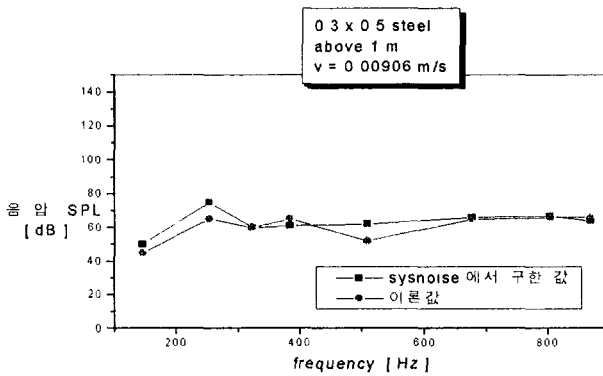




(a) 평판 위 25cm에서 음압

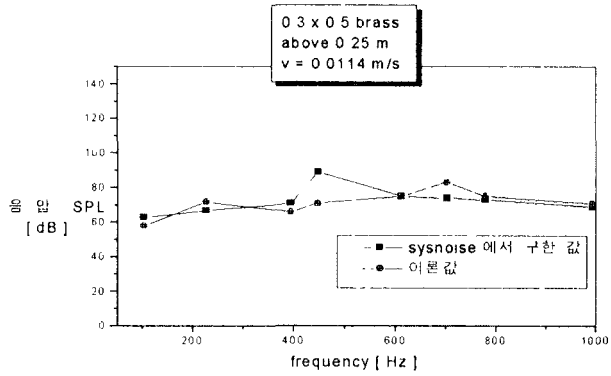


(b) 평판 위 50cm에서 음압

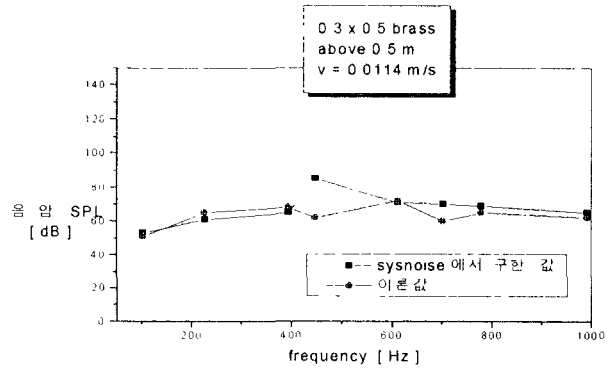


(c) 평판 위 1m에서 음압

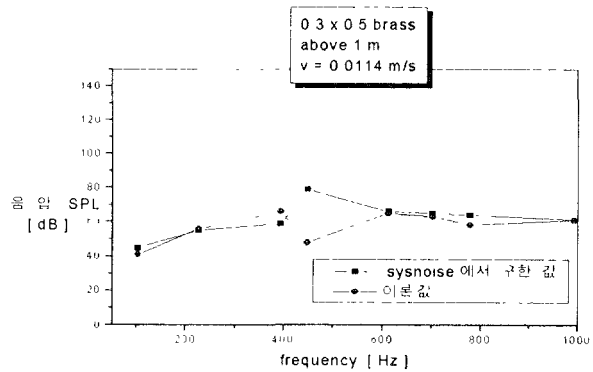
그림7.10 0.3m×0.5m 강판의 측정 높이에 따른 음압 비교



(a) 평판 위 25cm에서 음압



(b) 평판 위 50cm에서 음압



(c) 평판 위 1m에서 음압

그림7.11 0.3m×0.5m 구리판의 측정 높이에 따른 음압 비교

## 8 평판의 진동 실험

### 8.1 실험장치 개략도

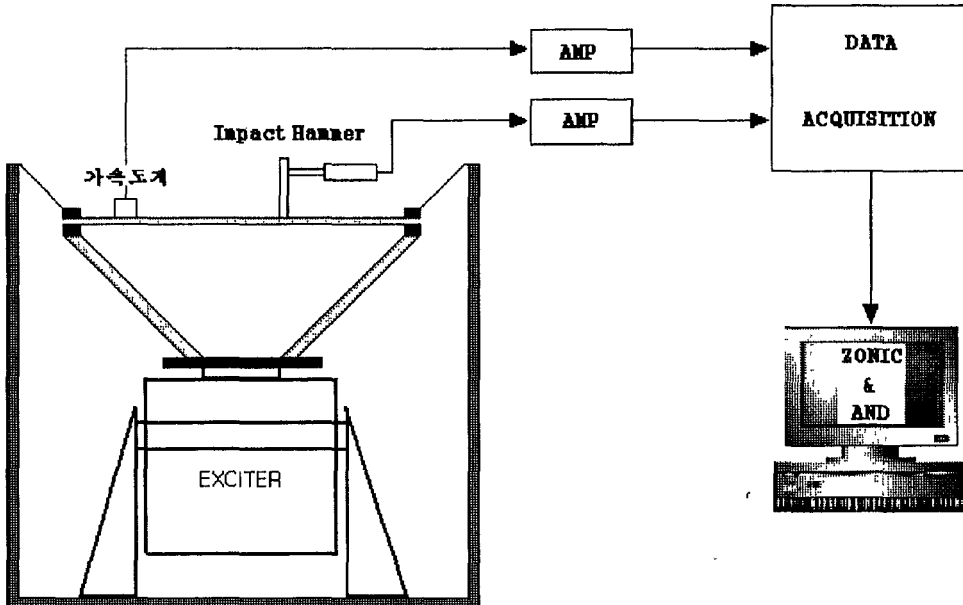


그림8.1 실험장치 개략도

가진기(EXCITER)를 이용하여 실험하는 것이 실험의 편의성이나 정확도 면에서 편리하나 본 실험에서는 Impact Hammer를 사용하여 실험하였다.

### 8.2 실험 장치의 제원

Appratus	Manufacturer & Type	Specification
Impact Hammer & Force Tranceducer	B&K type 8202/8200	500N
Acceleration	PCB type 353B14	5.50mV/g
Charge Amplitude	B&K type2635	1 chnnel
Input Channel Module	Zonic & AND	8input channel. 1output ch.
Signal Analyzer	Zonic&AND Macintosh Quadra 950	Max 40 KHz

표8.1 실험장비의 주요 제원

Material	Steel
Modulus of Elasticity, E	210GPa
Poisson's ratio, $\nu$	0.29
Mass density, $\rho$	7820kg/m
Thickness, t	0.9mm

표8.2 실험평판의 물성치

## 8.3 실험 결과

Mode	Natural Frequency	Modal Damping
1	41.54 Hz	1.651
2	54.42 Hz	2.207
3	77.70 Hz	2.107
4	99.74 Hz	2.707
5	108.37 Hz	0.936

표8.3 실험을 통해 구한 모달 파라미터

실험치	수치해석적 값	오 차
41.54	34.57	16.77
54.42	60.76	10.43
77.70	81.68	4.87
108.37	102.50	2.69
116.22	106.19	1.85

표8.4 실험치와 수치해석적 값의 비교

### 8.3.1 MODE SHAPE

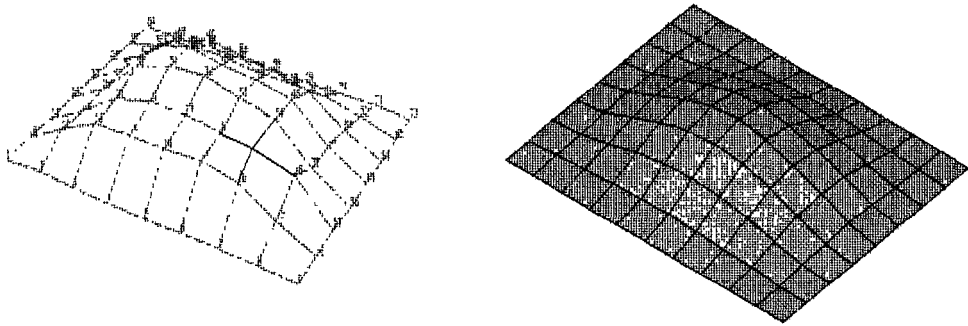


그림8.2 1차 mode shape

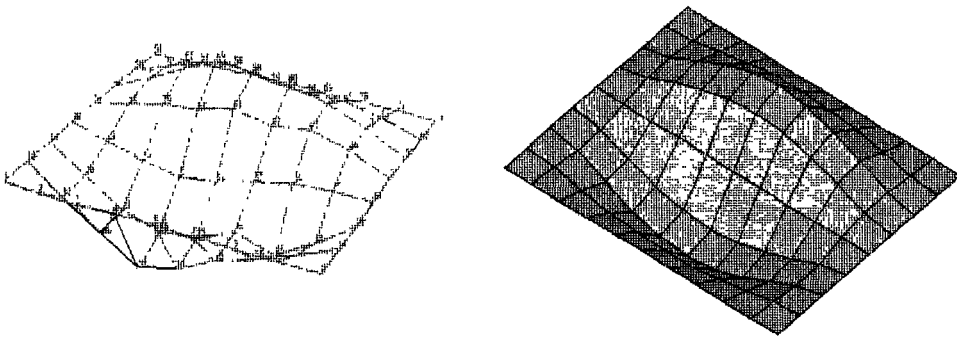


그림.3 3차mode shape

## 9 결론

본 연구의 최종 목적은 Anti-Vibration Pad를 이용하여 차체의 진동과 소음을 저감하는데 있다. 그 첫 단계인 제1차년도 연구에서는 Beam에 Anti-Vibration Pad를 부착한 시편을 사용하여 Pad의 제진 성능(Loss Factor)를 측정하는 방법을 확립하였으며 여러 온도 조건에서 실험하였다. 그리고 평판의 진동 특성과 방사 소음을 유한요소법(FEM)과 경계요소법(BEM)을 이용하여 해석하는 방법에 대해 연구하였다. 본 연구의 최종 목적을 달성하기 위하여 평판에서 Anti\_Vibration Pad의 제진 성능의 해석과 측정 방법 확립, 그리고 BIW의 진동과 소음 해석, 제진 성능과의 관계 확립 등이 연구 과제로 남아있다.

## 감 사

본연구는 “과학기술부-한국과학재단 지정 울산대학교 기계부품 및 소재 특성평가 연구센터”의 지원에 의한 것입니다.

## 참고 문헌

1. AHID D. NASHIF, 1985, “VIBRATION DAMPING”, John Wiley & Sons
2. ASTM E 756 - 83 “Standard Method for Measuring Vibration-Damping Properties of Materials”
3. Kenneth.G. McConnell, 1995, “Vibration Testing : Theory and Practice”, WILEY-INTERSCIENCE
4. Julius S. Bendat, Allan G. Piersol, 1986, “Random Data : Analysis and Measurement Procedures”, WILEY-INTERSCIENCE
5. Arthur W. Leissa, 1973, “Vibration of Shells”, NASA, Washing- ton D.C.
6. Wener Soedel, 1981, “Vibrations of Shells and Plates”, Mechanical Engineer- ing Series, Chap 3,5.
7. Singiresu.S. Rao, 1995, “Mechanical Vibration”, Addison-Wesley.
8. D.J. Ewins, 1986, “Modal Testing : Theory and Practice”
9. Frank Fahy, “Sound and Strucural Vibration”, ACADEMIC PRESS, pp 53-97
10. “MSC/NASTRAN Reference Manual”
11. “SYSNOISE Manuals”, NIT
12. 오재용, 이동익, 조준호, 송재은, 도중석 1995, “A Study on the sound transmission properis of Sound-structure interaction plate structure”, 한국소음진동공학회지, pp 56-61
13. 박동철, “Analysis of the structure-borne noise for simple car model”, SYSNOISE korean user’s Conference, pp 47 - 63
14. 김봉기, 이정권, 1995, “Reconstruction of Vibration of Vibroacoustic Field from the Measured pressures Using the the Boundary Element Method”, 한국 소음 진동공학 회지, pp 50-53
- 15 “Handbook of Noise and Vibration”, KSNVE, pp 83-88