

〈論 文〉

SEA 법에 의한 결합구조물의 음향방사파워 예측

오 재 응* · 이 명 렬**

(1988년 4월 11일 접수)

Prediction of Sound Radiation Power from Coupled Structures Using SEA

Jae-Eung Oh and Myung-Ryul Lee

Key Words : Statistical Energy Analysis(통계적 에너지 해석), Sound Radiation Power(음향 방사파워), Radiation Efficiency(방사율), Loss Factor(손실계수), Total Noise Reduction(총소음저감)

Abstract

SEA(Statistical Energy Analysis) method has been applied to predict the sound radiation power from vibrating machinery. In this study, sound radiation power was predicted from coupled structures by transmission of vibration, which composed of two plates welded into an L shape. The predicted sound radiation power is in agreement within 2 or 3 dB on octave band comparing with values obtained from direct measurements. Also, in order to prove the validity of this method in changes of sound radiation power associated with modifications to structures, rubber pad was stuck on a plate. The results agree approximately within 3 or 5 dB. And SEA method is valuable for the optimal design to reduce the noise. Additionally, this paper suggests that the logarithmic decrement method is valid as the one for finding the loss factor.

1. 서 론

최근 고도화된 정교한 기계 장비의 지속적인 발전과 함께 고주파진동 및 소음이 문제가 되고 있다. 이러한 기계장비는 정밀하기 때문에 고주파 진동에 의해 발생하는 음파적 영향으로 야기되는 피로, 소음진달이 성능이나 수명에 커다란 영향을 미치게 된다. 저주파에 대한 진동의 해석 기술은 충분히 발전하여 저주파 진동을 줄이는데 효과적이다. 그러나, 고주파 진동을 쉽고 효과적으로 다룰 수 있는 기법은 별로 없다. 또한 진동문제와 더불어 소음에 대한 근원적인 원인 규명과 이에 대한 제어방안에 대한 관심이 높아지고 있다. 이러한 진

동에 의해 발생하는 소음을 제어하는데 있어 진동과 소음의 상관관계에 대한 연구가 선행 되어야 한다^(1,2).

SEA(Statistical Energy Analysis)⁽²⁾는 결합된 계 사이의 에너지 교환을 효과적으로 해석하는 방법으로, 최근 결합구조물의 진동과 음향의 분포를 해석하는 데 많이 응용되고 있다^(10,13). 또한 구조물의 진동에 의한 소음의 발생에 대해 통계적 에너지 해석방법을 도입하여 진동에 의한 소음의 방사량을 예측하는 기법은 소음과 진동의 동시 제어를 최적으로 할 수 있는 유용한 방법이다^(3,4).

본 연구에서는 경계조건에 대한 음향 방사율을 계산하고, 또한 각각의 구조물을 가진하여 진동을 측정하여 음향 방사 파워를 예측한다.

그리고 두 개의 구조물을 결합하여 SEA 파라미터를 계산함으로써 하나의 구조물의 가진에 의해

* 정희원, 한양대학교 공과대학 정밀기계과

** 금성사 가전연구소

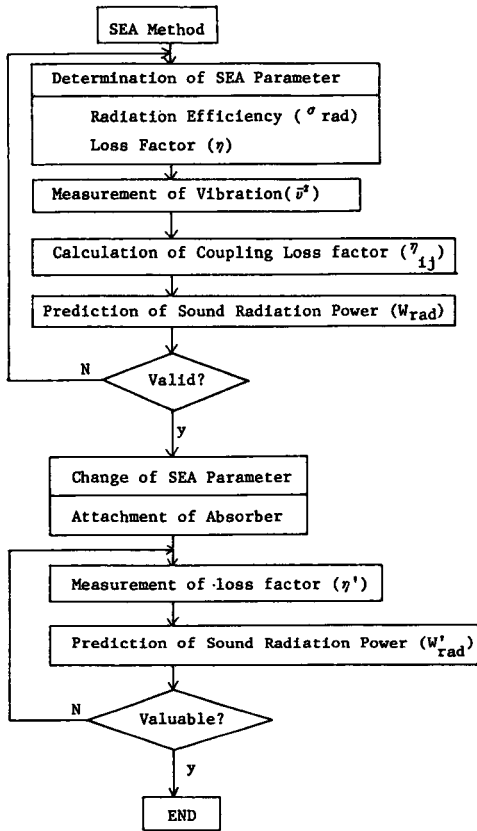


Fig. 1 Flow chart of SEA method

다른 구조물에 전달되는 진동량으로부터 발생하는 음향 방사파워를 예측한다. 또한 Fig. 1에서 보는 것처럼 예측된 결과를 실험을 통해 타당성을 검증하고 각각의 SEA 파라미터를 변화하여 음향방사량을 예측함으로써 고무패드와 같은 방진재를 부착하여 최적한 소음, 방진을 설계할 수 있도록 기여하는데 목적이 있다.

1. 이론해석

2.1 평판의 음향방사 이론

구조부재의 대표적인 것으로 평판이 있다. 내부 감쇠가 없는 얇은 무한 평판이 기계적으로 가진되어 발생하는 굽힘파가 일차원적으로 전파하여 굽힘파의 진행방향과 평행으로 나눈 단면내에서 진동한다. 평판의 진동과 음압의 관계로부터 방사되는 음압은 공기중을 전파하는 음의 파수(k)와 평판의 굽힘진동에 의해 발생하는 굽힘파의 파수(k_p)를 이

용하여 나타내면 다음과 같다.

$$p(x, y) = \frac{V_0 \rho c}{\sqrt{1 - k_p^2/k^2}} e^{-jk_p y} e^{-j\sqrt{k^2 - k_p^2} x} \quad (1)$$

여기서 x, y 는 평판의 위치, c 는 공기중의 음속, ρ 는 공기밀도를 각각 나타낸다.

한편, 식(1)의 k_p 와 k 의 크고 작음에 따라 3개의 주파수 영역으로 나누어 음향방사율을⁽³⁾ 구한다.

(1) $k_p > k$ (임계주파수보다 적을때)

이 경우는 코너모드 (corner mode)와 에지모드 (edge mode)가 발생한다.

$$\sigma_{rad} \approx \frac{\lambda_c^2}{s} g_1(\lambda) + \frac{P\lambda_c}{s} g_2(\alpha) \quad (2)$$

$$P = 2(l_x + l_y), \quad s = l_x l_y$$

$$g_1(\alpha) = \begin{cases} \frac{8}{\pi^4} \frac{(1-2\alpha^2)}{\alpha(1-\alpha^2)^{1/2}}, & f < f_c/2 \\ 0, & f > f_c/2 \end{cases}$$

$$g_2(\alpha) = \frac{1}{4\pi} \left[\frac{(1-\alpha^2) \ln \left(\frac{1+\alpha}{1-\alpha} \right) + 2\alpha}{(1-\alpha^2)^{3/2}} \right]$$

$$\alpha = \left(\frac{f}{f_c} \right)^{1/2}$$

여기서 f_c 는 임계주파수 (critical frequency)

$$\left(= \frac{C^2}{1.8 h C_L} \text{ Hz} \right)$$

(2) $k_p = k$ (임계주파수일때)

$$\sigma_{rad} \approx \left(\frac{l_x}{\lambda_c} \right)^{-1/2} + \left(\frac{l_y}{\lambda_c} \right)^{1/2} \quad (3)$$

(3) $k_p < k$ (임계주파수 이상일때)

$$\sigma_{rad} \approx \left(1 - \frac{f_c}{f} \right)^{-1/2} \quad (4)$$

이다.

2.2 진동측정에 의한 음향방사파워 예측이론

n 개의 부분 구조물로 결합된 구조물은, 각각의 부분 구조물이 분리된 소음원으로 생각되므로, 이때 각각의 구조물의 진동측정에 의해 결합 구조물의 전 방사량은 다음과 같다.

$$W_{rad} = \sum_{j=1}^N \rho c \sigma_{rad}^j A_j < \bar{v}_j^2 > \quad (5)$$

여기서 ρ : 공기의 밀도

c : 공기중에서 음의 속도

σ_{rad}^j : j 번째 부분 구조물의 방사효율

A_j : j 번째 부분 구조물의 면적

$\langle \bar{v}_j^2 \rangle$: j 번째 부분 구조물의 평균 자승 속도

도

이 때 h_j 를 j 번째 부분 구조물의 평균두께 (average thickness) ρ_m^j 를 j 번째 부분 구조물의 밀

도라 하면 식(5)는

$$W_{rad} = \sum_{j=1}^N \rho C \sigma_{rad}^j \langle \bar{v}_j^2 \rangle \rho_m^j h_j A_j / \rho_m^j h_j$$

$$= \sum_{j=1}^N \rho C \sigma_{rad}^j m_j \langle \bar{v}_j^2 \rangle / \rho_m^j h_j \quad (6)$$

여기서 m_j 는 j 번째 부분 구조물의 질량이고, 외 부분부터의 가진력이 하나의 부분 구조물에만 작용하고, 그 가진력이 다른 부분 구조물에 전달되어 가진되는 경우에는 식(6)은 다음과 같이 된다.

$$W_{rad} = W_{rad}^i + \sum_{j=1}^N W_{rad}^j$$

$$= \frac{\rho C \sigma_{rad}^i m_i \langle \bar{v}_i^2 \rangle}{\rho_m^i h_i} \left(1 + \sum_{j=1}^N \frac{m_j \langle \bar{v}_j^2 \rangle \sigma_{rad}^j h_j \rho_m^j}{m_i \langle \bar{v}_i^2 \rangle \sigma_{rad}^i h_j \rho_m^i} \right) \quad (7)$$

$$\begin{bmatrix} \gamma_{11} & -\gamma_{12} & \cdots & -\gamma_{1,(i-1)} & -\gamma_{1,(i+1)} & \cdots & \gamma_{1N} \\ -\gamma_{21} & \gamma_{22} & \cdots & -\gamma_{2,(i-1)} & -\gamma_{2,(i+1)} & \cdots & \gamma_{2N} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ -\gamma_{(i-1),1} & -\gamma_{(i-1),2} & \cdots & \gamma_{(i-1),(i+1)} & -\gamma_{(i-1),(i+1)} & \cdots & \gamma_{(i-1),N} \\ -\gamma_{(i+1),1} & -\gamma_{(i+1),2} & \cdots & -\gamma_{(i+1),(i-1)} & -\gamma_{(i+1),(i+1)} & \cdots & -\gamma_{(i+1),N} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ -\gamma_{N1} & -\gamma_{N2} & \cdots & \gamma_{N(i-1)} & -\gamma_{N,(i+1)} & \cdots & \gamma_{NN} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E_1/E_i \\ E_2/E_i \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ E_{i-1}/E_i \\ E_{i+1}/E_i \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ E_N/E_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \gamma_{1i} \\ \gamma_{2i} \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \gamma_{(i-1),i} \\ \gamma_{(i+1),i} \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \gamma_{Ni} \end{bmatrix} \quad (9)$$

여기서 $\gamma_{ii} = \eta_i + \sum_{j=1}^N \eta_{ij}$

$$\gamma_{ij} = \eta_{ij} \eta_{ji}$$

$$\eta_{ij} = \begin{cases} \eta_i / \eta_j, & i \neq j \\ 1, & i = j \end{cases}$$

η_i : i 번째 부분 구조물의 내부 손실계수

η_{ij} : i 번째 부분 구조물로부터 j 번째 부분

구조물로 전달될 때의 결합손실계수

식(8)에서 j 번째 부분 구조물로부터 방사된 음향 파워는

$$W_{rad}^j = W_{rad}^i \frac{E_j \sigma_{rad}^j h_j}{E_i \sigma_{rad}^i h_i} \quad (10)$$

그러므로 n 개의 구조물의 결합에 의해 j 번째 구조물로부터 방사되는 음향 파워는 $\langle \bar{v}_j^2 \rangle$ 의 측정에 의해서 얻을 수 있다.

방진재 부착에 의한 음향파워는

$$W_{rad}^i = \rho C \sigma_{rad}^i A_i \langle \bar{v}_i^2 \rangle \left(1 + \sum_{j=1}^N \frac{E_j \sigma_{rad}^j h_j}{E_i \sigma_{rad}^i h_j} \right) \quad (11)$$

부분 구조물이 같은 재질이라면, 재질의 밀도가 일정하다.

즉 $\rho_m^j = \rho_m^i = \rho_m$ 이 되므로 식(7)은 다음과 같이 된다.

$$W_{rad} = \frac{\rho C \sigma_{rad}^i m_i \langle \bar{v}_i^2 \rangle}{\rho_m h_j} \left(1 + \sum_{j=1}^N \frac{m_j \langle \bar{v}_j^2 \rangle \sigma_{rad}^j h_j}{m_i \langle \bar{v}_i^2 \rangle \sigma_{rad}^i h_j} \right)$$

$$= W_{rad}^i \left(1 + \sum_{j=1}^N \frac{E_j \sigma_{rad}^j h_j}{E_i \sigma_{rad}^i h_j} \right) \quad (8)$$

여기서 E_j/E_i 는 가진된 부분 구조물에 대한 전달 에너지에 의해 가진되는 j 번째 부분 구조물의 에너지 비이다. 이 비는 내부 손실 계수(η_i)와 결합 손실계수(η_{ij})에 의한 신허 대수해로부터^(6,7,8) 얻어질 수 있다.

W_{rad}^i : 방진재 부착에 의해 방사된 음향 파워

$\langle \bar{v}_j^2 \rangle$: 방진재 부착에 의한 평균 자승 속도

E_j/E_i : 방진재를 부착한 구조물의 에너지비

구조물에 가해진 총 파워(power)는 구조물로부터 방사된 총음향 파워와 구조물내에서 소멸되는 파워와의 합과 같다.

방진재를 부착하지 않은 경우의 구조물에 가해진 총 파워(power)를 T_{in} 이라 하면

$$T_{in} = \frac{\rho C \sigma_{rad}^i}{\rho_m h_i} \left(1 + \sum_{j=1}^N \frac{E_j \sigma_{rad}^j h_j}{E_i \sigma_{rad}^i h_j} \right) m_i \langle \bar{v}_i^2 \rangle$$

$$+ \omega m_i \langle \bar{v}_i^2 \rangle \left(\eta_i + \sum_{j=1}^N \frac{E_j}{E_i} \eta_j \right)$$

$$= \left[\frac{\rho C \sigma_{rad}^i}{\rho_m h_i} \left(1 + \sum_{j=1}^N \frac{E_j \sigma_{rad}^j h_j}{E_i \sigma_{rad}^i h_j} \right) + 2\pi f \eta_{si} \right] m_i \langle \bar{v}_i^2 \rangle \quad (12)$$

여기서 η_{si} 는 가진된 부분 구조물 i 에서 측정된 총 손실계수이다.

$$\eta_{si} = \eta_i + \sum_{j=1}^N \frac{E_j}{E_i} \eta_j \quad (13)$$

방진재를 부착한 경우의 구조물에 가해진 총 파워를 T_{in} 이라 하면

$$T_{in}' = \left\{ \frac{\rho C \sigma_{ra}^i}{\rho_m h_i} \left(1 + \sum_{j=1}^N \frac{E_j'}{E_i} \frac{\sigma_{ra}^j}{\sigma_{ra}^i} \frac{h_i}{h_j} \right) + 2\pi f \eta_{si}' \right\} m_i \langle \bar{v}_i^2 \rangle \quad (14)$$

총 입력 파워는 같으므로 $T_{in} = T_{in}'$ 일때의 방정식을 $\langle \bar{v}_i^2 \rangle$ 에 대해 풀면

$$\langle \bar{v}_i^2 \rangle = \left\{ \frac{\rho C \sigma_{ra}^i}{\rho_m h_i} \left(1 + \sum_{j=1}^N \frac{E_j'}{E_i} \frac{\sigma_{ra}^j}{\sigma_{ra}^i} \frac{h_i}{h_j} \right) + 2\pi f \eta_{si}' \right\} / \left\{ \frac{\rho C \sigma_{ra}^i}{\rho_m h_i} \left(1 + \sum_{j=1}^N \frac{E_j'}{E_i} \frac{\sigma_{ra}^j}{\sigma_{ra}^i} \frac{h_i}{h_j} \right) + 2\pi f \eta_{si}' \right\} \langle \bar{v}_i^2 \rangle \quad (15)$$

식(15)를 식(11)에 대입하면 방진재 부착에 따라 구조물로부터 방사되는 총 음향파워는

$$W_{ra}^i = \rho C \sigma_{ra}^i A_i \langle \bar{v}_i^2 \rangle \left(1 + \sum_{j=1}^N \frac{E_j'}{E_i} \frac{\sigma_{ra}^j}{\sigma_{ra}^i} \frac{h_j}{h_i} \right) \times \left\{ \frac{\rho C \sigma_{ra}^i}{\rho_m h_i} \left(1 + \sum_{j=1}^N \frac{E_j'}{E_i} \frac{\sigma_{ra}^j}{\sigma_{ra}^i} \frac{h_i}{h_j} \right) + 2\pi f \eta_{si}' \right\} / \left\{ \frac{\rho C \sigma_{ra}^i}{\rho_m h_i} \left(1 + \sum_{j=1}^N \frac{E_j'}{E_i} \frac{\sigma_{ra}^j}{\sigma_{ra}^i} \frac{h_i}{h_j} \right) + 2\pi f \eta_{si}' \right\} \quad (16)$$

대부분 실제 기계 구조물에서 내부 손실 계수 (internal loss factor)는 상대적으로 크고 방사된 음향파워는 소멸된(dissipated) 파워에 비해 작으므로 $W_{ra}^i \ll m_i \langle \bar{v}_i^2 \rangle \eta_j$ 이다. 총 입력 파워를 다음과 같이 나타내면 방정식을 간단히 할 수 있다.

$$T_{in} \approx 2\pi f \eta_{si} m_i \langle \bar{v}_i^2 \rangle \quad (17)$$

방정식(15)와 (16)은 각각

$$\langle \bar{v}_i^2 \rangle \approx (\eta_{si} / \eta_{si}') \langle \bar{v}_i^2 \rangle \quad (18)$$

$$W_{ra}^i = \rho C \sigma_{ra}^i A_i \langle \bar{v}_i^2 \rangle \left(\frac{\eta_{si}}{\eta_{si}'} \right) \times \left(1 + \sum_{j=1}^N \frac{E_j'}{E_i} \frac{\sigma_{ra}^j}{\sigma_{ra}^i} \frac{h_i}{h_j} \right) \quad (19)$$

j 번째 구조물로부터 방사되는 음향파워는

$$W_{ra}^{i'} = W_{ra}^i \cdot \frac{E_j'}{E_i} \cdot \frac{\sigma_{ra}^j}{\sigma_{ra}^i} \cdot \frac{h_i}{h_j} \quad (20)$$

여기서

$$W_{ra}^{i'} = \rho C \sigma_{ra}^i A_i \left(\frac{\eta_{si}}{\eta_{si}'} \right) \langle \bar{v}_i^2 \rangle$$

이다.

또한 방진재 부착유무에 따른 총 소음 저감 (noise reduction)은 다음과 같은 식을 이용하여

구한다.

$$N = 10 \log(W_{ra} / W_{ra}') \quad (21)$$

3. 실험장치 및 방법

본 실험에 사용된 평판은 $600 \times 600 \times 1.0$ mm(평판 1)와 $600 \times 400 \times 1.0$ mm(평판 2) 크기의 2장의 알루미늄 평판을 용접하여 가진기(EMIC Model 511B)로 가진하고 이때 발생하는 진동 및 음압레벨은 평판 1은 16개 지점, 평판 2는 12개 지점에 대하여 진동을 측정하고 음압레벨은 평판의 진동 픽업으로부터 2.5cm 떨어진 곳에 설치된 Microphone(B & K 4133, 1/2인치)에 의해 동시에 측정하여 평균치를 구하였다. 방진재(1mm 두께의 고무패드)의 부착에 따른 음향 방사 파워예측을 위한 실험은 참고문헌 (3)에 의하여 음이 많이 방사되는 내부분에 부착하였다.

대수 감쇠율은 Fig. 2 및 Fig. 3에 나타난 계통도에 의해 평균치로부터 참고문헌 (5)에 의해 손실계수를 구하였다.

4. 음향 파워 방사 예측

4.1 음향 방사율

음향방사 파워를 예측하기 위하여 Fig. 3와 같은 순서에 의하여 본 연구를 수행하였다. 이 때, 진동에 의해 평판이 가진될 때 평판의 굴곡파(flexural wave)에 의해 음향 방사 특성이 결정된다. 즉 굴

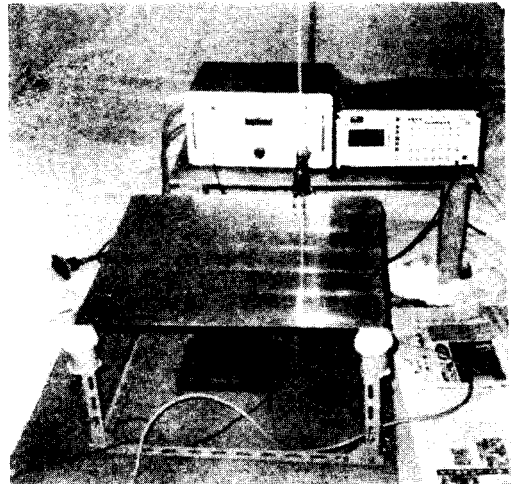


Fig. 2 Sound pressure measurement

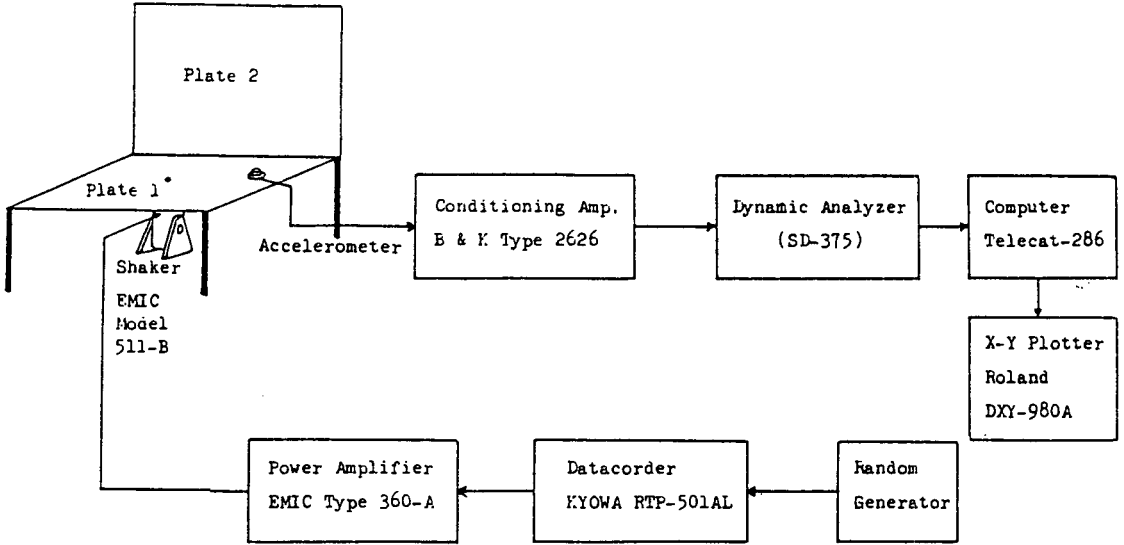


Fig. 3 Vibration measuring system

곡파의 속도가 공기음의 속도보다 작은 경우에는 코너 모우드나 에지 모우드에 의해 음향방사가 발생한다. 평판의 두께와 크기에 따른 파수(wave number)가 공기의 파수 보다 작을 때는 $f=3c/p$ (p : 판의 둘레) 이상에서는 대략 1.8 dB/옥타브(octave)의 기울기를 갖는 곡선을 나타내며 대략 $(p/2\lambda_c)$ 에서 최대값까지 상승하나 임계주파수 이상에서는 $\sigma_{rad} \approx 1$ 로 떨어진다.

본 연구에서 사용된 알루미늄 평판의 음향 방사율(radiation efficiency)을 Fig. 4(—실선)에 나타

내었다⁽⁵⁾. 이 결과 두께 1mm인 알루미늄 평판의 임계 주파수에서 최대값을 갖고 그 이상에서는 $\sigma_{rad} \approx 1 (10\log \sigma_{rad} \approx 0)$ 에 접근함을 알 수 있다. 또한 평판의 한 쪽 면이 일단지지 되었을 때 그 에지에서는 변위가 발생하지 않으므로 단순지지된 평판보다 크기가 2배 된 경우로 생각할 수 있다. 그러므로 에지의 일단지지 효과는 임계 주파수 이하에서는 단순지지된 평판보다 3dB정도 증가함을 알 수 있다(Fig. 4 참조; ...점선).

4.2 손실계수(Loss Factor)

평판의 각 측정점에서 측정된 손실계수는 평균하여 나타낸다.

1/3 옥타브 대역상에서 각 대역폭에 대한 손실계수는 결합된 두 구조물의 음향 방사 파워를 예측하는데 중요한 파라미터로써, SEA 파라미터(parameter)라 한다. 입력된 에너지는 진동과 음으로 방사될 뿐 아니라 내부 감쇠에 의해 손실된다. 결합된 평판에서 임의의 랜덤(random) 가진력에 의해 평판 내부에서 소멸(dissipation)되는 에너지를 제외한 에너지는 진동과 음으로 방출될 뿐 아니라 결합된 다른 구조물에 전달된다. 이 전달이 이루어질 때 전달 에너지 역시 손실이 발생하며 이를 결합 손실(coupling loss)이라 한다. 또한 방진재 부착에 의해 흡수되는 진동을 내부 손실로 생각하면 평판 1과 평판 2의 결합에 의해 발생하는 총 음향 방

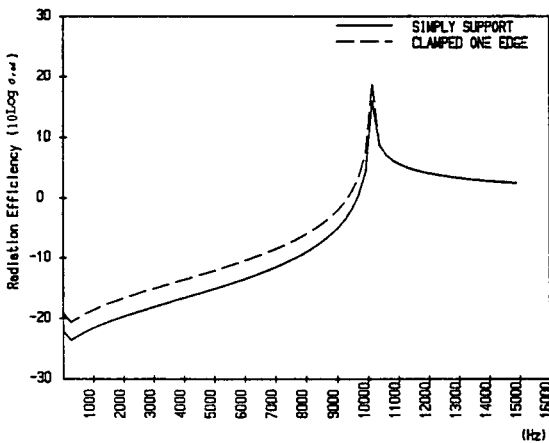


Fig. 4 Radiation efficiency of aluminum plate thickness 1mm. (—; simply support
.....; one edge clamped)

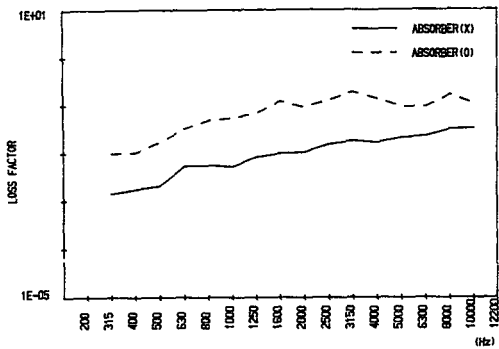


Fig. 5 Loss factor of plate 1. — ; absorber (x)
 ; absorber (o)

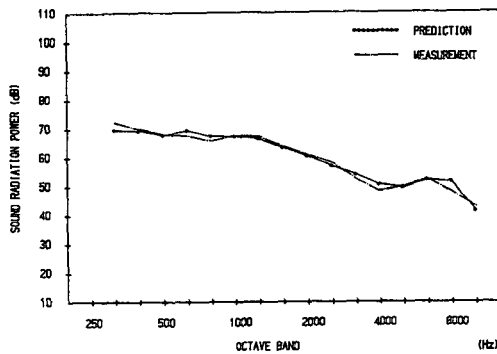


Fig. 6 Sound radiation power of plate 1

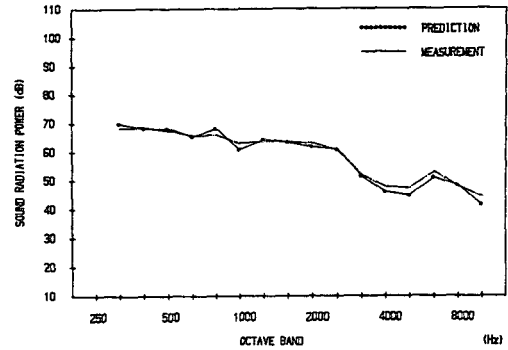


Fig. 7 Sound radiation power of plate 2

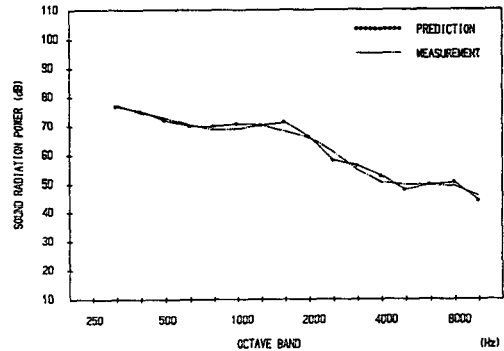


Fig. 8 Sound radiation power of built-up plate 1

사량은 방진재를 부착하지 않은 경우와 부착한 경우의 각각의 손실계수를 측정함으로써 예측이 가능하게 된다. 그러므로 평판 1에 방진재를 부착한 경우와 부착하지 않은 경우에 SEA 파라미터(손실계수)의 변화를 구한 것을 Fig. 5에 나타내었다.

대체로 고주파에서 손실계수가 큼을 알 수 있고, 방진재를 부착함으로써 손실계수가 커졌다. 이것은 음향 방사량이 방진재 부착에 의해 감소됨을 의미한다.

4.3 음향 파워 방사량 예측 결과

(1) 단순지지된 평판의 음향 방사 파워

단순 지지된 $600 \times 600 \times 1.0\text{mm}$ 의 알루미늄 평판을 정상 상태 가진에 의해 발생하는 진동을 측정하여 식(5)에 의해 음향 방사 파워량을 예측한 결과와 음압 측정에 의해 파워량을 계산한 결과를 1/3 octave band로 나타내어 비교한 것이 Fig. 6이다.

평판의 가진에 의해 발생하는 진동으로부터 방사되는 음향 파워량이 대단히 큰 레벨(level)의 소음

원이 될 수 있음을 알 수 있다. (40~70dB)

이 결과로부터 SEA 방정식에 의해 예측한 결과와 실험에 의한 결과가 2dB 이내로 정확히 추정되었음을 알 수 있다. 단순 지지된 결과가 2dB 이내로 정확히 추정되었음을 알 수 있다. 단순 지지된 알루미늄 평판에서 방사하는 음향파워를 계산하는데 필요한 음향방사율의 계산 결과 역시 타당함을 알 수 있다.

단 이러한 1/3 옥타브 밴드상에서의 해석 기법은 현대역상에서 해석하는 것보다 많은 오차를 수반하게 되는데, 그러나 음향방사를 해석하는대는 대단히 편리하고 유용하다. 자유지지 상태에 놓인 $600 \times 400 \times 1.0\text{mm}$ 인 알루미늄 평판의 음향 방사 파워 예측 결과와 측정된 결과를 비교한 것이 Fig. 7이다. 이 결과로부터 예측한 결과가 측정된 결과와 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

(2) 결합된 평판의 음향 파워 방사량

평판 1과 평판 2를 직각으로 결합하여 평판 1은 단순 지지하고 평판 2는 자유지지한 상태에서 한

쪽 예지가 일단지지 되었다.

평판 1을 정상 가진하여 발생하는 진동 에너지가 평판2로 전달되어 평판 2를 가진하고 이 가진력에 의해 평판 2가 가진될 때 발생하는 음향 방사량을 예측하였다. 결합된 평판 1의 정상가진에 의한 음향 방사량과 실험에 의해 측정된 음향 방사량과를 비교한 것이 Fig. 8이다. 대체로 2~3dB 이내로 잘 일치하고 있다. 그리고 평판 1의 진동에너지가 평판 2를 가진하여 발생하는 음향방사량은 Fig. 9에 나타내었다. Fig. 10은 총 음향 방사량으로 각각의 평판에서 발생하는 음향 방사량의 합으로 나타낸다. 이 결과로부터 결합된 두 개의 구조물의 에너지교환관계에 의해 유도된 식(10)의 결과가 타당함을 알 수 있고, 손실 계수의 결합(coupling) 관계에 대한 결과 역시, 결합 구조물 해석에 유용함이 입증되었다.

(3) 방진재 부착 후의 음향 방사 파워

이상의 결과에서 평판의 다른 지지조건과 결합한

경우에 대한 SEA 파라미터가 산출되었다. 또한 진동 및 소음의 저감을 위해서는 구조 변경이나 형상의 재질을 바꿈으로써 만족할 만한 결과를 얻을 수 있다. 이것은 산출된 SEA 파라미터의 변경을 의미하며 보다 간편한 제진 방법으로써 방진재 부착에 의한 SEA 결과를 고려한다.

평판1에 고무패드를 방진재로서 부착하였을 때 평판 1의 손실계수(loss factor)의 변화는 앞의 Fig. 5에 나타낸 바와 같다. 방진재를 부착한 평판 1과 평판 2의 결합에 의해 발생하는 음향 방사파워는 손실계수의 변화에 절대적인 영향을 받는다. 결합된 평판에서 평판 1의 방진재 부착에 의한 음향 방사 파워의 예측 결과와 실험결과를 Fig. 11에 나타내었다. 결과는 대체로 5dB 이내로 잘 추정되고 있다. 또한 평판 1로부터 평판 2로의 진동 전달에 의한 평판 2의 음향 방사 파워를 예측한 것을 비교한 것이 Fig. 12이다. 이 경우에 손실계수 변화에 의한 진동에너지의 변화를 예측하는 식(18)의 타당

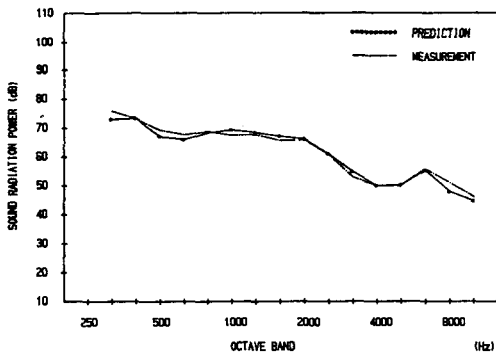


Fig. 9 Sound radiation power of built-up plate 2

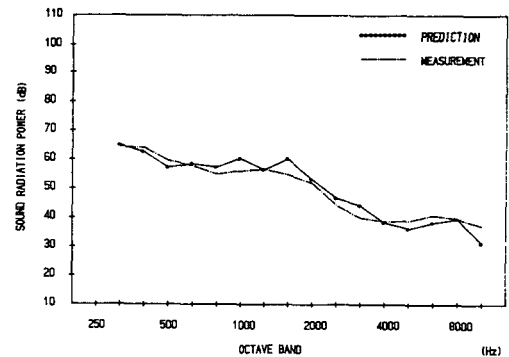


Fig. 11 Sound radiation power of built-up plate 1 (stick-on absorber)

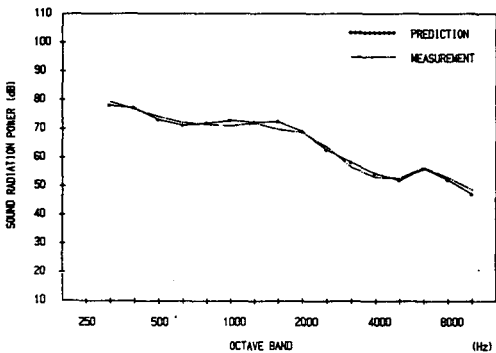


Fig. 10 Total sound radiation power of built-up plate

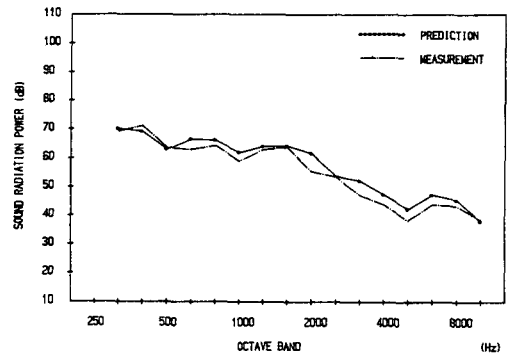


Fig. 12 Sound radiation power of built-up plate 2 (stick-on absorber)

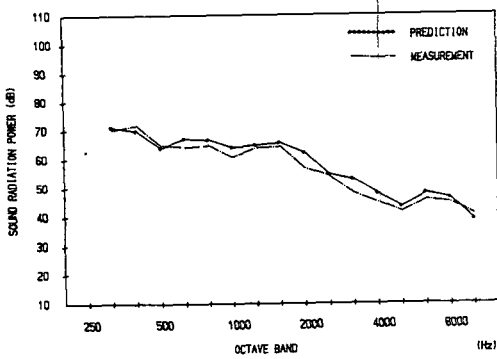


Fig. 13 Total sound radiation power of built-up plate (stick-on absorber)

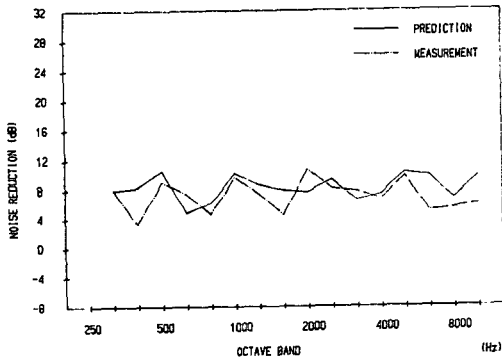


Fig. 14 Total noise reduction by change of SEA parameter (loss factor)

성을 알 수 있게 되었다.

이러한 비교적 간단한 방법에 의해 음향 방사파워를 손쉽고 정확하게 얻을 수 있다. 그러므로 여러 구조물의 결합으로 구성된 계의 SEA 파라미터 변경에 의한 음향 방사파워 예측이 가능하며 방음 또는 재진설계의 자료로서 이용할 수 있다.

Fig. 13은 방진재를 부착한 결합된 평판의 총 음향방사파워를 나타내고 있다. 각 옥타브 대역당 총 소음감소(total noise reduction)를 Fig. 14에 나타내었다. 예측한 결과와 실험에 의해 얻어진 결과가 비슷한 경향을 나타내고 있다.

5. 결 론

SEA 법을 이용하여 진동에 의한 음향 방사 파워를 예측한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 손실계수(loss factor)를 구하기 위해 본 연구

에서 이용한 대수감쇠율법이 기존의 방법에 비하여 매우 간편하며 효과적인 방법임을 알 수 있다.

(2) 이론적으로 구한 음향 방사율의 추정치가 평판의 결합에 의해 발생하는 음향 방사 파워를 예측하는 SEA 파라미터로서 적절하다.

(3) 음향 방사 파워를 예측한 결과 방진재를 부착하지 않은 경우는 2~3dB이내로 잘 일치하며, 방진재를 부착한 경우는 3~5dB이내로 근사적인 추정을 하고 있다.

(4) 본 연구에서 이용된 SEA 이론이 평판의 진동에 의한 음향 방사 파워를 예측하는데 효과적이다.

참 고 문 헌

- (1) Beranek, L.L., 1971, "Noise and Vibration Control", McGraw-Hill, New York.
- (2) Smith, P.W. Jr. and Lyon, R.H., 1965, "Sound and Structural Vibration", NASA CR-160.
- (3) 오재응, 김상현, 1986, "음향인텐시티법에 의한 고체진동 가진판의 소음원 검출에 관한 연구", 한국자동차공학지, 제8권, 제4호, pp. 43~55.
- (4) Richards, E.J., Westcott, M.E. and Jeyapalan, R.K., 1979, "On the Prediction of Impact Noise, II: Ringing Noise", Journal of Sound and Vibration, Vol. 65, No. 3, pp. 419~451.
- (5) Lyon, R.H., "Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems: Theory and Applications", MIT Press.
- (6) Maidanik, G., 1977, "Some Elements in Statistical Energy Analysis", Journal of Sound and Vibration, Vol. 52, No. 2, pp. 171~191.
- (7) Sun, J.C. and Richards, E.J., 1985, "Prediction of Total Loss Factors of Structures I: Theory and Experiments", Journal of Sound and Vibration, Vol. 103, No. 1, pp. 109~117.
- (8) Lyon, Richards. H., 1975, "Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems: Theory and Application", MIT Press.
- (9) Morse, Philip M., 1983, "Vibration and Sound", 2nd edition, American Institute of Physics, pp. 311~326.
- (10) Bies, D.A. and Hamid, S., 1980, "In SITU Determination of Loss and Coupling Loss and Coupling Loss Factors by the Power Injection Method" Journal of Sound and Vibration, Vol. 70, No. 2, pp. 187~204.
- (11) Sun, J.C., Chow, L.C., Lalor, N. and Richards, E.J.

- 1987, "Power Flow and Energy Balance of Non-conservatively Coupled Structures, II: Experimental Verification of Theory", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 112, No. 2, pp. 331~343.
- (12) Steidel, Robert F. Jr., 1978, "An Introduction to Mechanical Vibrations (2nd edition)", pp. 203~204.
- (13) Lyon, R.H. and Maidanik, G., 1962, "Power Flow between linearly coupled Oscillators", *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 34, pp. 623~639.