

강구조모델 A의 소음전달특성에 관한 실험적 연구

안시영 · 박기태
수송시스템공학부

<요약>

조용하고 쾌적한 선박을 만들기 위하여, 초기설계단계에서 선박의 소음레벨을 예측하는 것은 중요하다. SEA법은 선박과 같은 복잡한 강구조물의 소음과 진동을 평가하는데 사용된다.

본 연구에서는 강구조모델 A에서 소음레벨을 예측하기 위하여 SEA법을 적용하였다. 그리고 실험모델의 밀폐공간에 음향기진원인 백색잡음(white noise)을 주었다. 계산의 정확도를 높이기 위하여 두 종류의 파워손실이 파워평형방정식에서 고려되었는데, 하나는 비공진 모드에 따른 파워이고 다른 하나는 패널에서 방사되는 손실파워이다. 계산결과와 실험결과는 좋은 일치를 보였다.

Experimental Studies on Sound Transmission of Steel Structure Model A

S. Y., Ahn, K. T., Park
School of Transportation System Engineering

<Abstract>

In order to build a quiet and comfortable ship, it is important to predict the noise levels on board ship at early design stage. SEA(Statistical Energy Analysis) has been used to estimate sound and vibration transmission through complex steel structures such as ships. The authors examined the application of the SEA method to prediction of the sound level in a steel structure model A.

In this experimental study, a sound exciter system was used in the enclosed space

and white noise is supplied as a sound source. To improve the accuracy of the estimation two kinds of power dissipation are considered in the power flow balance equation, one is the non-resonant power, and the other is the power radiated as sound into the free space.

Agreement between theoretical results and experiments was found to be good.

1. 서론

조용하고 편안한 선박을 만들기 위해 선박의 소음문제에 대처하는 최선의 방법은 문제가 발생하기전에 초기설계단계에서 철저한 소음예측을 수행하고 이에 따른 예방대책을 수행하는 것이다.

선박의 소음해석 방법중에는 실선 계측치를 기초로한 경험적방법, 둘째로 도파관 이론 및 통계적 에너지 해석법(Statistical Energy Analysis, SEA)에 의한 방법이 있다.

선박의 소음해석 방법중의 하나인 통계적 에너지 해석법(Statistical Energy Analysis, SEA)은 1960년대 초기에 Lyon[1]에 의해 제시되었고, 복잡한 형상을 가진 구조물의 진동 에너지를 분할 된 각 요소에서의 내부에너지, 손실에너지, 전달에너지로 나타내어 각 요소간의 단위시간당 에너지 흐름인 파워의 평형으로부터 요소내의 모드에너지를 구하는 기법이다.

본 연구에서는 전 논문[2]에서 고려되지 않은 패널에서 방사되는 손실파워 및 비공진모드에 따른 파워흐름을 고려한 SEA이론을 토대로하여, 음향가진에 의한 강제구조모델의 음압레벨과 진동가속도레벨을 해석하였다.

실험모델은 16개의 패널과 3개의 음장요소로 이루어져 있다. 패널은 아연도금강판으로서 크기는 500mm×500mm×500mm×1.6mm로 단일화 하였다. 외부 소음에 의한 영향을 없애기 위해 모든 실험은 반무향실내에서 이루어졌다. 스피커를 통하여 1watt의 백색잡음(white noise)을 한 강제구조모델의 음장요소에 주었다. 이때 각 패널의 진동가속도레벨과 각 폐공간내의 음압레벨을 각각 측정하였다. 실험치와 이론치를 비교함으로써 수정된 SEA법이 강제구조모델의 소음전달해석에 유용함을 확인하였다.

2. SEA법의 이론적 검토

SEA법에서는 진동하고 있는 구조체사이와 구조체와 음장간의 진동에너지의 전반을 모델화 한다. 구조물의 소음 해석에서는 구조물을 구성하고 있는 벽, 바닥등의 구조부재와 이들 구조부재에 둘러싸여진 폐공간내의 음장을 각각 일정한 진동에너지를 가진 고유진동모드의 집합체(진동요소)로서 모델화 한다.

2.1 SEA법의 기초방정식

전 논문[2]에서 기술한바와 같이 두 요소사이의 파워흐름의 평형관계를 생각하면 정상상태에서의 요소 i 에서의 파워 흐름에 대한 평형관계식은 다음과 같다.

$$P_i^{in} = P_i^d + P_{ij} \tag{2.1}$$

여기서, P_i^{in} : 요소 i 의 외부 입력파워(watt)

P_i^d : 요소 i 의 내부 손실파워(watt)

P_{ij} : 요소 i 에서 j 로 향하는 실제 전달파워(watt)

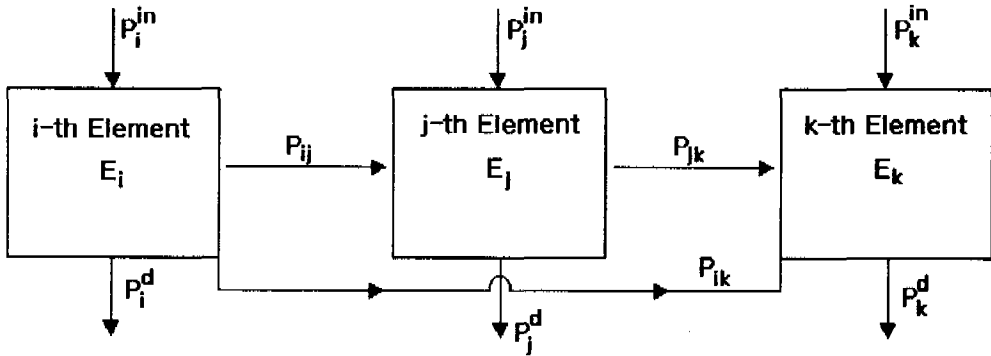


Fig.2.1 Power flow between three elements

중심주파수(center frequency) ω , 밴드폭 $\Delta\omega$ 인 주파수 범위에서 요소 i 의 모드당 평균에너지를 E_{mi} , 모드수를 N_i , 내부손실계수(internal loss factor)를 η_i 라 하면 내부손실 파워 P_i^d 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$P_i^d = \omega \eta_i N_i E_{mi} \tag{2.2}$$

또한, 요소 i 와 j 의 결합손실계수(coupling loss factor)를 η_{ij} 라 하면 실제 전달파워 P_{ij} 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$P_{ij} = \omega \eta_{ij} N_i E_{mi} - \omega \eta_{ji} N_j E_{mj} \tag{2.3}$$

식 (2.1)~(2.3)를 정리하면, 파워흐름의 평형식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} P_i^{in} &= \omega \eta_i N_i E_{mi} + \sum_{j=1, j \neq i} \omega \eta_{ij} N_i E_{mi} - \sum_{j=1, j \neq i} \omega \eta_{ji} N_j E_{mj} \\ &= \omega N_i \left\{ (\eta_i + \sum_{j=1, j \neq i} \eta_{ij}) E_{mi} - \sum_{j=1, j \neq i} \eta_{ji} E_{mj} \right\} \end{aligned} \tag{2.4}$$

식 (2.4)를 행렬로 표시하여 보면 다음과 같다.

$$\{P^{in}\} = \omega [A] \{E_{mi}\} \tag{2.5}$$

식 (2.5)는 SEA법의 지배방정식으로서 이식은 각 요소의 모드에너지 E_{mi} 을 미지수로

한 연립방정식을 나타낸다. 이 연립방정식을 대상주파수 밴드에 대하여 풀면 각 요소의 전체에너지 E_i 를 구할 수 있다. 우리가 예측 또는 평가할 수 있는 것은 실내의 음압과 구조물의 진동가속도이다. 평판의 경우에 진동에너지와 진동가속도의 관계는 다음과 같다.

$$\langle a^2 \rangle = \frac{\omega^2}{\rho_p S} E_p \quad (2.6)$$

여기서, $\langle a^2 \rangle$: 평판의 공간·시간2승평균가속도 ($(m/s^2)^2$)

ρ_p : 평판의 면밀도 (kg/m^2)

S : 평판의 면적 (m^2)

E_p : 평판의 시간평균진동에너지 (J)

또한, 실내공간의 경우에 진동에너지와 음압과의 관계는 다음과 같다[3].

$$\langle p^2 \rangle = \frac{\rho_a c^2}{V} E_a \quad (2.7)$$

여기서, $\langle p^2 \rangle$: 공간내의 공간·시간2승평균음압 ($(Pa)^2$)

ρ_a : 공기의 밀도 (kg/m^3)

c : 공기의 음속 (m/s)

V : 공간의 체적 (m^3)

E_a : 공간의 시간평균진동에너지 (J)

2.2 비공진모드에 따른 파워흐름의 평가

패널에서 칸막이 된 2개의 공간사이의 파워흐름에 대해서는 SEA법의 정도를 향상시키기 위해 요소간의 비공진모드에 따른 파워흐름을 고려한 평형조건식을 이용한다. 일중벽 및 이중벽의 음향투과를 SEA법에서 해석하는 경우에 식 (2.4)에서 표현되어진 파워흐름의 평형조건식에서 패널의 공진모드에 따른 파워의 전달이외에 비공진모드에 따른 파워의 전달 P_{ik} 을 도입하여 계산을 수행한다[4].

Fig.2.1에서 요소 i 와 k 는 음장요소라 하고 j 는 패널이라 할 때 각 요소에 대한 파워흐름에 대한 평형관계식은 다음과 같다.

$$\text{요소 } i : P_i^{in} = P_i^d + P_{ij} + P_{ik} \quad (2.8)$$

$$\text{요소 } j : P_j^{in} = P_j^d + P_{ji} + P_{jk} \quad (2.9)$$

$$\text{요소 } k : P_k^{in} = P_k^d + P_{kj} + P_{ki} \quad (2.10)$$

여기서, $P_i^{in}, P_j^{in}, P_k^{in}$: 요소 i, j, k 의 외부입력파워(watt)

P_i^d, P_j^d, P_k^d : 요소 i, j, k 의 내부손실파워(watt)

P_{ij}, P_{jk}, P_{ik} : 요소 i, j, k 의 전달파워(watt)

$P_{ij} = -P_{ji}$: 요소 i 에서 j 로 향하는 전달파워(watt)

$P_{jk} = -P_{kj}$: 요소 j 에서 k 로 향하는 전달파워(watt)

$P_{ik} = -P_{ki}$: 요소 i 에서 k 로 향하는 전달파워(watt)

P_{ik} 는 패널의 진동이 비공진모드가 되는 경우의 두 음장사이의 파워흐름을 나타내는 것이다. 이 경우에 음압에 따라 패널이 강제적으로 변형되고 이것에 의해 패널의 반대측의 공기가 가진됨에 따라 음향에너지가 전달된다. 이때 패널은 패널의 질량에 의한 저항으로서 작용한다. 즉, 패널은 음압에 대해서는 단순히 질량으로서의 저항이 되고 2개의 공간사이의 에너지를 전달하고 파워흐름은 패널의 질량법칙에 의한 음향투과율을 이용하여 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$P_{ik} = w\eta_{ik}N_i\left(\frac{E_i}{N_i} - \frac{E_k}{N_k}\right) \quad (2.11)$$

이 경우 음장요소 i 와 음장요소 k 의 결합손실계수 η_{ik} 는 다음식과 같다.

$$\eta_{ik} = \frac{cS_j}{4V_iw} \tau_{ik} \quad (2.12)$$

여기서, c : 공기중의 음속 (m/s)

S_j : 음장요소와 음장요소사이의 면적 (m^2)

V_i : 음장요소의 체적 (m^3)

τ_{ik} 는 음장 i 로부터 k 로의 질량법칙 음향투과율을 표시하며, 확산음장 랜덤입사의 경우에는 다음과 같이 표시될 수 있다.

$$\tau_{ik} = \left(\frac{2\rho_a c}{w\rho_p''}\right)^2 \left[\ln\left(1 + \left(\frac{w\rho_p''}{2\rho_a c}\right)^2\right)\right] \quad (2.13)$$

여기서, ρ_a : 음장의 밀도 (kg/m^3)

$\rho_p'' = \rho_p h$: 평판의 면밀도 (kg/m^2)

ρ_p : 평판의 밀도 (kg/m^3)

2.3 주요 파라메타

1) 모드수(mode number)

얇은 균질인 평판의 경우에는 중심주파수 w_0 , 밴드폭 Δw 에 따른 모드수 N_p 는 다음과 같다.[2]

$$N_p = \frac{S}{4\pi} \sqrt{\frac{\rho_p'}{B'}} \Delta w \quad (2.14)$$

여기서, S : 평판의 면적 (m^2)

h : 평판의 판두께 (m)

$$B' = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} : \text{평판의 곡률에 관한 강성 (Nm)}$$

E : 영률 (N/m^2)

ν : 포아송비

또한, 직육면체 음장요소의 모드수 N_a 는 3변이 l_x, l_y, l_z 인 경우에는 다음식으로 구한다.[5]

$$N_a = \left(\frac{V}{2\pi^2 c^3} \omega_0^2 + \frac{A}{8\pi c^2} + \frac{L}{16\pi c} \right) \Delta w \quad (2.15)$$

여기서, $V = l_x \times l_y \times l_z$: 직육면체 음장의 체적 (m^3)

$A = 2 \times (l_x l_y + l_y l_z + l_z l_x)$: 음장의 총 표면적 (m^2)

$L = 4 \times (l_x + l_y + l_z)$: 음장의 주변길이 (m)

2) 내부손실계수

a) 판요소의 내부손실계수

실험적으로 내부손실계수를 구하는 방법은 감쇠율법과 잔향시간법 등이 있으며 본 연구에서는 감쇠율을 이용하여 판의 실측내부손실계수 η_p 를 다음식에 의하여 구하였다[2].

$$\eta_p = \frac{DR}{27.3f} \quad (2.16)$$

여기서, DR : 감쇠율 (dB/sec)

f : 중심주파수 (Hz)

공기중에서의 실험에 따라 구해진 내부손실계수에는 패널에서 열에너지로 변환되어 손실되는 파워와 진동에 따라 공기의 음향에너지로 방사되어 손실되어진 파워의 영향이 포함되어져 있다고 생각된다. 여기에서 실측되어진 내부손실계수 η_p 를 패널의 내부손실계수 η_p^i 와 패널양면의 방사손실계수 η_p^r 과의 결합을 고려해서 다음과 같이 표시한다[5].

$$\eta_p = \eta_p^i + \eta_p^r \quad (2.17)$$

여기서, η_p : 패널의 실측 내부손실계수

η_p^i : 패널의 내부손실계수

η_p^r : 패널의 방사손실계수

(2.17)식으로부터 패널의 내부손실계수 η_p^i 는 실측되어진 내부손실계수와 방사손실계수로부터 구할 수 있다.

한편, 방사손실계수 η_p^r 은 패널의 음향방사효율을 사용하면 다음 식으로 구할 수 있다.

$$\eta_p^r = \frac{\rho_a c}{w_0 \rho_p} \sigma_{rad} \quad (2.18)$$

평판의 음향방사효율 σ_{rad} 는 다음의 G. Maidanik의 식 [6]으로 계산할 수 있다.

$$\begin{aligned} \sigma_{rad}(f) = & \left[\frac{\lambda_a \lambda_a}{S} \frac{f}{f_c} g_1(f/f_c) + \frac{P \lambda_c}{S} g_2(f/f_c) \right] \quad \text{for } f < f_c \\ & \left(\frac{l_x}{\lambda_c} \right)^{1/2} + \left(\frac{l_y}{\lambda_c} \right)^{1/2} \quad \text{for } f = f_c \\ & \left(1 - \frac{f_c}{f} \right)^{-1/2} \quad \text{for } f > f_c \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} g_1(f/f_c) = & \left[\frac{8}{\pi^4} \frac{(1-2a^2)}{a(1-a^2)^{1/2}} \right] \quad \text{for } f < f_c/2 \\ & 0 \quad \text{for } f > f_c/2 \end{aligned}$$

$$g_2(f/f_c) = \frac{1}{(2\pi)^2} \frac{(1-a^2) \ln[1+a]/(1-a)}{(1-a^2)^{2/3}} + 2a$$

$$a = (f/f_c)^{1/2}, \quad P = 2(l_x + l_y), \quad S = l_x l_y$$

$$\lambda_c = \frac{c}{f_c}, \quad \lambda_a = \frac{c}{f}, \quad f_c = \frac{c^2}{2\pi} \sqrt{\frac{\rho_p}{B}}$$

b) 음장의 내부손실계수

음장의 내부손실계수 η_a 는 실험에서 구한 흡음율 \bar{a} 데이터를 이용하여 (2.19)식으로 구할 수 있다.[5]

$$\eta_a = \frac{cA\bar{a}}{4wV} \quad (2.19)$$

여기서, \bar{a} : 흡음율, 기타부호는 식 (2.15)에서와 같다.

3) 결합손실계수

결합손실계수 η_{ij} 의 산정은 실험적으로 구하는 것은 어려우므로 일반적으로 이론식에 의해서 구해지고 있다.

a) 평판과 평판이 결합된 경우

$$\eta_{ij} = \frac{C_{gi} L_{ij}}{\pi w S_i} \tau_{ij} \quad (2.20)$$

여기서, $C_{gi} = 2C_B$: 요소 i 의 군속도 (m/sec)

C_B : 판의 굽힘 전파속도 (m/sec)

L_{ij} : 요소 i 와 j 의 결합길이 (m)

τ_{ij} : 요소 i 및 j 의 결합형상에 따른 전달효율

b) 평판과 음장이 결합된 경우[5]

평판요소 p 로부터 음장요소 a 로의 결합손실계수 η_{pa} 는 다음식으로 구해진다.

$$\eta_{pa} = \frac{\rho_a c \sigma_{rad}}{w \rho_p} \quad (2.21)$$

c) 음장과 평판이 결합된 경우

$N_i \eta_{ij} = N_j \eta_{ji}$ 의 관계를 사용하면 음장요소 a 로부터 평판요소 p 로의 결합손실계수 η_{ap} 는 다음식으로 구한다.

$$\eta_{ap} = \eta_{pa} \frac{N_p}{N_a} \quad (2.22)$$

여기서, N_p : 패널의 모드수

N_a : 음장의 모드수

3. 실험

본 연구에서는 Fig. 3.1과 같은 모델을 사용하여 반무향실에서 실험을 수행하였다. 실험 모델의 재료는 아연도금강판이며 각 패널의 크기는 $500mm \times 500mm \times 500mm \times 1.6mm$ 로 단일화 하였다.

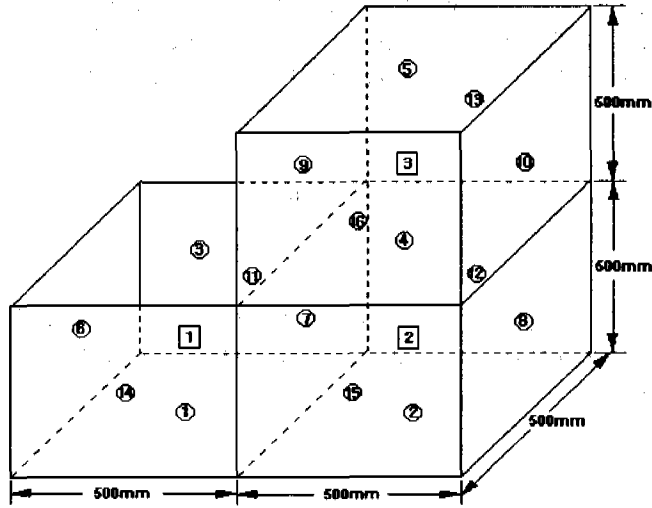


Fig.3.1 Schematic configuration of model A

3.1 실험장치 및 방법

외부소음의 영향을 없게하기 위하여 모델을 반무향실내에 설치하고 실험을 수행하였다. Fig.3.2는 실험장치와 측정방법을 보이고 있다.

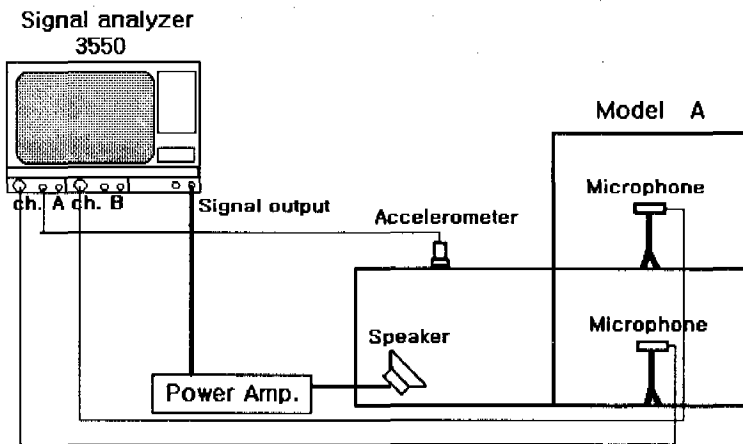


Fig. 3.2 Experimental apparatus

신호분석기의 signal output으로부터 1watt의 백색잡음(white noise)을 스피커로 보내어 이때 각 패널의 진동가속도와 음장요소의 음압레벨을 측정하였다. 가속도레벨 및 음압레벨은 1/3 옥타브밴드로 주파수 800Hz에서 16kHz까지 분석하였다. 이때 가속도레벨과 음압레벨의 측정은 각 패널면상과 폐공간내 지정된 다섯곳에서 각각 수행되었다.

4. 수치계산

본 연구에서는 Fig.3.1에 나타난 바와 같이 16개의 아연도금강판과 3개의 음장요소로 구성된 상자형 모델을 수치계산모델로 채택하여 SEA법을 이용하여 각 패널의 가속도레벨과 음장요소의 음압레벨의 값을 구하였다.

4.1 입력파워

수치계산을 위하여 파워의 입력은 Fig.3.1의 모델에서 음장요소 ①에 스피커를 통하여 1watt의 백색잡음(white noise)의 음향가진을 주었으며, 계산 주파수 밴드는 1/3 옥타브 밴드로서 중심주파수 800Hz에서 16kHz까지 계산을 수행하였다.

4.2 입력 파라메타

1) 모드수

패널의 모드수는 식 (2.14)를 이용하였고, 음장요소의 모드수는 식(2.15)을 이용하여 계산을 수행하였다. SEA계산의 정도는 모드수와 관계가 있는데, 본 연구의 실험모델은 800Hz 이상에서 계산을 수행하였다.

Fig.4.1는 1/3 옥타브 밴드별 중심주파수 800Hz에서 16kHz까지 계산한 패널의 모드수 N_p 와 음장의 모드수 N_a 를 각각 표시하고 있다.

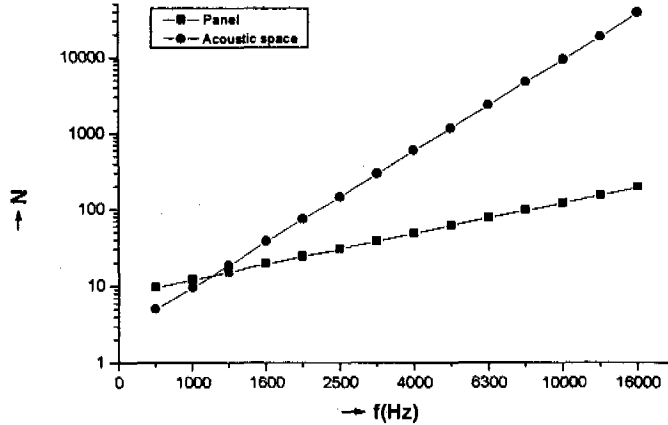


Fig.4.1 Calculated numbers of the modes of the steel panel and the acoustic space

2) 내부손실계수

패널과 음장요소의 내부손실계수는 각각 식(2.17)과 (2.19)를 이용하여 계산을 수행하였다.

Fig.4.2는 패널요소의 내부손실계수 η_p 를, Fig.4.3은 음장요소의 내부손실계수 η_a 를 1/3 옥타브밴드별 중심주파수 800Hz에서 16kHz 범위에 대하여 각각 표시하고 있다.

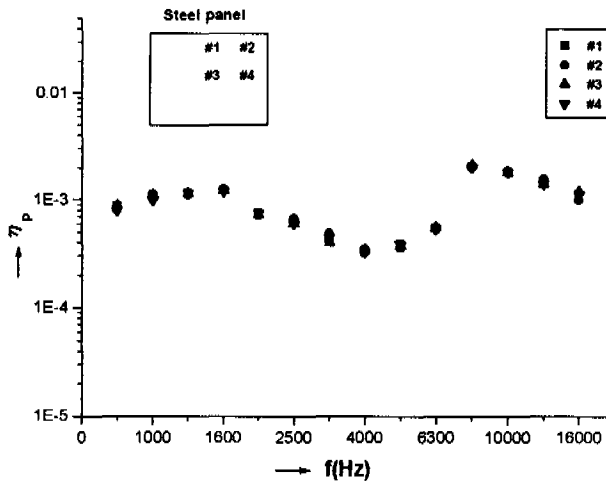


Fig.4.2 Internal loss factor of the steel panel

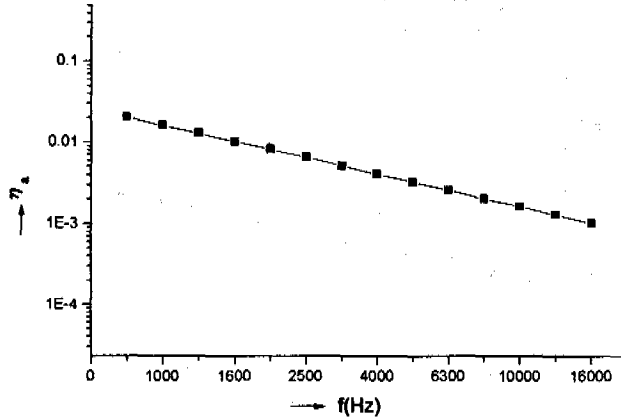


Fig.4.3 Internal loss factor of the acoustic space

3) 결합손실계수

요소들의 결합손실계수를 구하기 위하여 4가지의 경우로 나누어 계산을 수행하였다. 즉, 패널과 패널의 경우는 식 (2.20)을 사용하였고, 패널과 음장요소의 경우 식 (2.21)을 사용하였으며, 음장요소와 패널의 경우는 식 (2.22)을 사용하였다. 특히, 음장요소와 음장요소의 경우는 비공진에 따른 파워흐름을 평가하여 식(2.12)를 사용하여 계산을 수행하였다.

5. 실험결과 및 수치계산에 대한 고찰

5.1 패널의 진동가속도레벨

Fig.5.1~Fig.5.8은 1watt의 백색잡음(white noise)을 진동원으로 하여 음장요소 □에 스피커로 직접 가진하였을 때 1/3 옥타브밴드 800Hz~16kHz의 중심주파수에서 구한, 각 패널의 진동가속도레벨의 실험결과와 계산결과를 비교·표시하고 있다. 이때 각 패널의 측정 진동가속도레벨은 패널의 다섯 개 지점에서 진동가속도레벨을 측정하여 이들의 평균치를 취하였다.

각 그림에서 실험치와 이론치의 오차는 일부 주파수를 제외하고 $\pm 3\text{dB}$ 이내에서 좋은 결과를 보이고 있음을 알 수 있다. 각 패널은 모두 1.6mm로서 이 패널들의 임계주파수는 7529Hz로서 이 부근은 패널로부터 방사되는 음향파위가 최대가 되는 곳으로서 스피커 가 진시의 진동가속도레벨은 최대가 됨을 확인할 수 있다. 즉, Fig.5.1~Fig.5.8에서 보면 모두 8000Hz부근에서 진동가속도레벨이 최대가 됨을 확인할 수 있다.

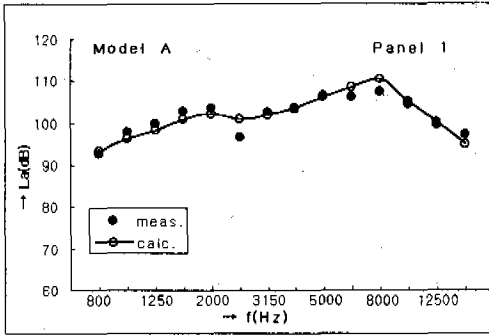


Fig.5.1 Comparison between measured and calculated acceleration levels (Speaker set in space ①)

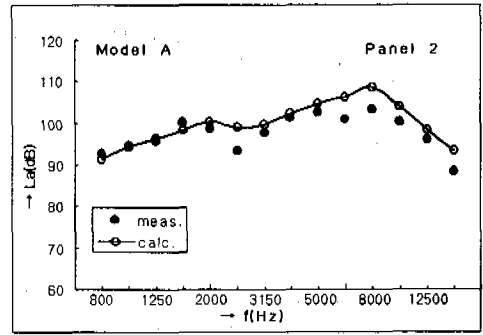


Fig.5.2 Comparison between measured and calculated acceleration levels (speaker set in space ②)

Fig.5.1, Fig.5.2는 패널 ①, ②의 실험치와 계산치를 각각 나타내고 있다. Fig.5.2의 2500Hz에서 6dB의 오차가 있지만 그외의 모든 주파수대에서는 좋은 일치치를 보이고 있다.

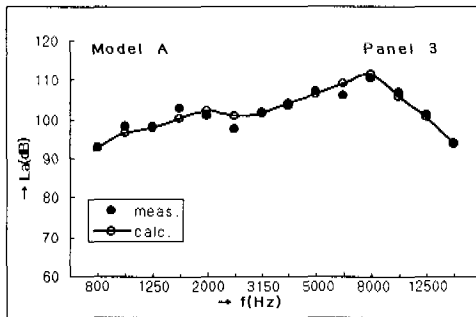


Fig.5.3 Comparison between measured and calculated acceleration levels (Speaker set in space ③)

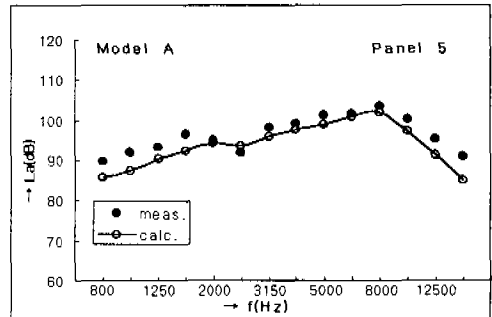


Fig.5.4 Comparison between measured and calculated acceleration levels (Speaker set in space ④)

Fig.5.3은 패널 ③의 실험치와 계산치로서 Fig.5.1, Fig.5.2와 마찬가지로 좋은 일치치를 보이고 있다. 또한 Fig.5.4는 파워를 입력한 음장요소 ④에서 가장멀리 떨어져 있는 패널로서 800Hz에서 1600Hz사이를 제외한 나머지 주파수 영역에서 실험치와 이론치가 좋은 일치치를 보이고 있다. 800Hz에서 1600Hz사이의 오차는 계산에 필요한 모드수의 부족에 기인하고 있는 것 같다.

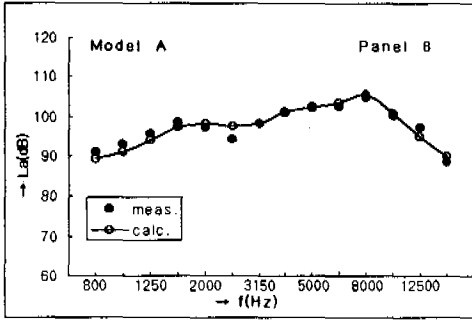


Fig.5.5 Comparison between measured and calculated acceleration levels (Speaker set in space ①)

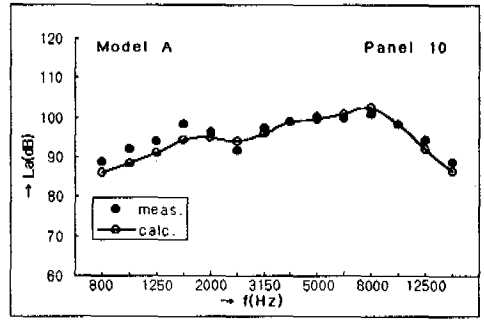


Fig.5.6 Comparison between measured and calculated acceleration levels (Speaker set in space ①)

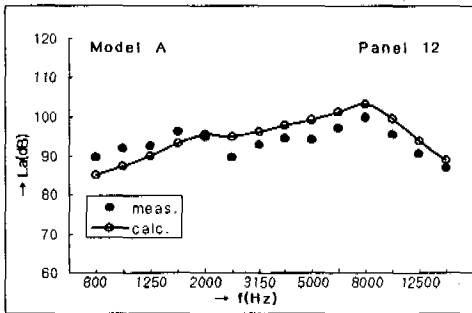


Fig.5.7 Comparison between measured and calculated acceleration levels (Speaker set in space ①)

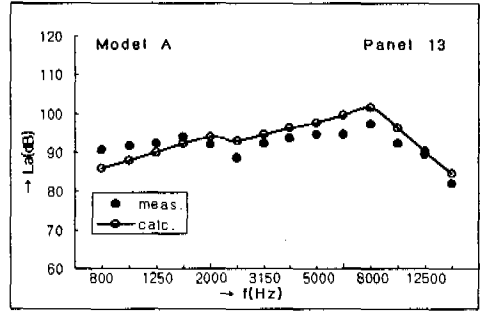


Fig.5.8 Comparison between measured and calculated acceleration levels (Speaker set in space ①)

Fig.5.5, Fig.5.6, Fig.5.7, Fig.5.8은 각각 패널 ⑧, ⑩, ⑫, ⑬의 계산치와 실험치로서 일부 주파수를 제외하고 $\pm 3\text{dB}$ 이내의 좋은 결과를 보이고 있다.

각 그림에서 임계주파수($f_c = 7529\text{Hz}$)부근은 음향방사손실파워가 최대가 되는 부근으로서 이의 영향으로 가장 큰 진동가속도레벨을 나타내고있다. 본 연구에서는 패널에서부터 외부로 유출하는 음향방사손실파워를 고려하였기 때문에 계산치와 실험치가 좋은 일치를 보였다.

5.2 음장요소의 음압레벨

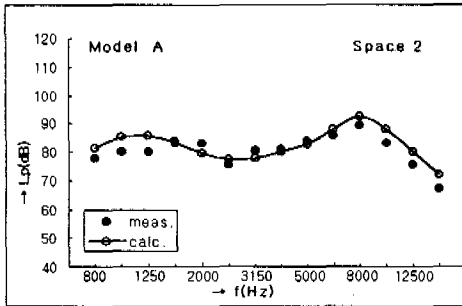


Fig.5.9 Comparison between measured and calculated sound pressure levels (Speaker set in space 1)

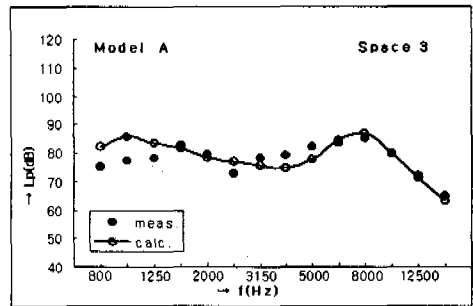


Fig.5.10 Comparison between measured and calculated sound pressure levels (Speaker set in space 1)

Fig.5.9과 Fig.5.10은 각각 음장요소 [2], [3]의 실험치와 계산치를 각각 나타낸 것으로서 실험치와 결과치가 800Hz에서 1250Hz사이를 제외한 모든 주파수 영역에서 $\pm 3\text{dB}$ 이내에서 좋은 일치를 보이고 있다. 800Hz에서 1250Hz사이의 오차는 모드수의 부족에 기인하고 있는 것 같다.

임계주파수($f_c = 7529\text{Hz}$)가 존재하는 8kHz부근은 음향방사손실파워가 최대가 되는 부근으로서 음으로부터의 진동 또는 진동으로부터 음으로의 에너지 변환이 쉽게 이루어지므로 주위보다 높은 음압이 나타남을 확인할 수 있다.

본 연구에서는 강판구조모델 A에 대하여 패널로부터 방사되는 손실파워, 비공진모드에 따른 파워흐름을 평가하여 이론치를 구하였다. 이론치는 실험치와 비교하여 본 결과 거의 모든 주파수대역에서 $\pm 3\text{dB}$ 이내의 좋은 결과를 보이고 있다.

6. 결론

본 연구에서는 강제구조모델의 폐공간에 스피커를 통하여 1watt의 백색잡음(white noise)을 주었을 때 측정된 진동가속도레벨과 음압레벨을 SEA법에 적용하여 계산한 이론치와 비교·검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 패널에서 방사되는 손실파워 및 비공진모드에 따른 파워흐름을 고려한 SEA이론을 토대로 하여, 음향가진에 의한 강구조모델의 음압레벨과 진동가속도레벨을 해석하였다. 이와 실험치를 비교해 본 결과 좋은 일치를 보였다.

(2) 음향가진을 받는 강구조모델의 각 패널의 진동가속도레벨의 실험치는 SEA법에 의한 계산치와 특정주파수를 제외한 전 주파수 영역에서 $\pm 3\text{dB}$ 정도내에서 잘 일치함을 확인할 수 있었고, 또한 음향방사손실파워가 최대가 되는 임계주파수($f_c = 7529\text{Hz}$)가 존재하는 8kHz부근은 주위보다 높은 진동가속도레벨을 나타냄을 확인할 수 있다.

(3) 강제구조모델 A의 폐공간에 대한 음압레벨의 경우도 진동가속도레벨과 마찬가지로 임계주파수가 존재하는 8kHz부근에서 주위보다 높은 음압레벨을 보이고 있다. 800Hz에서 1250Hz사이를 제외한 전 주파수 영역에서 $\pm 3\text{dB}$ 정도내의 좋은 일치를 보이고 있다. 800Hz에서 1250Hz사이에서의 오차는 모드수의 부족에 기인한 것 같다.

이상과 같이 강제구조모델에 음향가진이 주어질 때 진동가속도레벨과 음압레벨에 대하여 실험치와 이론치를 비교·검토하여보았다. 본 연구에서는 SEA해석의 정도를 확인하기 위하여 간단한 모델에 대하여 연구를 수행하였지만 차후에는 더 복잡한 모델에 음향가진과 진동가진이 각각 주어질 경우에 대한 실험적 연구를 계속하여 SEA법의 정도를 확인할 필요가 있다.

참고문헌

- [1] Lyon Richard H. "Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems : Theory and Application", MIT press, 1975.
- [2] 안시영, 박기태, "강제구조물의 고체음전달에 관한 실험적 연구", 울산대학교 공학 연구논문집 제 30권 1호 pp. 119~134, 1999.
- [3] Shuri, Kurihara, "강구조 모델의 소음전파에 관한 실험적 연구 (I,II)", 관서조선학회지 제 18호, 1981.
- [4] M.J. Crocker & A. J. Price, "Sound Transmission using statistical energy analysis", Journal of Sound and Vibration, Vol. 9, No. 3, p469, 1969.
- [5] 日本造船研究協會 第156研究部회會, "船舶騒音に関する調査研究報告書", 研究資料 No.286-1, 1978
- [6] G.Maidanik, "Response of Ribbed panels to reverberant acoustic fields", The Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 34, No.6, pp.809, 1962