

## 강구조모델B의 소음·진동전달문제에 관한 실험적연구

안시영 · 박기태  
수송시스템공학부

### <요 약>

선박의 초기 설계단계에서 소음은 반드시 예측되어져야 한다. 선박과 같은 복잡한 강구조물의 소음, 진동전달문제를 해석하는 방법으로 통계적 에너지 해석법(Statistical Energy Analysis)은 잘 알려져 있다.

본 연구에서는 강구조모델의 소음, 진동레벨을 예측하기 위하여 SEA법을 적용하였다. 계산의 정확도를 높이기 위하여 두 종류의 파워손실이 파워평형방정식에서 고려되었는데, 하나는 비공진모드에 따른 파워이고 다른 하나는 패널에서 방사되는 손실파워이다.

본 실험적 연구에서 실험모델의 밀폐공간과 패널에 각각 음향기진력, 진동기진력을 주어 실험을 수행하였다. 계산결과와 실험결과는 좋은 일치율을 보였다. 흡음계의 음압레벨과 진동가속도레벨의 저감효과를 알아보기 위하여 실험적 연구도 수행하였다.

## Experimental Studies on Noise and Vibration Transmission Problems in a Steel Structure Model B

S. Y., Ahn · K. T., Park  
School of Transportation Systems Engineering  
University of Ulsan

### <Abstract>

The noise levels on board ship must be predicted in the stage of initial design. It is well known that Statistical Energy Analysis(SEA) provides a theoretical method of approaching these problems including both sound and vibration transmission of complex steel structures such as ships. The authors examined the application of the SEA

method to prediction of the sound and vibration level in a steel structure model. 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. In this experimental study, sound and vibration exciter systems were used in the enclosed space and in the panel respectively.

It was found that the calculated results of sound pressure levels and acceleration levels agreed well with experimental results. The effect of absorption materials on the reduction of the sound pressure levels and acceleration levels in the model was experimentally investigated

## 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 방법중의 하나인 통계적 에너지 해석법(Statistical Energy Analysis, SEA)은 1960년대 초기에 Lyon[1]에 의해 제시되었고, 선박과 같은 복잡한 형상을 가진 구조물의 고체음 전달해석에 이용되어왔다.

본 연구에서는 전 논문[3]에서 고려되었던 패널에서 방사되는 손실파워 및 비공진모드에 따른 파워흐름을 고려하여 해석하였다. 또한 흡음재 설치시 음장요소의 내부손실계수는 실험으로 구한 흡음률을 이용하여 음향가진과 진동가진시의 강구조물모델의 음압레벨과 진동가속도레벨을 해석하였다.

실험모델은 29개의 패널과 6개의 음장요소로 이루어져 있다. 패널은 아연도금강판으로서 크기는 500mm×500mm×500mm×1.6mm로 단일화 하였다. 외부 소음에 의한 영향을 없애기 위해 모든 실험은 반무향실내에서 수행되어졌다. 진동가진기 및 스피커를 통하여 1watt의 백색잡음(white noise)를 각각 주었을때 패널의 진동가속도레벨과 각 폐공간내의 음압레벨을 각각 측정하였다. 실험치와 이론치를 비교함으로써 SEA법이 강제구조모델의 소음, 진동전달해석에 유용함을 확인하였다.

## 2. SEA법의 이론적 검토

### 2.1 정식화

전 논문[2,3]에서 기술한바와 같이 두 요소사이의 파워흐름의 평형관계를 생각하면 정상상태에서의 요소  $i$ 에서의 파워흐름의 평형관계식은 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$P_i^{in} = wN_i \left\{ (\eta_i + \sum_{j=1, j \neq i}^n \eta_{ij}) E_{mi} - \sum_{j=1, j \neq i}^n \eta_{ji} E_{mj} \right\} \quad (2.1)$$

여기서  $P_i^{in}$ 는 요소  $i$ 의 외부 입력파워,  $w$ 는 중심주파수,  $E_{mi}$ 는 밴드폭  $\Delta w$ 인 주파수 범위에서 요소  $i$ 의 모드당 평균에너지,  $N_i$ 는 모드수,  $\eta_i$ 는 내부손실계수(internal loss factor),  $\eta_{ij}$ 는 요소  $i$ 와  $j$ 의 결합손실계수(coupling loss factor)를 각각 나타낸다.

식 (2.1)를 행렬로 표시하여 보면 다음과 같다.

$$\{P^{in}\} = w[A]\{E_{mi}\} \tag{2.2}$$

평판의 공간·시간자승평균가속도는 진동에너지와 진동가속도의 관계로부터 구하고, 음장요소의 공간·시간자승평균음압은 진동에너지와 음압과의 관계로부터 구한다.[3]

### 2.2 비공진모드에 따른 파워흐름의 평가

패널에서 칸막이 된 2개의 공간사이의 파워흐름에 대해서는 요소간의 비공진모드에 따른 파워흐름을 고려한 평형조건식을 이용한다.

음장요소를  $i$ 와  $k$ 라 하고 패널요소  $j$ 라 할 때 각 요소에 대한 파워흐름에 대한 평형관계식은 다음과 같다.

$$\text{요소 } i : P_i^{in} = P_i^d + P_{ij} + P_{ik} \tag{2.3}$$

$$\text{요소 } j : P_j^{in} = P_j^d + P_{ji} + P_{jk} \tag{2.4}$$

$$\text{요소 } k : P_k^{in} = P_k^d + P_{kj} + P_{ki} \tag{2.5}$$

여기서  $P_i^{in}$ ,  $P_j^{in}$ ,  $P_k^{in}$ 는 요소  $i, j, k$ 의 외부입력파워,  $P_i^d$ ,  $P_j^d$ ,  $P_k^d$ 는 요소  $i, j, k$ 의 내부손실파워,  $P_{ij}$ ,  $P_{jk}$ ,  $P_{ik}$ 는 요소  $i, j, k$ 의 전달파워를 각각 나타낸다.

$P_{ik}$ 는 패널의 질량법칙에 의한 음향투과율을 이용하여 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$P_{ik} = w\eta_{ik}N_i\left(\frac{E_i}{N_i} - \frac{E_k}{N_k}\right) \tag{2.6}$$

이 경우 음장요소  $i$ 와  $k$ 의 결합손실계수  $\eta_{ik}$ 는 다음식과 같다.

$$\eta_{ik} = \frac{cS_j}{4V_iw} \tau_{ik} \tag{2.7}$$

여기서  $S_j$ 는 음장요소와 음장요소사이의면적,  $V_i$ 는 음장요소의 체적을 나타낸다.

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

$$\tau_{ik} = \left(\frac{2\rho_a c}{w\rho_b^n}\right)^2 \left[\ln\left(1 + \left(\frac{w\rho_b^n}{2\rho_a c}\right)^2\right)\right] \tag{2.8}$$

여기서  $\rho_a$ 는 음장의 밀도,  $\rho_b^n = \rho_b \cdot h$ 는 평판의 면밀도,  $\rho_b$ 는 평판의 밀도,  $c$ 는 음속을 각각 나타낸다.

## 2.3 주요 파라메타[2,3,4,5]

### 1) 모드수(mode number)

판요소와 음장요소의 모드수는 다음식으로 각각 구한다.

#### a) 판요소의 모드수

$$N_p = \frac{S}{4\pi} \sqrt{\frac{\rho_p^r}{B'}} \Delta\omega \quad (2.9)$$

여기서  $B'$ 는 평판의 굽힘 강성을 나타낸다.

#### b) 음장요소의 모드수

$$N_a = \left( \frac{V}{2\pi^2 c^3} \omega_0^2 + \frac{A}{8\pi c^2} + \frac{L}{16\pi c} \right) \Delta\omega \quad (2.10)$$

여기서  $V$ 는 직육면체의 음장의 체적,  $A$ 는 음장의 총면적,  $L$ 은 음장의 주변길이를 각각 나타낸다.

### 2) 내부손실계수

#### a) 판요소의 내부손실계수

감쇠율을 이용하여 판의 실측내부손실계수  $\eta_p$ 를 다음식에 의하여 구한다

$$\eta_p = \frac{DR}{27.3f} \quad (2.11)$$

공기중에서의 실험에 따라 구해진 내부손실계수에는 패널에서 열에너지로 변환되어 손실되는 파워와 진동에 따라 공기의 음향에너지로 방사되어 손실되어진 파워의 영향이 포함되어 있다고 생각된다.

$$\eta_p = \eta_p^i + \eta_p^r \quad (2.12)$$

여기서  $\eta_p$ ,  $\eta_p^i$ ,  $\eta_p^r$ 는 각각 패널의 실측 내부손실계수, 내부손실계수, 방사손실계수를 나타낸다

한편, 방사손실계수  $\eta_p^r$ 은 패널의 음향방사효율을 사용하면 다음 식으로 구할 수 있다.

$$\eta_p^r = \frac{\rho_a c}{w_0 \rho_p} \sigma_{rad} \quad (2.13)$$

평판의 음향방사효율  $\sigma_{rad}$ 는 G. Maidanik의 식 [6]으로 계산할 수 있다.

#### b) 음장의 내부손실계수

음장의 내부손실계수  $\eta_a$ 는 실험에서 구한 흡음율  $\bar{a}$  데이터를 이용하면 다음과 같다.

$$\eta_a = \frac{cA\bar{a}}{4wV} \quad (2.14)$$

3) 결합손실계수

각 경우의 결합손실계수는 다음식으로 구할 수 있다.

a) 평판과 평판이 결합된 경우

$$\eta_{ij} = \frac{C_{gi} L_{ij}}{\pi \omega S_i} \tau_{ij} \tag{2.15}$$

여기서  $C_{gi}$ 는 요소  $i$ 의 군속도,  $L_{ij}$ 는 요소  $i$ 와  $j$ 의 결합길이를,  $\tau_{ij}$ 는  $i$ 에서  $j$ 로의 굽힘파의 평균투과율을 나타낸다.

b) 평판과 음장이 결합된 경우

$$\eta_{pa} = \frac{\rho_a c \sigma_{rad}}{w \rho_p} \tag{2.16}$$

c) 음장과 평판이 결합된 경우

$$\eta_{ap} = \eta_{pa} \frac{N_p}{N_a} \tag{2.17}$$

여기서  $N_p$ 는 패널의 모드수,  $N_a$ 는 음장의 모드수를 나타낸다.

4) 복합판의 내부손실계수

복합패널의 내부손실계수는 식(2.18)로부터, 강판벽의 등가내부손실계수로 등가하여 구할 수 있다.

$$\eta_e = \eta_s + \sum \eta_i \tag{2.18}$$

$$\eta_i = \eta_i \frac{A_i m_i \langle v_i^2 \rangle}{A_s m_s \langle v_i^2 \rangle}$$

여기서  $\eta_e$ 는 등가내부손실계수,  $\eta_s$ 는 강판벽의 내부손실계수,  $\eta_i$ 는 부가내부손실계수,  $\eta_i$ 는 내장벽의 내부손실계수, 첨자  $s$ 는 강판벽,  $i$ 는 내장벽을 나타낸다.

3. 실험

본 연구에서는 Fig. 3.1과 같은 모델을 사용하여 실험을 수행하였다. 실험모델의 재료는 아연도금강판이며 각 패널의 크기는 500mm×500mm×500mm×1.6mm로 단일화 하였다.

또한, 흡음재는 50mm두께의 glasswool(g-w)과 rockwool(r-w)을 각각 사용하였다. 흡음재의 설치는 음장요소 ①를 둘러싸고 전체 패널내부에 각각 설치하였다.

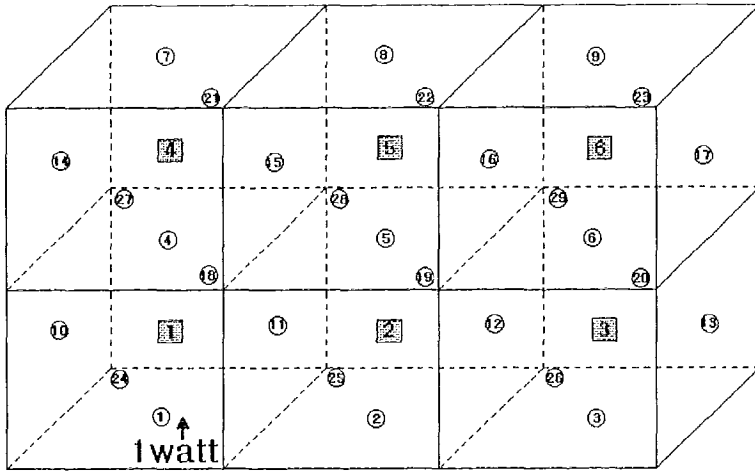


Fig.3.1 Schematic configuration of model

### 3.1 실험장치 및 방법

외부소음의 영향을 없게하기 위하여 모델을 반무향실내에 설치하고 실험을 수행하였다. Fig.3.2는 실험장치와 측정방법을 보이고 있다. 1watt의 백색잡음은 신호분석기 3550을 통하여 음향가진력은 음장요소[]번에 스피커를 통하여 발생시키고, 진동가진력은 패널①번에 진동가진기를 통하여 발생시켰다. 음향가진과 진동가진시 각각의 경우에 대해 음장요소의 음압레벨과 패널의 진동가속도레벨을 1/3옥타브 밴드 중심주파수 800Hz에서 16000Hz 까지 측정하였다.

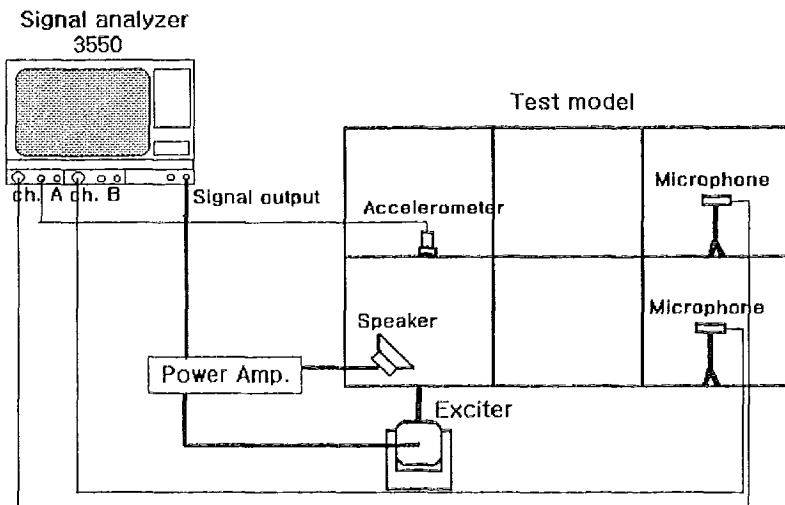


Fig. 3.2 Experimental apparatus

## 4. 수치계산

### 4.1 입력파워

수치계산을 위하여 파워의 입력은 Fig.3.1의 모델에서 음장요소 ①에 스피커를 통하여 1watt의 음향가진을 주거나, 패널 ①에 1watt의 진동가진을 주었다.

### 4.2 입력 파라메타

#### 1) 모드수

패널의 모드수는 식 (2.9)를 이용하였고, 음장요소의 모드수는 식(2.10)을 이용하였다. Fig.4.1은 패널과 음장요소의 모드수를 각각 보이고 있다.

#### 2) 내부손실계수

패널과 음장요소의 내부손실계수는 각각 식(2.12)과 (2.14)를 이용하였고, 복합판의 내부손실계수는 식(2.18)을 이용하였다.

Fig.4.2는 패널의 실측내부손실계수를 보이고 있고, Fig.4.3은 음장요소의 내부손실계수를 보이고 있다.

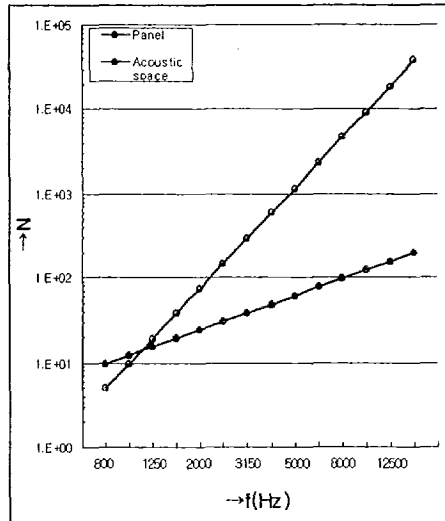


Fig.4.1 Calculated number of modes of steel panels and acoustic space

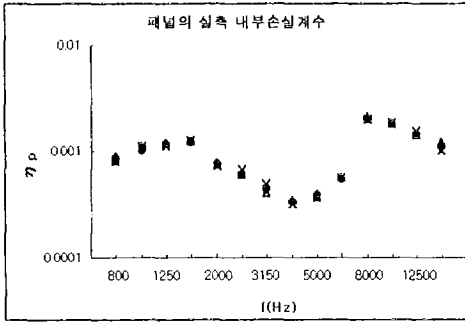


Fig.4.2 Internal loss factors of panel

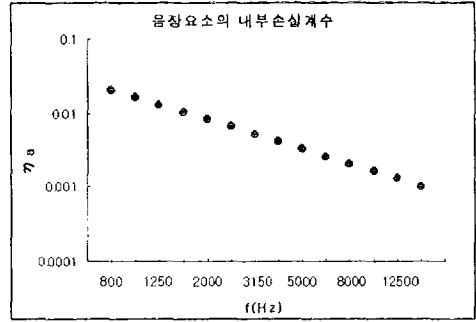


Fig.4.3 Internal loss factors of acoustic space

### 3) 결합손실계수

패널과 패널의 경우는 식 (2.15), 패널과 음장요소의 경우 식 (2.16), 음장요소와 패널의 경우는 식 (2.17), 음장요소와 음장요소의 경우는 식(2.7)를 사용하여 계산을 수행하였다.

## 5. 실험결과 및 수치계산에 대한 고찰

### 5.1 가진기의 진동가진에 의한 $L_a$ 와 $L_p$

Fig.5.1~Fig.5.6은 1watt의 백색잡음(white noise)을 진동원으로하여 패널 ①에 진동가진기로 직접가진하였을 때 1/3 octave band, 800Hz ~16kHz의 중심주파수에서 구한, 각 패널의 진동가속도레벨과 음장요소의 음압레벨의 실험결과와 계산결과를 표시하고 있다.

Fig.5.1~Fig.5.3에서와 같이 진동가속도레벨  $L_a$ 은 1000Hz이하에서 약 10dB의 차이를 보이고 있지만 기타 전 주파수 통하여 실험결과와 계산치는  $\pm 5$ dB이내에서 잘 일치함을 보이고 있다. 1000Hz에서의 차이는 모드수의 부족에 기인한 것 같다.

Fig.5.4~Fig.5.6은 음압레벨을 나타내고 있는데 800Hz에서는 약 10dB의 차이를 보이지만 기타 전 주파수 통하여 실험결과와 계산치는  $\pm 5$ dB이내에서 잘 일치함을 보이고 있다.

각 그림의 임계주파수( $f_c=7529$ Hz)부근에서 진동가속도레벨과 음압레벨이 가장적게 나타나는데 이 주파수 대역에서는 방사되는 음향파위가 최대가 되는 곳으로서 각 레벨이 최소가 되는 곳이다.

방음재를 음장요소 ①내의 패널에 설치한 경우에 대해서도 실험을 수행하였다. 그 결과 전 주파수 영역에서 방음재를 설치하지 않은 경우의 결과와 거의 일치함을 확인하였다.

### 5.2 음장요소의 음향가진에 의한 $L_a$ 와 $L_p$

#### 1) 방음재를 설치하지 않은 경우

Fig.5.7~Fig.5.12은 1watt의 백색잡음(white noise)을 진동원으로하여 음장요소 ①에 스피커로 직접 음향가진하였을 때 1/3 옥타브밴드, 800Hz~16kHz의 중심주파수에서 구한, 각 패널의 진동가속도



레벨과 각 음장요소의 음압레벨, 실험결과와 계산결과를 표시하고 있다.

Fig.5.7~Fig.5.9에서 가속도레벨의 실험치와 이론치는 일부주파수를 제외하고는 전주파수 영역에서  $\pm 3\text{dB}$ 이내에서 좋은 결과를 보이고 있다.

Fig.5.10~Fig.5.12은 음압레벨의 실험치와 이론치를 나타내고 있는데 이의 결과도 일부 주파수를 제외하고 전주파수 영역에서  $\pm 3\text{dB}$ 이내에서 좋은 결과를 보이고 있다.

임계주파수는 7529Hz이다. 이 부근은 패널로부터 방사되는 음향파워가 최대가 되는 곳으로서 진동가속도레벨과 음압레벨은 최대가 됨을 확인할 수 있다.

### 2) 방음재를 설치한 경우

방음재인 rockwool(r-w), glasswool(g-w)을 음장요소 ①내의 각 패널에 설치한 경우의 가속도레벨을 Fig.5.7~Fig.5.9에 표시하고 있다. 실험치와 이론치는 전주파수 영역에서  $\pm 5\text{dB}$ 이내에서 좋은 결과를 보이고 있다. 음압레벨은 Fig.5.10~Fig.5.12에 표시하고 있는데, 실험치와 이론치는 전주파수 영역에서  $\pm 5\text{dB}$ 이내의 좋은 일치를 보이고 있다.

중심주파수 800Hz~16kHz에서는 rockwool의 방음효과가 약 30dB인데 비하여 glasswool의 방음효과는 약 25dB로 나타남에 따라 rockwool이 glasswool보다 약 5dB정도로 좋은 방음효과를 나타내었다.

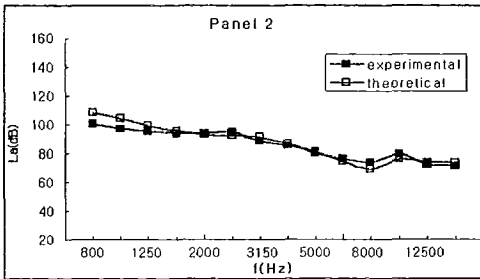


Fig.5.1 Experimental and theoretical values for acceleration levels (Exciter installed on panel ①)

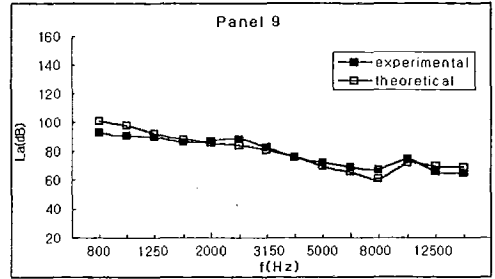


Fig.5.3 Experimental and theoretical values for acceleration levels (Exciter installed on panel ①)

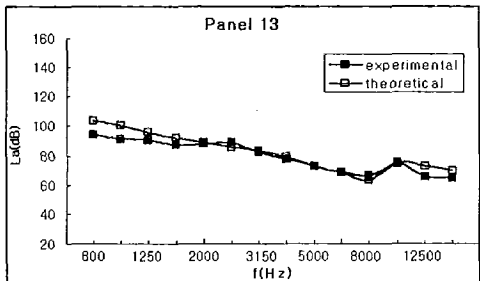


Fig.5.2 Experimental and theoretical values for acceleration levels (Exciter installed on panel ①)

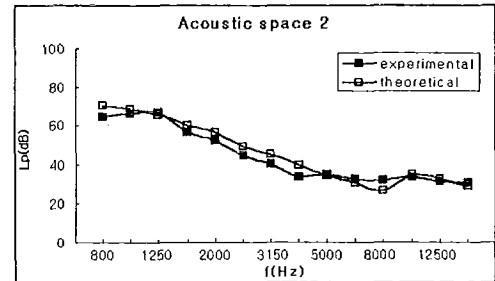


Fig.5.4 Experimental and theoretical values for sound pressure levels (Exciter installed on panel ①)

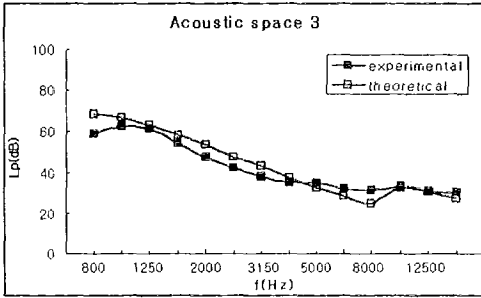


Fig.5.5 Experimental and theoretical values for sound pressure levels (Exciter installed on panel ①)

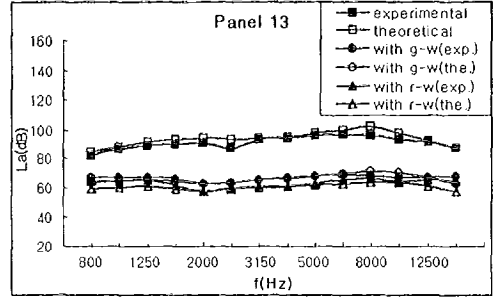


Fig.5.8 Experimental and theoretical values for acceleration levels (Speaker set in space ①)

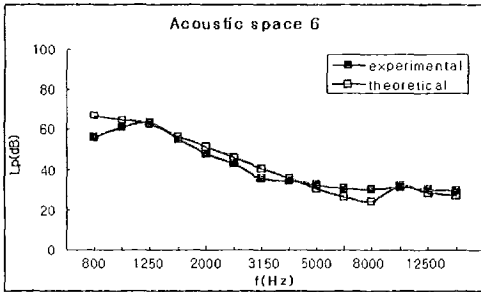


Fig.5.6 Experimental and theoretical values for sound pressure levels (Exciter installed on panel ①)

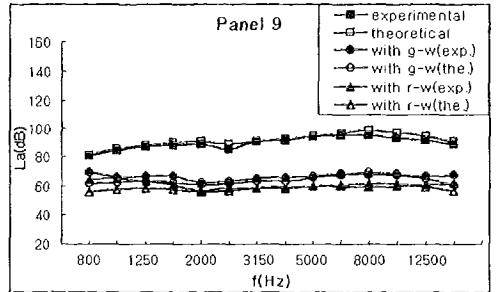


Fig.5.9 Experimental and theoretical values for acceleration levels (Speaker set in space ①)

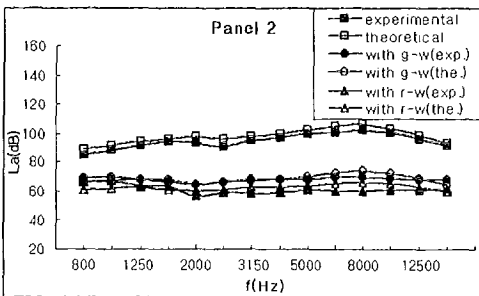


Fig.5.7 Experimental and theoretical values for acceleration levels (Speaker set in space ①)

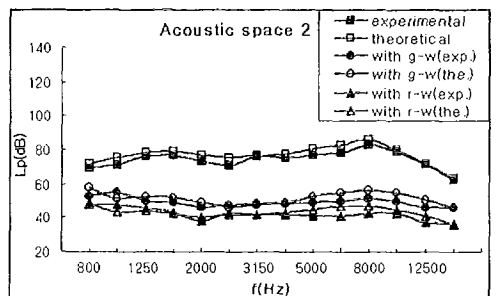


Fig.5.10 Experimental and theoretical values for sound pressure levels (Speaker set in space ①)

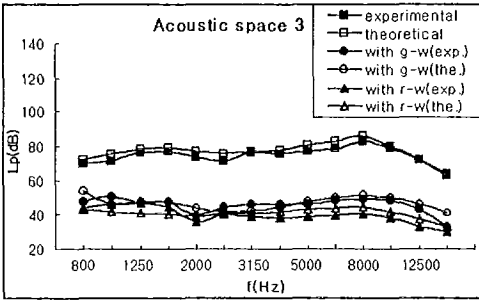


Fig.5.11 Experimental and theoretical values for sound pressure levels (Speaker set in space ①)

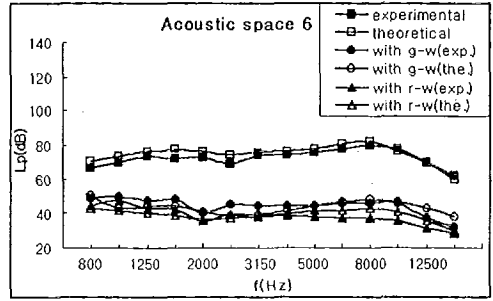


Fig.5.12 Experimental and theoretical values for sound pressure levels (Speaker set in space ②)

## 6. 결론

강제구조물모델에서의 소음해석에 SEA법을 적용하여 수치계산한 이론치와 일련의 실험을 수행하여 얻은 실험치를 비교·검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 패널에서 방사되는 손실파워 및 비공진모드에 따른 파워흐름을 고려한 SEA이론을 토대로하여, 강구조모델의 음압레벨과 진동가속도레벨을 각각 해석하여 구한 이론치는 실험치와  $\pm 5\text{dB}$ 정도내에서 좋은 일치함을 보였다.
- (2) 음향방사손실파워가 최대가 되는 임계주파수( $f_c = 7529\text{Hz}$ )가 존재하는 8kHz부근에서는 진동가진의 경우, 가속도레벨과 음압레벨은 전주파수 영역을 통하여 낮은 레벨 값을 나타내었고 음향가진의 경우, 높은 진동가속도레벨과 음압레벨을 나타내었다.
- (3) 진동가진의 경우에는 방음재를 설치하지 않았을때와 설치한 경우의 진동가속도레벨과 음압레벨은 변화가 거의 없었다. 음향가진의 경우에는 전주파수 영역을 통하여 rockwool의 방음효과가 약 30dB이었고, glasswool의 방음효과는 약 25dB정도였다. 즉, rockwool이 glasswool보다 약 5dB정도 더 좋은 방음효과를 나타내었다.

본 연구에서는 간단한 모델에 대해서 실험과 수치해석을 수행하였지만 차후에는 실선에 더 가까운 모델에 대한 실험적 연구가 필요할 것 같다.

## 참고문헌

- [1] Lyon Richard H. "Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems : Theory and Application", MIT press, cambridge 1975.
- [2] 안시영, 박기태, "강제구조물의 고체음전달에 관한 실험적 연구", 울산대학교, 공학연구 논문집, 제 30권 1호, pp 119-134, 1999
- [3] 안시영, 박기태, "강구조모델 A의 소음전달특성에 관한 실험적 연구", 울산대학교 공학 연구 논문집, 제 30권 2호, pp 367-382. 1999
- [4] 修理英華,栗原至道,"鋼構造モデルの騒音傳搬に關する實驗的研究(第I報)",關西造船協會誌, 第181號, 1981.
- [5] 日本造船研究協會第156研究部會,"船舶騒音に關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