

# 선박의 장비 공기소음이 수중소음에 미치는 영향

김현실<sup>1,†</sup> · 김재승<sup>1</sup> · 김봉기<sup>1</sup> · 김상렬<sup>1</sup> · 이성현<sup>1</sup>  
한국기계연구원 음향·소음팀<sup>1</sup>

## Effect of Airborne Noise from Ship Machinery on Underwater Noise

Hyun-Sil Kim<sup>1</sup> · Jae-Seung Kim<sup>1</sup> · Bong-Ki Kim<sup>1</sup> · Sang-Ryul Kim<sup>1</sup> · Seong-Hyun Lee<sup>1</sup>  
Acoustics and Noise Research Team, Korea Institute of Machinery & Materials<sup>1</sup>

### Abstract

In research vessels or naval ships, airborne noise from machineries such as diesel engine is the major source of underwater noise at low speed. In this paper, effect of engine noise on underwater noise is studied by considering two paths; sound radiation from hull plate and direct airborne noise transmission through hull plate. SEA (Statistical energy analysis) is used to predict hull plate vibration induced by engine noise, where SEA model consists of only two subsystems; engine room air space and hull plate. The pressure level in water is calculated from sound radiation by plate. Engine noise transmission through hull plate is obtained by assuming plane wave propagation in air-limp plate-water system. Two effects are combined and compared to the measurement, where speaker is used as a source in engine room and sound pressure levels in engine room and water are measured. The hydrophone is located 1 m away from the hull plate. It is found below 1000 Hz, prediction overestimates underwater sound pressure level by 5 to 12 dB.

**Keywords** : Underwater radiated noise (수중방사소음), Transfer function (전달함수), 통계적 에너지해석법 (SEA), 공기소음 (Airborne noise), 고체소음 (Structure-borne noise)

## 1. 서론

선박의 엔진이나 프로펠러에서 발생하는 소음은 수중소음의 가장 큰 원인으로 해양조사선이나 함정과 같이 수중소음이 중요한 선박에서는 소음발생을 줄이기 위해 많은 노력을 하고 있다. 저속에서는 프로펠러 소음보다 엔진이나 발전기같은 장비소음이 더 중요하데 효율적인 저감대책을 위해서는 먼저 장비소음이 정량적으로 수중소음에 미치는 영향을 파악하는 것이 가장 중요하다.

장비가 수중소음에 영향을 주는 경로는 두 가지로 구분되는데 첫 번째(Path A)는 엔진실처럼 고소음이 발생하는 격실 내에서 공기소음(Airborne noise)이 수중에 접한 선체 외판을 통해 수중으로 소음을 전파하는 경로가 있으며, 두 번째(Path B)는 장비의 고체소음(Structure-borne noise)이 받침대를 통해 선체외판으로 전파되어 수중으로 음을 방사하는 경로가 있다. 경로 A와 B의 영향을 설계단계에서 정확히 예측하는 것은 수중방사소음을 줄이는데 가장 핵심적인 기술이다.

Mano, et al.(1986)는 원통형 헬과 같은 단순 모델에 대해 수중방사소음을 해석적인 방법을 사용하여 예측하였다. FEM/BEM 등과 같은 수치해석적 방법은 일반적으로 복잡한 구조물의 소음/진동해석에 적합하지만 선박에 적용하기에는 요구되는 요소수가 너무 많아 실용적으로 적용이 불가능하다. 선박의 수중방사소음 해석에는 고주파수 해석에 적합한 통계적에너지 해석법(SEA:

Statistical Energy Analysis)이 주로 사용되었다(Boroditsky, et al., 2007; Kim, et al., 1992; Tanaka, et al., 1990; Uchida, et al., 1986; Yokokura, 1987). Kim, et al. (1998)은 함정에서 장비 공기소음과 고체소음이 수중방사소음에 기여하는 영향을 검토하였고, Tanaka, et al. (1990)은 장비 공기소음이 선체외판에 발생하는 고체소음에 대해 예측과 측정값을 비교하였다. 함정에서는 개별 장비가 수중방사소음에 미치는 영향을 파악하기 위해 오버사이드 소음 (Overside noise)을 측정하는데 이 경우 장비 공기소음과 고체소음이 동시에 발생하므로 각각의 기여도를 분리할 수 없다.

본 논문은 디젤엔진과 같은 선박의 주요 장비에서 발생하는 공기소음이 수중방사소음에 미치는 영향을 규명하기 위한 연구결과의 일부로 SEA 및 선체 벽의 투과손실을 이용하여 해석적으로 장비 공기소음의 기여도를 예측하였으며 이를 실제 선박의 엔진실에서 스피커를 사용하여 측정된 결과와 비교·검토하였다.

## 2. 엔진실 공기소음에 기인한 수중음압해석

엔진실 공기소음은 두 가지 경로로 수중에 음파를 발생하는데 공기소음이 선체 외판을 가진하여 고체소음을 발생하고 외판은 수중에 음파를 방사(Radiation)하는 경로가 있으며 두 번째는 공기소

음이 선체외판을 투과하여 수중에 전파하는 경로이다. 첫 번째 경로에서 외판의 탄성은 중요한 역할을 하나 두 번째 경로에서 외판은 밀도가 가장 중요한 림프 판 (Limp plate)으로 작용한다.

### 2.1 엔진실 공기소음에 의한 선체외판의 방사소음해석

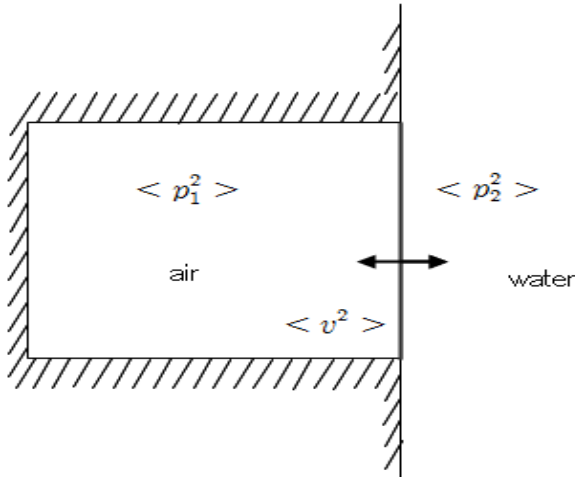


Fig. 1 SEA model

엔진실 공기소음에 의한 선체외판의 진동을 통계적에너지 해석법으로 해석하기 위해 Fig. 1처럼 엔진실 공간요소(요소 No.1)와 수중에 노출된 선체 외판(요소 No.2)의 2개 요소로 단순화한 모델을 고려한다. 음압  $\langle P_1^2 \rangle$ ,  $\langle P_2^2 \rangle$ 는 공기 및 수중의 음압이며  $\langle v^2 \rangle$ 는 외판의 진동레벨로, 고려하는 주파수 대역에서 시간과 공간에 대해 평균값을 갖는 레벨(mean-squared level)을 나타낸다. Fig. 1에서 수중의 음압은 선체 외판의 고체소음이 결정되면 판의 방사로부터 구해지며 엔진실 공기소음과는 직접 에너지를 주고받지 않으므로 SEA 모델에는 포함되지 않는다.

엔진실 천장이나 바닥 등 다른 판도 공기소음에 의해 가진되며, 발생한 고체소음은 선체 구조물을 따라 전파하여 선체 외판을 가진하지만 이러한 2차 전달성분은 외판이 엔진실 공기소음에 의해 직접 가진되는 1차 성분에 비해 작으므로 수중과 직접 접하지 않은 벽과 천장, 바닥은 소음전달 요소로 고려하지 않았다.

디젤엔진에 의해 발생한 음향파워가 엔진실에 소음을 발생하고 선체 외판을 가진하는 모델에 대한 SEA 방정식은 다음과 같이 주어진다.

$$(\eta_{11} + \eta_{12})E_1 - \eta_{21}E_2 = P_1/\omega \tag{1}$$

$$- \eta_{12}E_1 + (\eta_{22} + \eta_{21})E_2 = 0 \tag{2}$$

여기서,  $P_1$ 은 음향파워,  $\omega$ 는 각주파수,  $E_1$ ,  $E_2$ 와  $\eta_{11}$ ,  $\eta_{12}$ 는 엔진실(요소 1)과 외판(요소 2)의 에너지 및 손실계수(loss factor),  $\eta_{12}$ 와  $\eta_{21}$ 은 요소 1과 2사이의 결합손실계수(coupling loss factor)이다. 에너지는 각각 다음 식과 같이 엔진실의 음압  $\langle P_1^2 \rangle$ 과 선체 외판의 속도  $\langle v^2 \rangle$ 로 표현된다.

$$E_1 = \langle p_1^2 \rangle V / \rho_1 c_1^2 \tag{3}$$

$$E_2 = M \langle v^2 \rangle \tag{4}$$

여기서  $V$ 는 엔진실의 체적,  $\rho_1$ 과  $c_1$ 은 공기의 밀도와 음속,  $M$ 은 외판의 질량이다. 식 (2)로부터 에너지의 비는 다음과 같이 주어진다.

$$E_2/E_1 = \eta_{12}/(\eta_{22} + \eta_{21}) \tag{5}$$

결합손실계수와 모드밀도  $n_1$ ,  $n_2$ 는 다음 관계가 있으며

$$\eta_{12}n_1 = \eta_{21}n_2 \tag{6}$$

이를 이용하여 식 (5)를 정리하면 판의 속도와 엔진실 음압사이의 관계식은 다음과 같이 주어진다.

$$\langle v^2 \rangle = \langle p_1^2 \rangle \frac{V}{M\rho_1 c_1^2} \left( \frac{n_2}{n_1} \right) \frac{1}{1 + \eta_{22}/\eta_{21}} \tag{7}$$

여기서  $\eta_{21}$ 은 다음 식으로 주어진다.

$$\eta_{21} = \frac{\rho_1 c_1 \sigma_1 A}{\omega M} \tag{8}$$

단,  $A$ 는 판의 면적이며  $\sigma_1$ 은 공기 중의 방사효율(radiation efficiency)로 다음 식으로 주어진다 (Crocker & Price, 1969).

$$\sigma_1 = \frac{\lambda_c^2}{A} g_1(\alpha) + \frac{P\lambda_c}{A} g_2(\alpha) \tag{9}$$

$$(\lambda = c_1/f, \lambda_c = c_1/f_c, \alpha = \sqrt{f/f_c})$$

$P$ 는 판의 주변길이(perimeter)이며 함수  $g_1(\alpha)$ 과  $g_2(\alpha)$ 은 참고문헌 (Crocker & Price, 1969)에 나와 있다.  $f_c$ 는 판의 임계 주파수(critical frequency)이다.

$$f_c = \frac{c_1^2}{2\pi h} \sqrt{12\rho_p(1-\nu^2)/E} \tag{10}$$

단,  $E$ ,  $h$ 와  $\rho_p$ ,  $\nu$ 는 각각 판의 탄성계수, 두께, 밀도, 포와송 계수이다. 물과 접한 판의 방사효율은 주파수가  $f_c$ 부근과  $f > f_c$  영역에서 식 (9)와 계측치가 차이를 보이므로(Uchida, et al., 1986), 본 논문에서는  $f \geq f_c$ 에서는  $\sigma_1 = 1$ 로 가정하였다.

공기음 요소의 모드밀도  $n_1$ 과 판의 모드밀도  $n_2$ 는 다음과 같이 주어진다.

$$n_1(\omega) = \frac{\omega^2 V}{2\pi^2 c_1^3} \tag{11}$$

$$n_2(\omega) = \frac{\sqrt{3}A}{2\pi c_L h} \quad (12)$$

여기서  $c_L$ 은 판의 종파전달속도(longitudinal wave speed)로 다음과 같이 주어진다.

$$c_L = \sqrt{E/\rho_p(1-\nu^2)} \quad (13)$$

외판의 손실계수  $\eta_2$ 는 구조감쇠계수(structural damping)  $\eta_{int}$ 에 수중으로의 음파 방사로 인한 손실계수를 더하여 다음과 같이 주어진다.

$$\eta_2 = \eta_{int} + \frac{\rho_2 c_2 \sigma_2 A}{\omega M} \quad (14)$$

여기서  $\rho_2, c_2$ 는 각각 물의 밀도와 음의 전파속도이며  $\sigma_2$ 는 수중에서의 방사효율이다. 구조감쇠계수는  $10^{-3} \sim 10^{-4}$ 의 크기를 가지며 한 쪽이 수중에 노출되어 있을 때에는 수중으로의 음의 방사로 인해 저항을 받으므로 손실계수가 크게 증가한다. 식 (14)에서 방사효율  $\sigma_2$ 는 한쪽은 공기, 다른 쪽은 수중과 접한 경우인데 Tanaka, et al. (1990)은 식 (9)에 물의 밀도와 음속을 적용한 값은 측정된 방사효율 값과 차이가 많음을 보였다. 본 논문에서는 참고문헌 (Yokokura, 1987)에 제시된 수중에 노출된 판의 손실계수 측정값을  $\eta_2$ 로 사용하였으며 Table 1에 나타냈다. 외판의 진동은 수중으로 음파를 방사하며 이때의 파워  $W$ 는 다음과 같다.

$$W = A \rho_2 c_2 \sigma_2 \langle v^2 \rangle \quad (15)$$

선체로부터 멀리 떨어진 곳에서는 외판은 점음원(point source)으로 볼 수 있으며 음향에너지는 반 무한 공간에 구면파로 전파한다고 가정할 수 있다(Uchida, et al., 1986).

$$W = \frac{2\pi r^2 \langle p_2^2 \rangle}{\rho_2 c_2} \quad (16)$$

가상 점음원으로부터 1m 떨어진 곳에서의 음압은 식 (15)와 (16)으로부터 다음과 같이 주어진다.

$$\langle p_2^2 \rangle = \frac{1}{2\pi} A \rho_2^2 c_2^2 \sigma_2 \langle v^2 \rangle \quad (17)$$

식 (7)과 (17)로부터 엔진실 소음과 외판으로부터 1m 떨어진 곳에서의 수중 소음과의 관계식은 다음과 같이 주어진다.

$$\frac{\langle p_2^2 \rangle}{\langle p_1^2 \rangle} = \frac{VA \rho_2^2 c_2^2 \sigma_2}{2\pi M \rho_1 c_1^2} \left( \frac{n_2}{n_1} \right) \frac{1}{1 + \eta_2/\eta_{21}} \quad (18)$$

식 (11), (12)의 모드밀도를 식 (18)에 대입하고 양변에 log를 취하면 다음과 같이 된다

$$L_2 - L_1 = K_1(f) + 26 \quad (19)$$

여기서  $L_2, L_1$ 은 수중 및 공기중 음압으로 기준은 각각  $1\mu P_a, 20\mu P_a$ 이며 26 dB는 기준차이에 의해 발생한다. 계수  $K_1$ 은 다음과 같다.

$$K_1(f) = 10 \log \left( \frac{\sqrt{3} A^2 \rho_2^2 c_2^2 \sigma_2 c_1}{2 M h \rho_1 c_L \omega^2} \frac{1}{K_2} \right) \quad (20)$$

단,

$$K_2 = 1 + \eta_2 \frac{\omega M}{A \rho_1 c_1 \sigma_1} \quad (21)$$

Table 1 Loss factor of hull plate and correction factor to radiation efficiency  $\sigma_2$  in water

Hz	$\eta_2$	$C$ (dB)
31.5	0.05	-15
63	0.04	-8
125	0.03	-6
250	0.03	-4
500	0.03	-4
1000	0.03	-4
2000	0.03	-3
4000	0.03	1
8000	0.03	5

식 (20)에서 수중에서의 방사효율  $\sigma_2$ 는 Maidanik의 식 (Crocker & Price, 1969)에 Table 1에 제시된 보정값  $C$ 를 도입하여  $10 \log(\sigma_2) + C$ 를 수중에서의 방사효율 값으로 사용하였다.

## 2.2. 공기소음 투과에 의한 수중소음해석

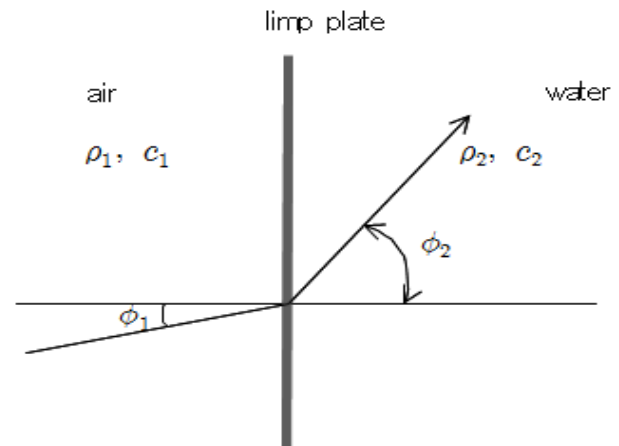


Fig. 2 Transmission of obliquely incident sound wave through an unbounded limp plate

Fig. 2처럼 공기와 물이 판으로 구분되고 공기쪽에서 평면파가 입사할 경우 음파의 전달률  $\tau$ 는 다음과 같이 주어진다 (Fahy, 1985).

$$\tau = \frac{|p_2|^2}{|p_1|^2} = \frac{4|\tilde{z}_{wf2}|^2}{|\tilde{z}_{wf1} + \tilde{z}_{wf2} + \tilde{z}_{wp}|^2} \frac{\cos \phi_2}{\cos \phi_1} \quad (22)$$

여기서 공기와 물의 임피던스, 판의 임피던스는 각각 다음과 같이 주어진다.

$$\tilde{z}_{wf1} = \frac{\rho_1 c_1}{\sqrt{1 - \sin^2 \phi_1}} \quad (23)$$

$$\tilde{z}_{wf2} = \frac{\rho_2 c_2}{\sqrt{1 - (c_2 \sin \phi_1 / c_1)^2}} \quad (24)$$

$$\tilde{z}_{\varphi} = -\frac{j}{\omega} (Dk_1^4 \sin^4 \phi_1 - m\omega^2) + \frac{1}{\omega} D_1 k_1^4 \sin^4 \phi_1 \eta_2 \quad (25)$$

단,  $j = \sqrt{-1}$ ,  $D = Eh^3/12(1 - \nu^2)$ ,  $m = \rho_p h$ ,  $k_1 = \omega/c_1$ .

식 (25)에서 판의 탄성이 질량만 고려하는 림프 판 (Limp plate) 모델에 미치는 영향을 보기 위해 다음 두 가지 비를 살펴 보았다.

$$r_1 = \frac{1}{\omega} Dk_1^4 \sin^4 \phi_1 \eta_2 / \rho_2 c_2 \quad (26)$$

$$r_2 = Dk_1^4 \sin^4 \phi_1 / m\omega^2 \quad (27)$$

주파수가 커질수록  $r_1$ 과  $r_2$ 는 커지는데 10 kHz에서 두 가지 각도에 대해 다음 값을 갖는다.

$$\phi_1 = 5^\circ: r_1 = 6.1 \times 10^{-3}, r_2 = 7.1 \times 10^{-4}$$

$$\phi_1 = 12^\circ: r_1 = 2.0 \times 10^{-1}, r_2 = 2.3 \times 10^{-2}$$

두께 12 mm 강판의 임계주파수  $f_c$ 는 19 kHz이며 본 논문에서 고려하는 10 kHz 이하 영역에서는 탄성이 미치는 영향은 무시할 수 있으며 식 (25)는 림프 판으로 가정할 수 있다.

$$\tilde{z}_{wp} \approx jm\omega \quad (28)$$

식 (22)에서 공기 중 음파의 입사각도는 다음 식에 의해 제한되며

$$\sin \phi_1 \leq c_1/c_2 \quad (29)$$

$c_1 = 340$  m/s,  $c_2 = 1500$  m/s인 경우 임계각도는  $\phi_c = 13.1^\circ$ 로 주어지며 이보다 큰 각도로 입사하는 음파는 에너지전파가 불가능하다. 수직입사의 경우 식 (22)는 다음과 같이 되며

$$\tau = \frac{4}{(m\omega/\rho_2 c_2)^2 + (1 + \rho_1 c_1/\rho_2 c_2)^2} \approx \frac{4}{(m\omega/\rho_2 c_2)^2 + 1} \quad (30)$$

저주파수대역에서  $\tau \approx 4$ 가 된다. 이는 수중에서의 압력은 공기 중보다  $10\log(4) = 6$  dB 커지며 기준값의 차이를 더해지면 32 dB 커짐을 의미한다. 그러나 인텐시티의 전달률은

$$\tau_{intensity} = \tau \frac{\rho_1 c_1}{\rho_2 c_2} \approx 0.001$$

로 -30 dB이며 이로부터 에너지는 극히 일부분만 공기에서 수중으로 전파됨을 알 수 있다.

전달률의 입사각도에 대한 평균은 다음 식에 의해 주어지는데 (Fahy, 1985), 식 (31)의 분자에서 적분 상한값은  $\pi/2$ 가 아닌  $\phi_c$ 가 된다.

$$\tau_{avg} = \frac{\int_0^{\phi_c} \tau \sin \phi \cos \phi d\phi}{\int_0^{\pi/2} \sin \phi \cos \phi d\phi} = \int_0^{\phi_c} \tau \sin 2\phi d\phi \quad (31)$$

본 논문에서는 식 (31)을 수치적분하였는데 1000 Hz 이하에서  $10\log(\tau_{avg})$ 는 대략 -8~ -9 dB이며 주파수가 커질수록 감소한다. Fig. 3에 입사각도  $\phi_1 = 0^\circ, 8^\circ, 12^\circ$  일 때  $10\log(\tau)$ 를 주파수의 함수로 나타냈으며  $10\log(\tau_{avg})$ 도 함께 나타냈다.

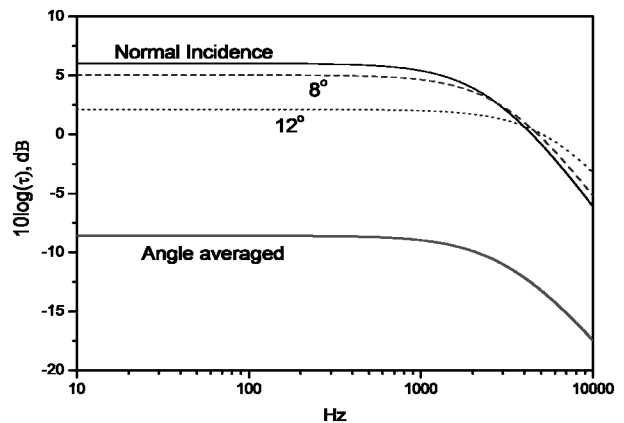


Fig. 3 Transmission coefficient of the limp plate (air to water)

실제 환경에서는  $\tau$ 는 수직입사와  $\tau_{avg}$ 의 사이값을 가질 것으로 예상되며 본 논문에서는 수직입사값에서 5 dB를 빼준 값을 사용하였다.

$$10\log(\tau_{trans}) \approx 10\log(\tau_{\phi=0}) - 5 \text{ dB} \quad (32)$$

수중에 전파하는 음압은 기준차이 26 dB를 고려하여 다음과 같이 주어진다.

$$L_2 - L_1 = G + 26 \quad (33)$$

단,  $G = 10\log(\tau_{trans})$ .

### 3. 외판의 전달손실 해석결과와 측정값과의 비교

2.1절의 판의 방사로 인한 식 (18)과 2.2절의 림프 판의 전달률로 인한 식 (32)를 더해주면 수중소음과 엔진실 공기소음과의 비는 다음과 같이 된다.

$$\frac{\langle p_2^2 \rangle}{\langle p_1^2 \rangle} = 10^{K_1/10} + 10^{G/10} \quad (34)$$

식 (34)의 양변에 기준치 차이인  $400 = 10^{2.6}$ 을 곱하고  $10\log$ 를 취하면 수중소음  $L_2$ 와 엔진실 공기소음  $L_1$ 과의 전달함수  $TF$ (Transfer function)는 최종적으로 다음과 같이 된다.

$$L_2 = L_1 + TF \quad (35)$$

여기서

$$TF = 10\log(10^{\Delta_{rad}/10} + 10^{\Delta_{trans}/10}) \quad (36)$$

단,  $\Delta_{rad} = K_1 + 26$ ,  $\Delta_{trans} = G + 26$

국내에서 건조한 함정의 엔진실 선체외판의  $TF$ 를 측정하였는데 (Kim, et al., 1998) 엔진을 비롯한 모든 장비는 끄고 엔진실에 무지향성 스피커(B&K Omni-directional speaker Model 4295)를 설치하여 소음을 발생하였으며 엔진실에는 마이크폰을, 엔진실 선체 외판으로부터 1 m 떨어진 수중에는 하이드로폰을 설치하여 음압을 측정하였다. 엔진실 선체 외판은 두께 12 mm의 강판이며 엔진실 크기는 길이, 폭, 높이가 각각 8.4, 14, 4.0 m이며 선체 외판의 면적은 33.6 m<sup>2</sup>이다.

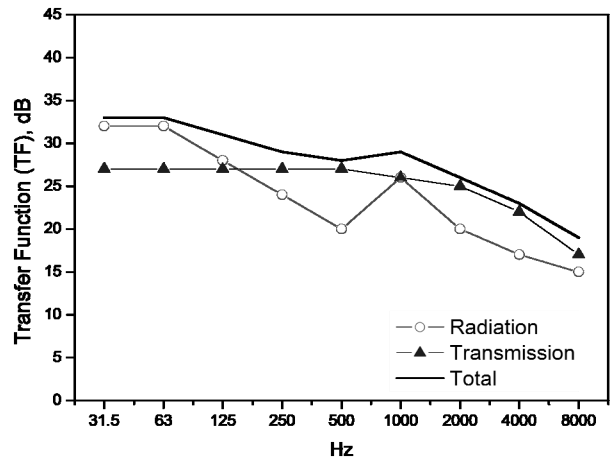


Fig. 4 Comparison of transfer function from plate radiation and sound transmission through limp plate

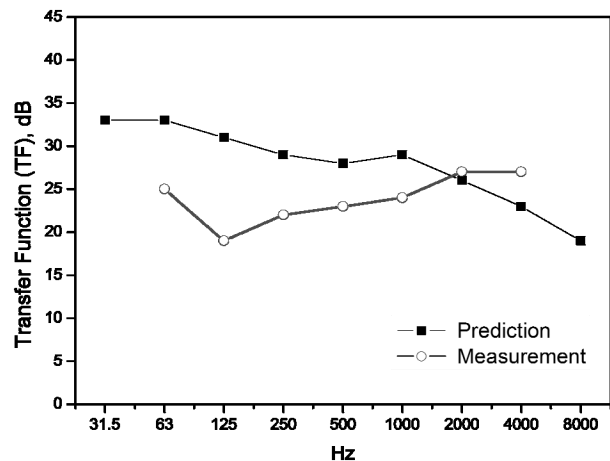


Fig. 5 Comparison of predicted and measured transfer function (Kim, et al., 1998)

Fig. 4에는 외판의 방사로 인한 전달함수 (19)와 림프 판을 통한 공기음 투과에 의한 전달함수 (33)과 두 결과를 합한 값 (36)을 비교하였다. 125 Hz 이하에서는 외판의 방사가 더 크지만 250 Hz 이상에서는 공기소음의 직접 투과가 방사에 의한 기여도와 대등하거나 약간 큰 것으로 나타났다. Fig. 5에는 최종 전달함수 (36)과 측정값을 비교하였다

### 4. 검토 및 결론

전달함수 예측값은 측정값에 비해 1000 Hz 이하에서는 5 ~ 12 dB 높게 나타났고 1000 Hz 이상에서는 1 ~ 4 dB 낮게 나타났다. 예측결과에 가장 큰 영향을 주는 것은 한쪽이 공기에 접하고 다른 쪽은 물에 접한 평판의 방사효율과 감쇠계수인데 방사효율에 대해 이론 식과 측정값을 비교한 자료가 매우 드물다. 방사효율과 감쇠계수의 측정값은 주파수에 대한 변화가 커서 예측값의 신빙성은 접수판의 방사효율과 감쇠계수값의 정확성에 크게

좌우된다.

한편, 측정시 엔진실은 이미 엔진이 설치되어 있으므로 스피커를 엔진과 선체 외판사이의 좁은 공간에 놓았는데 저주파수 대역에서는 예측에서 가정한 것처럼 확산 음장(diffuse sound field)이라고 보기에는 무리가 있다. 또한, 예측에서는 외판을 단순 평판으로 가정하였지만 실제 함정의 엔진실 선체 외판은 보강재가 복잡하게 붙어있고 평판이 아닌 곡면 구조로 되어 있다.

선박 외판에서 1m 떨어진 위치에서 측정된 수중소음(Overside Noise)과, 먼거리에서의 소음을 가상 점음원으로부터 거리 1m로 치환한 식 (17) 및 (34)는 물리적으로 다른 의미이나 현실적으로는 두 값이 비교할 수 있는 유일한 대상이다. 만일, 함정에서 수백 m 떨어진 곳에서 수중소음을 측정하여 20log(거리)를 더해주면 식 (34)와 직접 비교가 되나 불행히도 바다 속에는 통제할 수 없는 다양한 수중배경소음이 존재하며 스피커만 가동하여서는 수백 m 떨어진 곳에서 배경소음보다 10 dB 이상 높은 신호를 측정하기가 사실상 불가능하다.

예측과 계측에서 여러 가지 미비점이 있음에도 불구하고 본 연구결과는 실제 수중소음 해석시 유용한 자료로 활용될 수 있는데 엔진실 소음을 알면 식 (34)를 이용하여 수중소음을 예측할 수 있다. 예를 들어 차음상자(sound enclosure)가 없는 디젤 엔진실 소음이 1000 Hz에서 105 dB로 주어지면 수중 1m 떨어진 곳에서의 소음은 134 dB로 보수적으로 예상할 수 있다. 단, 엔진실 공기소음이 옥타브 밴드로 측정되었으면 수중소음도 옥타브 밴드로 주어짐에 유의하여야 한다.

Fig. 1은 선박 엔진실과 주변 상황을 극도로 단순화 한 것이지만 공기소음과 외판의 진동, 물속의 압력이 서로 연관되어 있어서 해석적으로 세가지 지배방정식을 동시에 푼다는 것은 대단히 어렵다. 추후 연구과제로 복잡한 엔진실과 선체외판 및 하부구조를 FEM 모델링하고 바다를 BEM으로 모델링하여 연성 방정식을 풀어서 엔진공기소음 및 고체소음이 수중소음에 기여하는 정도를 파악하는 연구를 추진할 예정이다.

## 후 기

본 연구는 2011년도 지식경제부의 재원으로 한국기계연구원 창의형과제의 지원을 받아 수행한 연구과제 (NK165E)이다.

## 참 고 문 헌

Boroditsky, L., Spence J., & Fischer R., 2007. Predicting shipboard noise using 3-D acoustic modeling. *Noise Control Engineering Journal*, 55(2), pp. 246-256.

Kim, J.S., Kang, H.J., Kim, H.S., Han, S.R., & Lee, Y.C., 1992. *Development of Ship Noise Analysis System using Statistical Energy Analysis*, Korea Institute of Machinery & Materials.

Kim, H.S., Kim, J.S., Kang, H.J., & Kim, S.R., 1998. *Noise Analysis of Daewoo KDX*, Korea Institute of Machinery & Materials.

Crocker, M.J., & Price, A.J., 1969. Sound Transmission using Statistical Energy Analysis. *Journal of Sound and Vibration*, 9(3), pp.469-486.

Fahy, F., 1985. *Sound and Structural Vibration*, Chapter 4.3, Academic Press.

Mano, H., Bessho, M., Kawabe, H., & Iwasaki, Y., 1986. Fundamental Studies on Underwater Sound Radiated from a Vibrating Ship Hull (1st Report: Semi-submerged Circular Shell). *Journal of the Society of Naval Architects of Japan*, 159, pp. 184-192.

Uchida, S., Yamanaka, Y., Ikeuchi, K., Hattori, K., & Nakamachi, K., 1986. Prediction of Underwater Noise Radiated from Ship's Hull. *Bulletin of the Society of Naval Architectures of Japan*, No. 686, pp. 36-45.

Tanaka, T., Asano, T., Yokokura, Y., & Shigemitsu, T., 1990. Prediction and Fullscale Measurement of Underwater Radiated Noise from Ships. *IHI Engineering Review*, 23(4), pp.134-143.

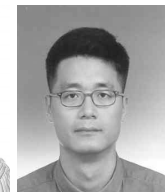
Yokokura, Y., 1987. On the Prediction Method of Ship's Noise. *Bulletin of the Society of Naval Architects of Japan*, No. 692, pp.41-50.



김 현 실



김 재 승



김 봉 기



김 상 렬



이 성 현