

# 물수체의 방사소음 해석

°전재진 \*, 류정수 \*

## An Analysis on the Underwater Radiated Noise of the Submerged Cylindrical Shell

(Jeon, Jae-Jin, Ryu, Jeong-Suh)

### ABSTRACT

In this article, the underwater radiated noise of the submerged cylindrical shell model is investigated using hull transfer functions which were defined in accordance with structureborne and airborne noise propagation paths. This method is very useful tool as the prediction of radiated noise from submerged structures in design stage. This approach is verified by experimental model and its measurement results.

#### 1. 서론

원통형 셸 형상을 가지는 실제 함정에서는 선체를 이루는 보강원통형 셸 구조물 내부에 많은 기계류 소음원과 이들을 지지하는 common bed 나 deck, raft 등의 구조물들이 설치되어 있어, 보강원통형 셸과 내부구조물이 연동된 진동이 수중방사소음에 중요하다. 특히, 기계류에 의한 수중방사소음은 저속 운항때 주요 소음원이 되므로 함정의 작전성능을 좌우하는 매우 중요한 인자이다. 원통형 셸에 대한 이론적 해석은 많은 연구가 수행되어 왔으며<sup>(1)-(3)</sup> 근래에는 내부에 단순한 격벽이 있는 유한길이 원통형 셸에 대한 이론적 해석이 이루어지고 있으나<sup>(4)</sup>, 복잡한 형상의 내부구조물이 연결된 실제 셸 구조물에 대해서는 아직 이론적 해석이 시도되지 못하고 있다.

따라서 SEA, FEM/BEM등 여러 가지 방법을 이용하여 해석하고 있으나, 함정의 경우 복잡한 구조물로서 광대역 소음 예측시 SEA 기법을 많이 이용하지만 저주파수 대역에 대한 해석이 피탐지 측면에서 매우 중요하여, 실제로 해석적인

방법보다, 실험적인 내용이 포함된 절충형인 전달함수를 이용한 방법이 이용된다.

본 논문에서는 수중방사소음에 미치는 구조전달소음과 공기중 소음의 기여도를 전달함수 (transfer function)를 이용해 해석하고 물수체 실험모형을 제작하고 음향수조실험을 실시하여, 해석 결과와 비교 검토하였으며, 그 적용성을 확인하였다.

#### 2. 전달함수를 이용한 물수체 방사소음 해석

물수체의 수중방사소음을 예측하기 위하여 여러 가지 모델링이 가능하나 해석 방법의 한계성으로 적용하고자하는 주파수 대역이 제한적이다. 전달함수를 이용한 방법은 해석적인 방법과 실험 데이터베이스를 이용하여 모델링할 수 있으며, 특히 함정의 경우는 데이터베이스 구축이 매우 중요하다. 전달함수는 소음원에서 물수체를 거쳐 수중방사소음화 과정에 대한 모델링이며, 실측 데이터가 있다면 실측치를 이용하는 것이 더욱 정확한 예측 결과를 얻을 수 있다. 소음원이 물수체 내부에 설치되어 작용할 때, 발생하는 수중방사소음은 크게 두 가지 원인에 의한 것으로 분

\*국방과학연구소

류할 수 있다. 하나는 진동에 의한 구조전달소음이고, 다른 하나는 공기중 소음이 물수체 선체를 진동하거나, 투과되어 발생하는 2차적인 소음이다. 본 연구에서는 두 가지 각각에 대하여 전달함수를 모델링하고 이를 이용하여 예측하고 실험결과와 비교하였다.

유럽의 여러 국가에서는 저주파수 대역에서의 통계에너지 해석법의 오차를 극복하기 위하여 이러한 방법을 주로 이용하고 있으며, 이의 정도 향상을 위한 데이터베이스 구축에 많은 노력을 기울이고 있다.

## 2.1 공기중 소음에 의한 전달함수

공기중 소음 전달함수를 구하기 위하여 반경이 매우 큰 물수체에 대하여 다층 구조 경우까지 해석이 가능하도록 다층 구조의 평판으로 모델링하였다. 내부에는 공기, 외부는 물로 가정하고 공기음에 의한 2차적인 방사소음을 해석하기 위하여 Fig.1과 같은 점수 평판에 대하여 탄성과 이론을 이용하여 해석하였다<sup>(5)</sup>.

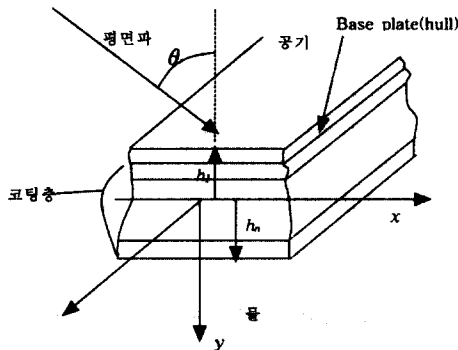


Fig. 1 Coordinates of plate

평면파가 내부에서 외부로 입사각  $\theta$ 를 가지고 입사할 때 선체 내부의 음장은 Helmholtz 방정식을 만족한다.

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}\right)\phi = \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} \quad (1)$$

여기서  $\phi$ 는 속도포텐셜(velocity potential),  $c_0$ 는 공기 중에서의 음속이다. 식(1)의 일반해를  $\phi(x, y, t) = \Phi(y) e^{i\omega t - ikx}$ 로 가정하면 입사단에서의

속도포텐셜은 입사파와 반사파 합인 형태로 표현된다.

$$\varphi_i = [A e^{i\omega y} + B e^{-i\omega y}] e^{i(\omega t - kx)} \quad (2)$$

여기서 하첨자  $i$ 는 입사단을 의미하며,  $\alpha = k_0 \cos \theta$ ,  $k = k_0 \sin \theta$ ,  $k_0 = \omega/c_0$ 이며,  $\rho_0$ 는 공기 밀도이다.

투과단의 매질은 해수 혹은 물이며, 투과단에서의 음장도 Helmholtz 방정식을 만족하므로 식(2)의 형태와 유사한 형태로 식(3)으로 표현할 수 있다.

$$\varphi_t = [D e^{-i\alpha' y}] e^{i(\omega t - kx)} \quad (3)$$

여기서  $\alpha' = (k'^2 - k^2)^{1/2}$ ,  $k' = \omega/c$ ,  $c$ 는 물 또는 해수 내에서의 음속이다.

입사파의 음압 크기를  $P_0$ 라 하고 입사단과 투과단에서의 음압과 입자속도를 구하면 다음 식들로 표현이 된다.

$$v_i = \left[ i\alpha A e^{i\omega y} + \frac{\alpha P_0}{\rho_0 \omega} e^{-i\omega y} \right] e^{i(\omega t - kx)} \quad (4)$$

$$p_i = [-i\rho_0 \omega A e^{i\omega y} + P_0 e^{-i\omega y}] e^{i(\omega t - kx)} \quad (5)$$

$$v_t = -i\alpha' D e^{-i\alpha' y} e^{i(\omega t - kx)} \quad (6)$$

$$p_t = -i\rho \omega D e^{-i\alpha' y} e^{i(\omega t - kx)} \quad (7)$$

여기서  $\rho$ 는 물 또는 해수의 밀도, 하첨자  $i, t$ 는 각각 입사와 투과를 의미한다.

선체의  $j$ 번째 층에서의 음장에 대하여 속도 포텐셜과 벡터 포텐셜(vector potential)을 이용하여 표현하면 다음 식으로 주어진다.

$$2\left(\frac{1-\nu_j}{1-2\nu_j}\right)\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}\right)\varphi_j = \frac{\rho_j}{G_j} \frac{\partial^2 \varphi_j}{\partial t^2} \quad (8)$$

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}\right)\psi_j = \frac{\rho_j}{G_j} \frac{\partial^2 \psi_j}{\partial t^2} \quad (9)$$

여기서  $G_j = E_j/2(1+\nu_j)$ ,  $\nu_j$ 는  $j$ 번째 층의 프와송비,  $E_j$ 는  $j$ 번째 층의 탄성계수이며,  $\psi$ 는 벡터포텐셜(vector potential)이다.

식(8)과 (9)의 일반 해는 다음 식으로 정의할 수 있다.

$$\varphi_j(x, y, t) = \Phi_j(y) e^{i(\omega t - kx)} \quad (10)$$

$$\psi_j(x, y, t) = \Psi_j(y) e^{i(\omega t - kx)} \quad (11)$$

또한 다층 선체 내부의  $x, y$  방향 변위는 다음 식으로 주어진다.

$$U_j = \frac{\partial \phi_j}{\partial x} + \frac{\partial \psi_j}{\partial y} \quad (12)$$

$$V_j = \frac{\partial \phi_j}{\partial y} - \frac{\partial \psi_j}{\partial x} \quad (13)$$

그리고 두께 내부의 인장 및 전단 응력(shear stress)은 다음 식으로 표현된다.

$$\sigma_{yy} = \frac{2G_j}{1-2\nu_j} \left\{ (1-\nu_j) \frac{\partial V_j}{\partial y} + \nu_j \frac{\partial U_j}{\partial x} \right\} \quad (14)$$

$$\tau_{xy} = G_j \left( \frac{\partial V_j}{\partial x} + \frac{\partial U_j}{\partial y} \right) \quad (15)$$

위에 열거된 식으로부터 음의 투과 손실을 구하기 위한 경계 조건은 다음과 같다.

a. 입사면,  $y = h_1$

$$\tau_{xy1} = 0, \quad \sigma_{yy1} = -p_i, \quad V_1 = v_i \quad (16)$$

b. 투과면,  $y = h_n$

$$\tau_{xyn} = 0, \quad \sigma_{yyn} = -p_t, \quad V_n = v_t \quad (17)$$

c.  $n-1$  번째 층

$$\tau_{xyn-1} = \tau_{xyn}, \quad \sigma_{yyn-1} = \sigma_{yyn}, \quad V_{n-1} = V_n, \quad U_{n-1} = U_n \quad (18)$$

위 경계조건 식을 이용하여 변수  $A$ 와  $D$ 를 구하면 다음과 같이 음압 투과 손실(transmission loss of pressure)을 구할 수 있다.

$$TL(dB) = 10 \log_{10} \left| \frac{p_t}{P_0} \right|^2 \quad (19)$$

식(19)를 이용하여 수직입사의 경우 음압의 투과 손실을 두께 0.9cm 인 단일 선체에 대하여 계산하여 보면 Fig.2와 같다. Fig.2에서 보여주는 것은 저주파수 대역에서 선체에 수직 입사하는 공기중 소음은 물 또는 해수에서 하이드로폰으로 계측할 경우 오히려 음압이 상승함을 의미한다. 실제로는 기계류에서 발생하는 소음이 선체에 입사될 때는 수직입사가 아니므로 field incidence로 가정하면 수직입사보다 5 dB 가량 음이 덜 투과된다. 이러한 경향을 고려하여 공기중 소음의 투과에 의한 전달함수를 모델링 하여야 한다.

공기중 소음의 전달함수를 구하기 위해 우선 먼저 주파수 밴드의 중심 주파수에서의 음압 투과 손실을 해석하고 field incidence로 가정하여 주파수 밴드별 전달함수를 구한다. 위의 수식들을 이용하면 코팅된 선체에 대하여서도 전달함수 산출이 가능하다. 만약 선체에 대한 실험치가 있

으면 실험 결과치를 이용하는 것이 더 타당하나, 실험적으로 구하는 것은 여러 가지 문제로 선체 투과 손실을 실험하기란 매우 어렵다.

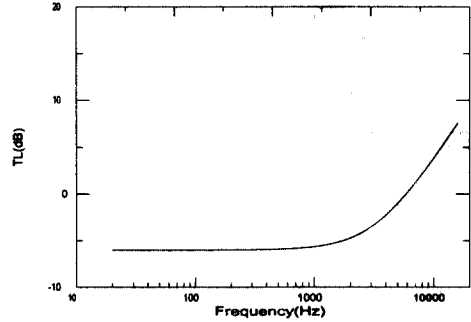


Fig. 2 Pressure Transmission Loss (Hull thickness=0.009 m, normal incidence)

앞에서 언급한 내용으로부터 공기중 소음에 의한 수중방사소음을 수식으로 표현하면 다음과 같이 주어진다.

$$L_{P_{sr}} = L_{air} + 26 - TL + C \quad (20)$$

여기서  $L_{P_{sr}}$ 는 공기 소음에 의한 수중방사소음 수준을 의미하며 dB값으로 기준은  $10^{-6} Pa$ 이며,  $L_{air}$ 는 소음원의 공기소음 수준으로  $20 \mu Pa$ 을 기준으로 하는 dB 값,  $TL$ 은 음압 투과손실 양이다.

## 2.2 진동에 의한 전달함수

다음으로 진동인 구조전달소음에 의한 수중 방사소음을 예측하기 위한 모델링 구성을 살펴보았다. 기계류 진동원에 의한 수중방사소음을 예측하는 모델을 구성하기 위한 가장 기본적인 모델은 Fig.3과 같으며, 진동을 하고 있는 모든 기계류는 설치 방법에 따른 선체 구조물과 기계류 사이의 강성계수에 의존하여 진동하는 힘이 전달되므로 Fig.3의 모델링은 매우 타당하다고 할 수 있다. 그러나 실제 함정등의 수중 구조물에서 계측할 수 있는 물리적인 양은 기계류의 진동 수준으로 속도나 가속도일 뿐 수중방사소음 해석에 직접적으로 필요한 전달되는 힘이나 파워의 계측은 불가능할 뿐만 아니라 시험평가에서나, 장비 제작사에서 측정하여 제공되는 자료 또한 속도나 가속도 수준 이외에는 확보가 불가능한 실정이다.

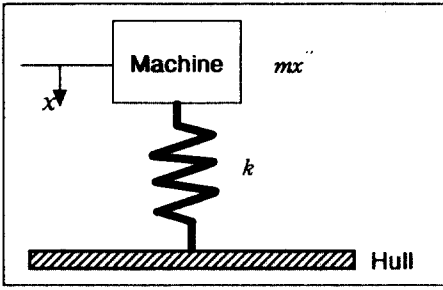


Fig 3. Input force modeling by machine

Fig.3과 같이 강성계수  $k$ 를 가진 마운트를 이용하여 함정에 탑재된 기계류 진동에 의한 구조 전달소음으로 발생하는 수중방사소음 수준을 간략히 전달함수 형태로 표현하면 식(21)로 쓸 수 있다.

$$L_{P_m} = L_{SL} + L_M + L_{TL} + L_R + C \quad (21)$$

여기서  $L_{P_m}$ 는 탑재 장비의 구조전달소음에 의한 수중방사소음 수준,  $L_{SL}$ 은 구조전달소음원 수준,  $L_M$ 은 마운트 같은 진동차단구조에 의한 가진력 전달함수,  $L_{TL}$ 은 선체까지 도달하는 과정에서 선체 내부 구조물에서 감소된 양,  $L_R$ 은 선체에 집중 외력이 작용할 때 발생하는 수중방사소음 전달함수이다.  $C$ 는 마운트 개수 등에 의한 보정 상수이다. 이런 방법은 실제 함정과 같은 구조의 수중방사소음에 이용되고 있다<sup>(6)</sup>. 식(21)의 수식은 매우 간단하지만, 수식을 이루는 하나 하나의 전달함수를 정확히 구하여야 예측하는데 신뢰성을 부여할 수 있으며, 실선에 대하여 전달함수가 구해진다면 가장 정확한 방법이라 할 수 있다.

$L_{SL}$ 은 장비 제작사에서 제공되거나 장비에서 직접 측정한 구조전달소음 수준이며, 역으로 식(21)의 다른 전달함수들이 이미 주어져 있다면 식(21)을 이용하여 허용 수중방사소음 수준을 만족하는 장비의 구조전달소음 허용기준을 산출할 수도 있다. 일반적으로 측정한 장비의 구조전달소음 수준은 가속도나 속도 수준으로 주어진다. 그러나 식(21)의 전달함수를 이용한 방법을 사용하기 위해서는 마운트를 통한 힘의 전달을 산출해야되므로 구조전달소음원 수준을 속도나 가속도 수준이 아닌 변위 값으로 나타내야하므로 식(22)로 측정된 값을 변환하여야 한다.

$$L_{SL}(dB \text{ ref. } 1m) = L_{ac} - 40 \log(f) - 132 \quad (22)$$

여기서  $L_{ac}$ 는 장비의 1/1 옥타브밴드 가속도 수준이며,  $f$ 는 1/1 옥타브밴드 중심주파수이다.

Fig.3에서 보듯이 장비가 진동을 하면 마운트를 통하여 진동 에너지가 선체에 도달하고, 선체가 진동하여 방사소음을 발생시킨다. Fig.3의 모델에서 선체에 전달되는 힘은 1 자유도계로 모델링하여 마운트의 고유진동수를 이용하여 간단히 식(23)으로 표현할 수 있다.

$$\frac{F_t}{F} = \frac{f_0^2}{f_0^2 - f^2} \quad (23)$$

여기서  $F$ 는 장비의 dynamic force이며,  $F_t$ 는 선체에 전달된 힘,  $f_0$ 는 고유진동수이다. 식(23)을 이용하여 장비와 선체 구조 사이에 설치되는 마운트와 같은 구조전달소음 차단 구조에 대하여서는 다음의 과정으로 구할 수 있다.

Fig.3에서 선체에 전달되는 힘은 Hooke's law에 의하면  $F = kx$ 로 표현할 수 있으므로 식(21)의 마운트에 의한 전달함수는 변위에 대한 마운트의 강성에 의하여 결정된다. 함정에 탑재되는 장비에 이용되는 마운트의 강성은 식(24)로부터 구할 수 있다.

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{Nk}{M}} \quad (24)$$

여기서  $f_0$ 는 고유진동수,  $N$ 은 마운트 개수,  $k$ 는 마운트 강성(N/m),  $M$ 은 장비의 질량이다. 예측에는 마운트의 음향강성(acoustic stiffness)을 이용하여야 한다.

위에서 언급된 마운트를 통한 힘의 전달 해석을 기초로 식(21)의 마운트에 의한 전달함수를 3축 방향 진동과 마운트 개수를 고려하여 표현하면, 마운트의 전달함수는 식(25)로 표현할 수 있다.

$$L_M = 20 \log\left(\frac{k}{k_{ref}}\right) + 10 \log(N) + 10 \log(3) \quad (25)$$

여기서  $k_{ref}$ 는 1 N/m이다.

식(21)의  $L_R$ 은 내압 선체에 외력이 작용할 때 선체 벽 진동이 소음을 발생시키는 방사효율에 관련된 것으로 hull force transfer function이다. 저주파수 대역에서는 방사효율이 매우 낮으며, 임계주파수 대역 이상에서는 효율이 1에 해당된다.

원통셀 형상 물수체의 경우 수학적인 모델을 이용하여 해석이 가능하므로 자체 개발하여 보유하고 있는 무한/유한 보강 원통 셀에 의한 수중방사소음 해석 프로그램을 이용하여 선체 제원에 따른 수중 방사소음 수준을 구하여 1/1옥타브 밴드내의 평균 음압 수준을 구한 후, 이를 이용하여 선체 전달함수를 구하였다.

위에서 언급한 각 전달함수들을 종합하여 식(21)을 다시 표현하면 식(26)로 표현된다.

$$L_p = L_{ac} - 40 \log(f) + 20 \log\left(\frac{k}{k_{ref}}\right) + 10 \log(N) + 10 \log(3) + L_{TL} + L_R + 10 \log(n) - 132 \quad (26)$$

여기서  $n$  은 선체 같은 구역 내부에 탑재되어 있는 동일 기계류 개수이다.

식(26)을 이용하여 해석할 수 있는 경우는 함정에 탑재될 장비에 대한 제원과 소음 수준이 파악된 상태에서나 가능하므로, 실제 개념 형성 및 설계 단계에서 적용하는 것은 매우 어렵다. 이에 대하여서는 참고문헌[7]에 잘 언급되어 있다.

Table 1. Specifications of submerged shell

	제 원
직 경	0.82 m
두께	0.009 m
프레임간격	0.2 m
탄 성 계 수	$2.1 \times 10^{11} N/m^2$
질 량	$7800 kg/m^3$

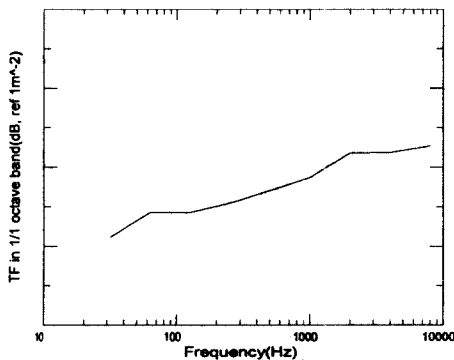


Fig. 4 Hull Transfer Function(P/F)

### 3. 실험 및 해석 결과 비교

위에서 언급한 전달함수를 이용한 예측을 검증하기 위하여 참고문헌[8]에서 주어진 음향 수조에서 실시한 물수체 모형의 방사소음 실험에 대하여 측정된 가속도 수준과 공기중 소음 수준을 이용하여 전달함수법으로 예측하여 측정된 방사소음 수준과 비교 검토하였다. 측정된 결과와 전달함수를 이용한 예측한 결과를 그림 5에 보여주고 있다. Fig.5에서 보여주듯이 예측치와 측정치가 매우 잘 일치함을 알 수 있어 전달함수를 이용한 예측법의 유용성을 검증하였다. Fig.5는 주로 진동에 의한 방사소음이 지배적인 시험 결과에 적용하였으며, 이중 마운트 구조를 가진 실험 결과에 대하여 비교해보기 위하여 참고문헌[8]에 주어진 실험 결과와 비교 검토해 보았다.

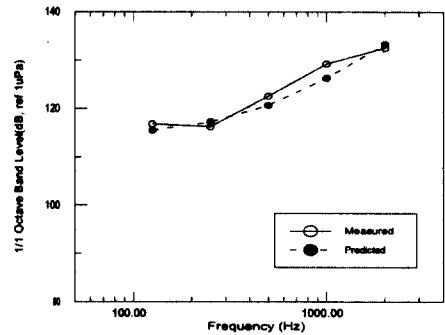


Fig. 5 Comparison of test result and prediction using transfer function

측정 결과의 신뢰 구간과 데이터 획득이 가능한 125, 250, 500Hz 대역에 대하여 예측하여 비교하였다. 수조 시험에서 물수체 모형 고정 치구의 영향이 나타나는 저주파 대역을 제외하고, 800Hz 대역까지의 공기중 소음 측정 결과로부터 얻을 수 있는 대역인 중심주파수 500Hz 까지 비교 대상으로 선택하였으며, 그 결과 Table 2에 주어져 있다. Table 2의 결과에서 볼 때 전달함수를 이용한 예측이 상당히 잘 맞음을 알 수 있다. 전체 방사소음 수준이 약 2~4 dB 가량 크게 나타나고 있는 것은 수조 시험에서 공기중 소음의 영향에 대하여 동시 측정이 어려워 공기중 실험으로 대체하면서 약간의 측정 조건 변화에 기인한 것으로 예측 방법 검증에는 문제가 없을 것으로 판단된다.

Table 2. Comparison of measurements and prediction

1/1 옥타브 밴드 중심주파수	수중방사소음 측정치 (dB)	예측치(dB)		
		진동에 의한 방사소음	내부 공기음에 의한 방사소음	전체 방사소음 수준
125 Hz	102.4	90.9	106.7	106.8
250 Hz	107.0	91.7	110.1	110.2
500 Hz	107.3	97.1	108.6	108.9

Table 2의 결과에서 살펴보면 전체 수중 방사소음 수준을 좌우하고 있는 것은 공기 소음 수준에 의존함을 볼 수 있어, 이중 마운트 구조로 장비가 탑재된 경우 탑재된 장비의 공기 소음 수준이 큰 경우에는 수중방사소음 수준을 감소하기 위해서는 먼저 공기 소음 감소 대책이 수립되어야 함을 알 수 있다.

Fig.6은 Fig.5의 모델에 대하여 통계에너지 해석법을 이용하여 해석한 결과이다.

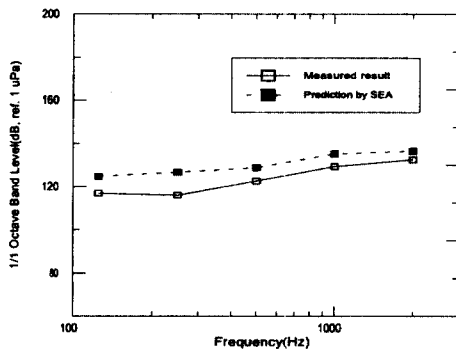


Fig. 6 Comparison of measurements and prediction by using AutoSEA S/W

Fig.6에서 통계에너지 해석법을 이용한 경우 저주파수에서 전달함수법에 비해 오차가 크게 나타남을 알 수 있어, 예측 값을 이용한 시스템의 성능 해석을 할 경우 저주파수 대역에 대한 해석에 통계에너지법을 적용할 경우 매우 신중해야 할 것으로 보인다.

#### 4. 결론

앞에서 구조전달소음 및 공기중 소음에 의한 수중방사소음을 구하는 전달함수에 대하여 각각

모델링하였으며, 실제 모형을 이용하여 예측과 실험을 통하여 비교 검토하였다. 그 결과 전달함수를 이용하여 예측하는 방법이 2~4dB 이내의 오차를 가지고 잘 예측할 수 있음을 확인하였으며, 수중 물수체에서는 공기중 소음을 간과해서는 안될 소음원임을 확인하였다.

앞으로 전달함수의 정도를 높이기 위한 모델링 기술 발전과 실선 데이터베이스 구축이 이루어진다면 보다 향상된 예측이 가능할 것으로 보인다.

#### 5. 참고문헌

- (1) A. Harrai and B. E. Sandman, "Radiation and Vibrational Properties of Submerged Stiffened Cylindrical Shells", JASA, Vol. 88, No.4, pp1817-1830, 1990.
- (2) A. Harrai, B. E. Sandman and J. A. Zaldonis, "Analytical and Experimental Determination of the Vibration and Pressure Radiation from a Submerged, Stiffened Cylindrical Shell with Two End Plates", JASA, Vol. 95, No.6, pp3360 -3368, 1994
- (3) 전재진, 정우진, "유한 보강원통형 셸 구조에 의한 수중방사소음 해석", 한국소음진동공학회지, 제6권, 제 6호, pp717-726, 1996.
- (4) S. H. Choi, J. D. Achenbach and T. Igusa, "The Effect of Periodical Attached Sub-structures on the Excitation of Submerged Cylindrical Shells", JSV, Vol. 177, pp379-392, 1994
- (5) 전재진, 다층 음향배플 위에 설치된 하이드로폰의 신호 수신 해석 연구, 한국음향학회지, Vol.10, No.5, pp51-59, 1991.
- (6) J. W. Verheij, *Multi-path sound transfer from resiliently mounted shipboard machinery*, Technisch Physische Dienst TNO-TH, 1986.
- (7) 전재진, 류정수, 잠수함 광대역 수중방사소음 모델링 연구, NSDC-513-991024L, 국과연 기술보고서, 1999
- (8) 류정수, 정우진, 전재진, 원통형셸 구조물의 내부에 설치된 기계류 소음원에 의한 수중방사소음 특성 변화에 관한 실험적 연구, 소음진동공학회 추계학술대회 논문집, pp735-740, 1999.