

선체진동을 이용한 함정의 수중방사소음 예측

Estimation of the Underwater Radiated Noise of a Naval Vessel Using Hull Vibration

한형석†·이경현*

Hyung-Suk Han and Kyung-Hyun Lee

(Received November 23, 2012 ; Revised March 26, 2013 ; Accepted April 3, 2013)

Key Words : Underwater Radiated Noise(수중방사소음), Vibration Velocity(진동 속도), Sound Radiation Efficiency(음향방사효율)

ABSTRACT

Underwater radiated noise is one of the important performances related to stealth of the naval vessel. However, the evaluation can't be performed frequently due to the cost. Therefore, the estimation method of the underwater radiated noise with average hull vibration is suggested in this paper assuming that the hull of the ship is infinite plate which consists of various unit plates. Through the experiment, the estimated noise is verified from the comparison to the measured data. In addition the difference of underwater radiated noise according to the operating equipments is estimated with measured vibration velocity.

1. 서론

함정의 수중방사소음은 함정의 스텔스 성능과 연관되어 매우 중요한 성능 지표 중 하나이며 이를 저감하기 위해 많은 연구들이 진행되고 있다. 함정의 수중방사소음은 적함의 음향 탐지 체계 및 어뢰가 탐지하는 주요 소음 원이며 함정 수중방사소음의 전반적인 에너지 수준의 측정을 통해 아함의 피탐 위험도 평가가 가능하고 음향 징표 획득 및 데이터베이스 구축에 의한 피·아 식별이 가능하다. 따라서 수중방사소음을 저감하는 연구의 중요성은 크다고 할 수 있다. 이와 관련된 연구는 해군을 중심으로 활발히 진행되고 있으나⁽¹⁻⁶⁾ 군사보안으로 인해 연구에 한계가 있는 실정이다.

최근 건조된 구축함의 경우 프로펠러에서 발생하는 공동 현상(Cavitation)에 의한 소음이 수중방사소음의 주 원인으로 분류되어 있으나 공동 현상이 발생하기 이전에는 주추진기, 보조기기 및 배관계통 소음이 주 소음원으로 분류된다. 최근 건조된 함정의 수중방사소음 측정 결과로부터 공동현상 발생 이전 속도에서는 속도별로 소음레벨 차이가 거의 나지 않으며 유체동력학적 소음 소스의 전체 소음에 대한 기여도가 크지 않음을 알 수 있었다.

따라서 저속 운항 중 수중방사소음의 탑재장비 의존도는 매우 높으며 주요 소음원인 추진기 엔진, 감속기어 등의 소음 외에도 발전기 펌프 등 보기류 소음도 큰 영향을 주고 있다.

이러한 기계류 소음은 함정에 탑재되어 있는 장비에 대한 정보를 제공하기 때문에 반드시 일정

† Corresponding Author ; Member, DTaQ
E-mail : hshan@dtqa.re.kr
Tel : +82-51-750-2563, Fax : +82-51-758-3992
* Member, DTaQ

‡ Recommended by Editor Don Chool Lee
© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

수준 이하로 관리할 필요가 있다. 하지만 함 건조 후 수중방사소음의 측정은 제한적으로 실시할 수밖에 없는 대한민국의 함정 건조 및 평가의 상황을 고려해 볼 때 수중소음에 대한 관리는 해석의 준도가 높을 수밖에 없으며 건조 및 인수 시운전 중 이러한 문제 발생 시 대처가 매우 어려운 상황이다.

따라서 이 연구에서는 캐비테이션 발생 속도 이전에서 함정의 수중방사소음을 수면하 선체의 굽힘 진동에 의한 전달소음만으로 구성된다고 가정하고 선체의 진동 속도를 이용하여 수중방사소음을 예측하고자 한다.

2. 이론적 배경

2.1 평판의 교체소음과 수중방사소음

유체나 가스입자로 가득 차 있는 공간에서 강체 또는 탄성체 구조물을 동일한 속도로 가진하면 소음이 발생되며 이러한 음향파는 주위 유체의 음속으로 진행되는 압축파의 형태로 전파된다. 가장 간단한 음향방사 구조의 한 예인 무한 피스톤의 운동은 유체입자들을 피스톤에 수직방향으로 움직이게 만들어 소음을 전달시킨다. 이러한 무한 피스톤의 단위면적당 전달되는 음향파위는 식 (1)⁽⁷⁾과 같으며 여기서 음향방사효율은 이론적으로 1.0이 된다.

$$W_{rad} = \rho_0 c_0 A_{rad} v_p^2 \quad [W] \quad (1)$$

여기서 ρ_0 는 유체밀도, c_0 는 유체 내 음속, A_{rad} 은 방사면적, v_p 는 피스톤 속도의 RMS값이다.

무한 강 피스톤보다 일반화된 굽힘 진동을 받는 무한 강판의 음향파위는 식 (2)⁽⁷⁾와 같다.

$$W_{rad} = \sigma_{rad} \rho_0 c_0 A_{rad} v^2 \quad [W] \quad (2)$$

여기서 σ_{rad} 는 음향방사효율이며 v 는 강판의 속도의 RMS값이다

굽힘 진동을 받는 유한평판의 경우 무한평판과 달리 평판 끝단에 의한 불연속 효과에 의해 음향파위는 달라지며 가진의 형태, 진동 모드에 영향을 받게 된다. 일반적으로 점가진 유한평판(point-excited finite thin plate)의 음향 파위는 식 (3)⁽⁷⁾과 같다.

$$W_{rad} = v^2 \left[\frac{\rho_0 c_L^2 h^2}{2.38 c_0} + 1.15 \frac{c_L h}{\omega \eta_c} \rho_0 c_0 \sigma_{rad} \right] \quad [W] \quad (3)$$

여기서 ρ_s 는 진동하는 판의 밀도, c_L 은 판의 종파(longitudinal wave) 속도, η_c 는 내부손실팩터, h 는 판의 두께이다.

식 (1)~(3)과 같이 평판의 방사소음과 구조진동간의 관계는 음향방사효율에 따라 달라짐을 알 수 있다. 이러한 음향방사효율은 가진의 형태, 강판의 크기 및 두께에 따라 달라진다. 식 (2)에서 무한강판의 음향방사효율은 식 (4)와 같이 나타낼 수 있으며 식 (3)에서 점가진 유한 강판의 음향방사효율은 식 (5)과 같이 다시 쓸 수 있다.

$$\sigma_{rad} = \frac{W_{rad}}{\rho_0 c_0 A_{rad} v^2} \quad (4)$$

$$\sigma_{rad} = \frac{\frac{W_{rad}^v}{v^2} - \frac{\rho_0 c_L^2 h^2}{2.38 c_0}}{1.15 \frac{c_L h}{\omega \eta_c} \rho_0 c_0} \quad (5)$$

이러한 평판 구조물의 가진에 따른 방사소음을 보다 정확하게 예측하기 위해 음향방사효율에 대한 연구가 많이 이루어지고 있다. 대표적으로 Maidanik⁽⁸⁾은 잔향공간에서 리브가 있는 강판에 대한 음향방사효율을 식 (6)~(12)와 같이 제안하였다.

$$f < f_{11} \quad \sigma_{rad} = \frac{4S}{c^2} f^2 \quad (6)$$

$$f_{11} < f < f_c \quad \sigma_{rad} = \frac{\lambda_c^2}{S} g_1(\alpha) + \frac{P\lambda_c}{S} g_2(\alpha), \quad (7)$$

$$\lambda_c = \frac{c}{f_c}, \quad \alpha = \sqrt{f/f_c}$$

$$f = f_c \quad \sigma_{rad} = \sqrt{a/\lambda_c} + \sqrt{b/\lambda_c} \quad (8)$$

$$f > f_c \quad \sigma = (1 - f_c/f)^{-1/2} \quad (9)$$

$$f_{11} = \frac{c^2}{2Sf_c} \left(\frac{P^2}{8S} - 1 \right), \quad (10)$$

$$f_c = \frac{1}{2\pi} c^2 (\rho_s h)^{1/2} \left[\frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \right]$$

$$g_1(\alpha) = \begin{cases} \frac{8}{\pi^4} \frac{(1-2\alpha^2)}{\sqrt{\alpha^2(1-\alpha^2)}} & (f < f_c/2) \\ = 0 & (f > f_c/2) \end{cases}, \quad (11)$$

$$g_2(\alpha) = \frac{1}{4\pi^4} \frac{(1-\alpha^2)\ln\left(\frac{1+\alpha}{1-\alpha}\right) + 2\alpha}{(1-\alpha^2)^{3/2}} \quad (12)$$

여기서 f 는 주파수, P 는 평판의 둘레(=2(a+b)), S 는 평판의 면적(=ab)이다.

앞서 언급된 내용은 음향방사효율에 관한 일반적인 이론이며, 수중의 음향방사 효율에 관련된 연구 또한 진행되었다. Hattori⁽⁹⁾는 무한 수조의 바닥에 여러 종류의 판을 부착한 다음 이를 가진기를 이용하여 가진시켜 판의 진동과 수중소음을 측정하였다. Hattori는 실험 결과를 바탕으로 여러 가지 종류의 판에 대한 음향방사효율을 식 (13)~(16)과 같이 제안하였다.

$$f \leq f_1, \quad 10\log\sigma_{rad} = 10\log(m\sqrt{B}/A_{rad}) - 78, \\ \text{where } f_1 = 0.25f_0, \\ f_0 = 700(m\sqrt{B}/A_{rad})^{0.2} \quad (13)$$

$$f_1 < f \leq f_2, \\ 10\log\sigma_{rad} = (50/3)\log(4f/f_0) + 10\log(m\sqrt{B}/A_{rad}) - 78, \quad (14)$$

$$\text{where } f_2 = 2f_0$$

$$f_2 < f \leq f_3, \quad 10\log\sigma_{rad} = 50\log(f/16000) - 10, \\ \text{where } f_3 = 16000\text{Hz} \quad (15)$$

$$f_3 < f \quad 10\log\sigma_{rad} = -10 \quad (16)$$

여기서 m 은 표면밀도(=ρ_sh), B 는 굽힘 강성(Nm) (= $\frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$), A_{rad} 는 판의 방사면적이다.

2.2 단순화 가정

이 연구의 목적은 선체진동을 이용하여 수중방사소음을 예측하는 것으로 다음과 같은 단순화 가정을 설정하였다.

가. 수중방사소음은 보통 선체를 점음원으로 간주

할 수 있을 만큼 원거리에서 측정된다.

나. 수중방사소음은 선체의 구조진동소음으로만 구성되어 있다고 가정한다(공기 투과소음 무시, 캐비테이션 발생속도 이전에서만 유효).

다. 선체 구성 기본 강판은 4개의 에지가 모두 보강재로 둘러싸인 강판(0.6 m×2.4 m×15 mm)으로 가정한다.

라. 선체는 “다”에서 언급한 여러 개의 기본강판의 배열로 구성되어 있다고 가정하며 선체 진동에 의한 수중방사소음은 선체를 구성하는 각각의 강판의 진동에 의한 소음의 합으로 가정한다.

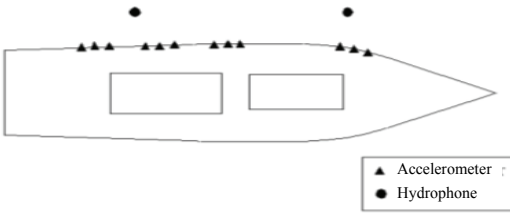
이 연구에서는 이러한 이론적 배경 및 단순화 가정을 바탕으로 수면하 선체를 여러 개의 단순지지 강판으로 구성되어 있다고 가정하고 수중방사소음은 이들 강판의 진동에 의한 굽힘파로만 구성된다고 가정하여 수중방사소음을 예측하고자 한다.

3. 선체진동을 통한 수중방사소음 예측 검증

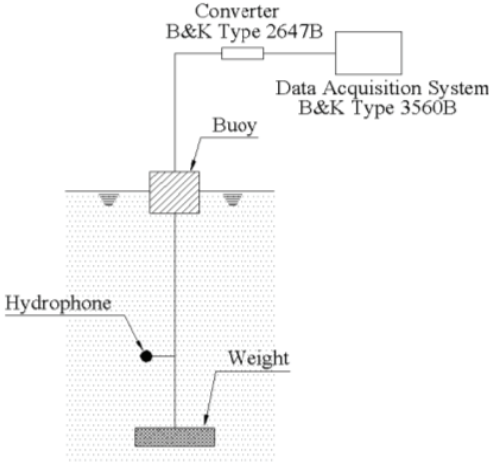
선체진동을 이용하여 수중방사소음을 예측하기 위해서 Fig. 1과 같이 실제 운용중인 함정에 대해 정박 중 주요장비 운전 상태에서 선체진동 및 수중방사소음을 측정하였다. 진동 측정은 B&K Type 4513 가속도계를 이용하였으며 좌, 우현 각각 총 12점에 대해 B&K 3560B를 이용하여 측정을 수행하였다. 여기서 선체진동 측정지점은 수면하에 해수와 직접 접촉하고 있는 강판에 대해 함 내부에서 선수부터 선미까지 적절히 배치하였다.

수중소음의 경우 선수와 후미 쪽에 하이드로폰(B&K Type 8103)을 이용하여 선체에서 1 m 떨어진 지점에서 수면 하로 4 m 떨어진 지점에서 좌현 및 우현에 대해 측정하였다.

실제로 1 m 떨어진 지점에서 측정할 경우 함정의 소음을 점음원으로 가정할 수 없으며 위치에 다른 소음의 영향도를 무시할 수 없다. 위치에 대한 영향도를 무시하고 함정의 소음을 점음원으로 가정하기 위해서는 충분한 거리를 두고 함정의 소음을 측정해야 한다. 하지만 시험 사정 상 원거리 측정이 어려워 선체로부터 1 m 떨어진 좌, 우현 각각 2개의 다른 지점에서 소음을 측정하고 평균값을 구한 다음,



(a) Hydrophone and accelerometer locations



(b) Hydrophone setup

Fig. 1 Test setup

이를 점음원에 의한 방사 소음값으로 가정하였다.

Fig. 2는 하이드로폰으로 측정된 소음의 스펙트럼과 선체 진동 속도 및 전 절에서 정의한 음향 방사 효율을 이용하여 계산한 값을 비교한 결과이다.

여기서 방사 면적은 함의 수면 하 면적을 사용하였으며 음향방사효율은 전절의 Hattori식(식(13)~(16))을 사용하였다. 음압의 계산은 전절에서 선체를 무한강판 및 유한강판 조합으로 구성되었다고 가정하여 각각 계산하였다.

Fig. 2에서 계산된 값과 측정값의 패턴을 비교해 보면 예측한 소음은 선체를 무한강판 조합으로 가정하여 계산하는 경우가 더 실제 측정 결과와 유사함을 알 수 있었다. 실제로 선박의 선체구조는 여러 강판의 조합으로 구성된다고 가정할 수 있으므로 유한평판의 에지 효과(edge effect)가 크게 나타나지 않을 것으로 예측된다. 따라서 유한평판 가정 보다는 무한평판 가정을 통한 음향방사효율을 가지고 수중방사소음을 예측하는 것이 더 정확한 것으로 판단된다.

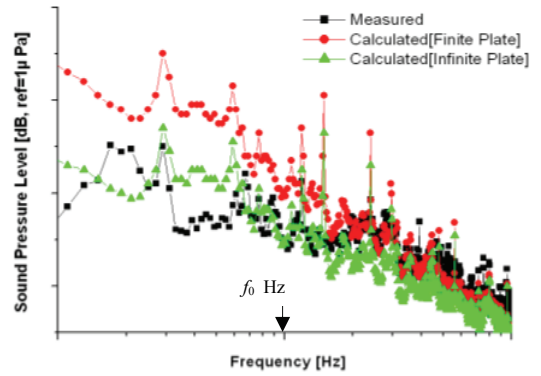


Fig. 2 Overside noise from measurement and calculation for finite and infinite plate

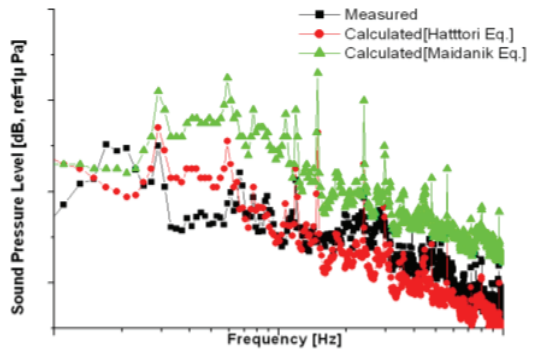


Fig. 3 Overside noise from measurement and calculation with Maidanik's and Hattori's equations

Fig. 3은 무한강판 가정에 대해 음향방사효율을 식(6)~(12)의 Maidanik식을 사용한 경우와 식(13)~(16)의 Hattori식을 사용했을 때 수중방사소음 예측 결과이다. Fig. 3에서 앞서 언급한바와 같이 Maidanik 식보다는 Hattori식이 수중방사소음을 예측하는데 보다 정확함을 알 수 있다.

Table 1은 Figs. 2~3의 결과값에 대해 100 Hz~6400 Hz까지의 음압레벨값의 비교결과이며, 무한강판 및 Hattori의 음향방사효율을 적용했을 때 계산된 음압레벨이 실험결과와 가장 유사함을 알 수 있다.

이와 같이 측정 및 계산 결과로부터 선체진동 측정을 통해 수중방사소음을 근사적으로 예측할 수 있음을 파악할 수 있었으며 음향방사효율은 Hattori식을 사용하고 선체를 여러 개의 무한강판의 조합으로 가정하였다. 하지만 이러한 진동 신호를 통한 소음 예측은 f_0 Hz 이하의 저주파에서는 실제 측정 소음

Table 1 Overall sound pressure level by calculation and experiment

Expression	Overall sound pressure level(100 Hz~6400 Hz)[dB]
Assuming finite plate & σ_{rad} = Maidanik Eq.	140.7
Assuming finite plate & σ_{rad} = Hatorri Eq.	126.9
Assuming infinite plate & σ_{rad} = Maidanik Eq.	132.5
Assuming infinite plate & σ_{rad} = Hatorri Eq.	118.8
Experiment	117.8

레벨과의 오차가 크을 알 수 있었다.

4. 장비 운전 상태에 따른 선체진동 변화 및 수중방사소음 예측

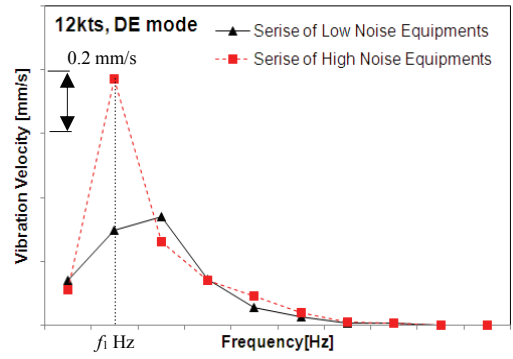
항해 중 수중방사소음을 측정하기 위해서는 측정선이 하이드로폰 열(array)을 이용하여 수중에서 측정해야 하기 때문에 시간적, 비용적 측면에서 측정회수가 한정될 수밖에 없다.

하지만 전절에서 제시한 바와 같이 선체진동으로부터 수중소음을 예측하는 방법으로 프로펠러를 제외한 기계류 소음에 의한 수중방사소음을 예측할 수 있다.

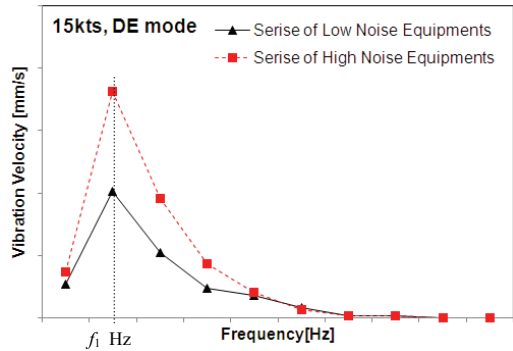
이 연구에서는 현재 해군에서 운항중인 특정 함정에 대해 선체에 총 8개의 가속도계를 설치하여 운항장비 및 속도별 진동레벨을 측정하였으며 이를 바탕으로 선체진동에 의한 수중방사소음을 앞서 언급한 방법을 통해 예측해보았다.

선체진동은 함정에 장착되는 개별 장비의 소음진동 평가로부터 최소소음을 가지는 장비조합과 최대소음을 가지는 장비조합으로 장비운용조합을 선정하고 각각의 조합으로 운용한 상태에서 평가하였다. Fig. 4는 12 knots 및 15 knots 디젤엔진 운전 모드에서 정박 중 선체진동이다. Fig. 4로부터 최소소음 장비조합운전 시 대비 최소소음 장비 조합 운전 시 저주파 대역에서 진동레벨의 차이가 크게 남을 알 수 있었다.

선체진동 측정 결과로부터 수중방사소음을 예측 해 본 결과 Fig. 5와 같이 최소소음 장비 조합 및 최대



(a) 12 knots



(b) 15 knots

Fig. 4 Average vibration velocity on the hull on the diesel engine operating mode

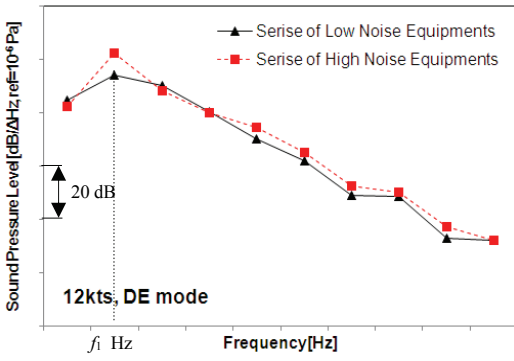
소음 장비조합 시 수중방사소음을 예측할 수 있었다. Fig. 5에서 최대소음장비조합 대비 최소소음장비조합의 각 주파수에서 방사소음 스펙트럼 레벨 비교 결과, 소음차이가 최대 8.25 dB까지 저감됨을 알 수 있었다. 이러한 수중방사소음의 저감량에 따라 함정의 탐지 가능 거리가 얼마만큼 줄어드는지는 식 (17)의 소나방정식으로부터 식 (18)~(19)와 같이 근사적으로 예측할 수 있다.

$$TL = SL - NL + AG - DT = 20 \log r \tag{17}$$

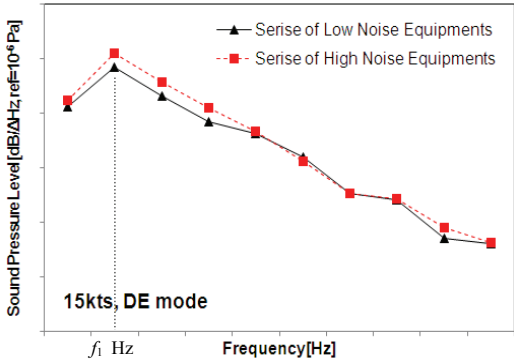
$$TL_{max} - TL_{min} = 8.25 \text{ dB} \tag{18}$$

$$\frac{r_{max}}{r_{min}} = 10^{(8.25/20)} = 2.59 \tag{19}$$

여기서 TL 은 목표물의 URN에 대한 소나시스템까지의 전달손실(dB), r 은 피탐 가능 거리, SL 은 목표물의 음압레벨, AG 는 소나시스템의 배열이득, NL 은



(a) 12 knots



(b) 15 knots

Fig. 5 Estimation of the underwater radiated noise on the diesel engine operating mode

주변소음레벨이며 DT 는 탐지경계레벨로 장비조합이 달라져도 변하지 않는 변수들로 식 (18)에서 모두 소거됨을 알 수 있다.

따라서 f_i Hz에서 최대 8.25 dB의 음압레벨 차이로 피탐거리의 감소정도를 계산해보면 식 (19)와 같이 최소소음조합장비의 피탐거리는 최대소음조합의 “1/2.59”수준으로 줄어든 것으로 예상된다.

5. 결 론

이 연구에서는 선체를 무한강판으로 가정한 단위강의 조합으로 가정하고 음향방사효율을 Hattori가 제안한 식을 사용하여 선체진동 측정을 통해 수중방사소음을 예측하였다. 선체진동 레벨은 장비 운용 중 수면 하 선체에 대해 여러 지점에서 측정하였으며 수중방사소음 계산 시 선체진동은 측정된 진동레벨의 평균값을 사용하였다.

정박 중 실제 함정의 수중방사소음 측정 결과와 계산을 통한 예측 결과로부터 f_0 Hz 이상의 고주파 영역에서는 이 연구에서의 가정을 통해 예측한 결과가 실제 측정 결과와 유사함을 알 수 있었다. 하지만 f_0 Hz 이하의 저주파에서는 오차가 큼을 알 수 있었다. 이러한 저주파에서의 오차는 앞서 2절에서 언급한 단순화 가정에 대한 한계로 판단된다. 저주파에서 소음 예측값과 실제 계측값의 오차가 존재하긴 하지만 수중방사소음 관리를 위해 선체진동을 지속적으로 관리하게 되면 함 내부 장비의 진동 변화등으로 인한 선체진동 변화 및 이로 인한 수중방사소음의 변화를 충분히 모니터링할 수 있을 것으로 기대된다.

보다 정확한 예측을 위해서는 실내 공기소음 등 기타 소음 전달 경로의 고려가 필요하고 기계류 소음의 각각의 주요 주파수 성분에 대한 예측 정확도를 높여야 한다. 이는 추후 연구에 반영할 예정이다.

이 연구 결과로 부터 선체진동 측정을 통해 수중방사소음 레벨의 근사적 예측이 가능하며 운용중인 특정 함정에 대해 장비 조합운전에 따른 수중방사소음의 차이를 계산을 통해 예측할 수 있었다. 예측결과로부터 최소소음 장비 조합 운전 시 수중방사소음이 최대소음 장비 조합 운전 시 대비 f_i Hz에서 최대 8.25 dB까지 차이날 것으로 예측되었으며 이러한 소음 저감을 통해 피탐거리는 “1/2.59”배까지 감소할 수 있음을 예측할 수 있었다.

이 연구에서 함정 소음 계측 시 선체에서 1m 떨어진 지점에서의 소음 평균값으로 가정하였으나 위치에 따른 소음 변화로 인해 소음 평균값이 달라질 수 있으므로 향후 실험에서는 원거리에서 하이드론 배열로 소음을 측정하여 재확인할 예정이다. 또한 수면하 선체에 대해 보다 많은 지점에서 진동을 계측하여 선체진동 평균값을 보다 정확히 산출할 예정이다.

참 고 문 헌

(1) Kim, J. S., Kim, H. S. and Kim, S. R., 2001, Transfer Function of Structure-borne Noise to Underwater Radiated Noise, Autumn Conference of KSNVE in 2001, pp. 138~142.
 (2) Kazuo, H., Kazuo, N. and Masanobu, S., 1985,

Prediction of Underwater Sound Radiated from Ship's Hull by Using Statistical Energy Analysis, *Internoise-85*, pp. 645~648.

(3) Lee, Y. S., Sur, J. N., Park, Y. I. and Kim, J. S., 1999, A Study on the Underwater Radiated Noise Predictions of the Surface Ship, *Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference*, pp. 669~676.

(4) Bae, S. R., Jeon, J. J. and Lee, H. G., 1993, Waterborne Noise Prediction of the Reinforced Cylindrical Shell Using the SEA Technique, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 3, No. 2, pp. 155~161.

(5) Kim, S. S., Cho, D. S., Ahn, H. I. and Chung, S. M., 1998, Optimal Adherent Position of Viscoelastic Material for the Reduction of Sound Power Radiated from the Stiffened Plate, *Journal of Korean Society of Ocean Engineers*, Vol. 12, No. 2, pp. 22~32.

(6) Laulagnet, B., 1998, Sound Radiation by a Simply Supported Unbaffled Plate, *The Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 103, No. 5, pp. 2451~2462.

(7) Ver, I. L. and Beranek, L. L., 2006, *Noise and Vibration Control Engineering*, Wiley, New Jersey, USA.

(8) Maidanik, G., 1962, Response of Ribbed Panels to Reverberant Acoustic Fields, *The Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 34, No. 6, pp.

809~826.

(9) Hattori, K., Nakamachi, K. and Sanada, M., 1985, Prediction of Underwater Sound Radiated From Ship's Hull by Using Statistical Energy Analysis, *Internoise-85*, pp. 645~648.



Hyung-Suk Han received a BS in Production and Mechanical Engineering from Pusan National University in 1996. He then went on to receive his MS and PhD degrees in Mechanical Engineering from Pusan National University in

1998 and 2007, respectively. Dr. Han is currently a Senior Researcher at Defense Agency for Technology and Quality, Busan, Korea.



Kyung-Hyun Lee received a BS and MS in Naval Architecture and Ocean Engineering from Seoul National University in 2008 and 2011 respectively. Mr. Lee is currently a Researcher at Defense Agency for Technology and

Quality, Busan, Korea.