

파워흐름해석법을 이용한 상선의 수중방사소음해석

권현웅* · 홍석윤* · 송지훈**

*서울대학교 조선해양공학과

**전남대학교 조선해양공학전공

Underwater Radiated Noise Analysis for Commercial Ship Using Power Flow Analysis

Hyun-Wung Kwon*, Suk-Youn Hong* and Jee-Hun Song**

*Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Seoul National University, Seoul, Korea

**Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Chonnam National University, Yeosu, Korea

KEY WORDS: Power flow analysis 파워흐름해석법, Commercial ship 상선, Underwater radiated noise 수중방사소음, Power flow finite element method 파워흐름유한요소법, Power flow boundary element method 파워흐름경계요소법

ABSTRACT: Recently, the underwater radiated noises generated from large commercial ships have become a globally important issue. Countries with large ports and environmental protection organizations demand strict safety guidelines in relation to underwater radiated noise. In this paper, the coupled PFFE/PFBE method is used to investigate the vibration and underwater radiated noise of a commercial ship. PFFEM is employed to analyze the vibrational responses of the commercial ship, and PFBE is applied to analyze the underwater radiation noise. The vibrational energy of the structure is treated as an acoustic intensity boundary condition of PFBE to calculate the underwater radiation noise. Numerical simulations are presented for the commercial ship under various frequencies, and reliable results are obtained.

1. 서 론

최근 선박이 대형화 되어감에 따라 선박의 엔진도 대형화가 되고 있다. 선실 엔진은 수중방사소음의 가장 큰 원인(Kim et al., 2011)으로 엔진의 대형화에 따라 선박의 수중방사소음도 증가하고 있는 실정이다. 이러한 선박의 수중방사소음 증가는 주변 생태계에도 영향을 미치게 된다. 대형 선박이 많이 다니는 해역에서 고래의 때 죽음이거나 연안 어업량의 감소와 같은 피해 현상도 보고되고 있는데, 이런 피해는 광대역에 걸친 대형 선박의 수중방사소음이 다양한 수서생물의 생명 활동에 영향을 미치기 때문인 것으로 추측되어지고 있다. 특히 대형 선박들이 많이 다니는 주요 해로와 큰 항구에서는 선박의 수중방사소음이 비교적 지속적인 소음원으로서 수서생물의 서식환경에 작용하게 되므로 이러한 선박의 수중방사소음과 수서생물의 상관관계에 대한 관심은 계속 증가하고 있다(Heathershaw et al., 2001). 이에 따라 큰 항구가 있는 국가나 환경단체에서는 선박의 수중방사소음과 관련된 규약의 제시를 바라고 있다. 따라서 선박의 수중방사소음과 수서생물과의 관계를 규명하기 위해서는 선박의 수중방사소음 특성 분석이 필요하다.

선박의 수중방사소음 특성은 수중방사소음 음장해석을 통하여 가장 명확하게 분석할 수 있는데, 일반적으로 저주파수 대역에

서는 기존의 유한요소법(FEM)과 경계요소법(BEM)이 널리 적용되고 있다. 그러나 이러한 수치해석기법들은 관심 주파수가 증가하면서 많은 수의 요소를 필요로 하거나 고차의 내삽 함수(Interpolation function)를 적용해야 하므로 중·고주파수 대역에서 많은 계산시간을 요하는 단점이 있다. 고주파수 대역에서는 통계적에너지해석법(SEA)을 이용한 선박소음해석 시스템이 개발이 되었으나(Kang et al., 1994) 가진 주파수폭이 좁고 모드밀도가 크지 않은 중주파수 대역에서의 해석에는 적합하지 못하며 하부구조물(Subsystem)에서의 에너지의 공간적인 분포를 알 수 없으므로 하부구조물내의 부분적인 감쇠치거나 파워입력 등을 고려하기가 힘들다는 단점이 있다(Lyon and Dejong, 1995).

이를 위해 최근에는 다양한 근사 기법들이 연구되고 있으며 대표적으로 Belov et al.(1977)이 파워흐름해석법(Power Flow Analysis, PFA)을 제안하였다. 파워흐름해석법은 에너지밀도를 변수로 하는 2차 편미분 방정식을 기반으로 하며 중·고주파수 대역에서 구조물의 진동 및 음향 에너지밀도의 평균적 분포 및 에너지 전달 경로를 해석할 수 있다(Wohlever and Bernhard, 1992; Cho, 1993; Bouthier and Bernhard, 1995; Park et al., 2001; Song et al., 2011; Kwon et al., 2012). 또한, 유한요소(Nefske and Sung, 1989; 서성훈, 2005) 및 경계요소(이호원, 2006)기법과 같은 수치해석기법들을 접목할 수 있어 복합 구조물의 진동 및

소음 해석에 큰 장점을 가지고 있다.

본 논문에서는 기존 해석기법들의 한계점을 극복하기 위해 파워흐름해석법을 이용하여 선박의 진동 및 수중방사소음을 예측하고 분석하였다. 선박의 주요 기진원이 되는 엔진, 재기화 장치 그리고 선미 스텔러에 의한 선박의 진동해석은 파워흐름해석법에 유한요소기법을 도입한 파워흐름유한요소법(Power flow finite element method, PPFEM)을 적용하여 수행하였고, 그 결과를 직접 경 계조건으로 이용하여 수중방사소음해석을 수행하였다. 선박의 수중방사소음해석은 파워흐름해석법에 경계요소기법을 도입한 파워흐름경계요소법(Power flow boundary element method, PFBEM)을 이용하였다.

2. 수치 해석 기법

본 논문에서 수치 계산은 파워흐름유한요소법과 파워흐름경계요소법을 기반으로 하여 수행하였으며, 관련 이론을 정리하면 다음과 같다.

2.1 파워흐름유한요소법

구조물의 단위평판요소에 진동파위가 입력되어 정상상태가 이루어진 경우, 시간-공간 평균된 에너지밀도를 변수로 하는 에너지지배방정식은 다음과 같다(Bouthier and Bernhard, 1995; Park et al., 2001).

$$-\frac{c_{gm}^2}{\eta\omega} \nabla^2 \langle \bar{e}_m \rangle + \eta\omega \langle \bar{e}_m \rangle = \Pi_m \quad (1)$$

여기서 ω 는 해당 영역에 가진되는 가진주파수이고, η 는 구조감쇠에 의한 내부손실계수이며, m 은 평판에 존재하는 굽힘파, 종파, 전단파 중 하나의 파형을 의미한다. $\langle \bar{e}_m \rangle$ 는 시간-공간 평균된 m 파형의 진동에너지밀도이며, c_{gm} 는 m 파형의 에너지전달속도, Π_m 는 입력되는 파워이다. 또한, 시간-공간 평균된 인텐시티 I_m 은 식 (2)와 같은 관계식으로 표현할 수 있다.

$$I_m = -\frac{c_g^2}{\eta\omega} \nabla e_m \quad (2)$$

유한요소법을 이용하여 식 (1)의 근사해를 구하기 위해서 가중잔여법을 적용한다. 이를 위해 가중함수 ν 를 곱하고 영역 내의 적분을 수행하면 식 (3)과 같다.

$$\int_D \left\{ -\frac{c_{gm}^2}{\eta\omega} \nabla^2 \langle \bar{e}_m \rangle + \eta\omega \langle \bar{e}_m \rangle - \Pi_m \right\} \nu dD = 0 \quad (3)$$

식 (3)에 가우스 발산정리(Gauss divergence theorem)와 식 (2)를 적용하면 식 (4)와 같은 약화된 변분식(Variational weak formulation)을 얻을 수 있다.

$$\int_D \left\{ \frac{c_{gm}^2}{\eta\omega} \nabla \langle \bar{e}_m \rangle \cdot \nabla \nu + \eta\omega \nu \right\} dD + \oint_{\Gamma} \nu (\vec{n} \cdot \langle \vec{I} \rangle) d\Gamma = \int_D \Pi_m \nu dD \quad (4)$$

여기서 \vec{n} 은 경계 Γ 에서의 법선 벡터를 나타낸다. 식 (4)에 갤러킨 가중잔여법(Galerkin weighted residual method)을 적용하면 다음과 같은 요소 행렬식을 얻을 수 있다.

$$[K_m^{(e)}] \{e_m^{(e)}\} = \{F_m^{(e)}\} + \{Q_m^{(e)}\} \quad (5)$$

여기서 $[K_m^{(e)}]$, $\{F_m^{(e)}\}$, $\{Q_m^{(e)}\}$ 는 각각 강성행렬, 입력파워행렬, 전달파워행렬을 의미하며, 이는 다음과 같다.

$$K_m^{(e)} = \int_D \left(\frac{c_{gm}^2}{\eta\omega} \nabla \langle \bar{e}_m \rangle \cdot \nabla \nu + \eta\omega \langle \bar{e}_m \rangle \nu \right) dD \quad (6)$$

$$F_m^{(e)} = \int_D \Pi_m \nu dD \quad (7)$$

$$Q_m^{(e)} = \oint_{\Gamma} \nu (\vec{n} \cdot \langle \vec{I} \rangle) d\Gamma \quad (8)$$

연결요소행렬을 이용하면 전달파워행렬을 에너지밀도의 항으로 표현할 수 있으며, 요소 결합에 의해 최종적으로 선형 행렬 방정식 (9)를 얻을 수 있다.

$$[K - J] \{e\} = \{F\} \quad (9)$$

여기서 $[J]$ 는 연결요소 행렬을 의미하고 다음과 같다.

$$[J] = [I - P][I + P]^{-1}[C] \quad (10)$$

여기서 $[I]$ 는 단위행렬이고, $[P]$ 는 파워투과계수로 구성된 파워투과계수 행렬이고, $[C]$ 는 구조부재의 에너지 전달속도로 구성된 대각행렬이다.

$$[P] = \begin{bmatrix} \tau_{11ff} & \tau_{11fl} & \tau_{11fs} & \dots & \tau_{n1ff} & \tau_{n1fl} & \tau_{n1fs} \\ \tau_{11fl} & \tau_{11ll} & \tau_{11ls} & \dots & \tau_{n1fl} & \tau_{n1ll} & \tau_{n1ls} \\ \tau_{11fs} & \tau_{11ls} & \tau_{11ss} & \dots & \tau_{n1fs} & \tau_{n1ls} & \tau_{n1ss} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \tau_{n1ff} & \tau_{n1fl} & \tau_{n1fs} & \dots & \tau_{nnff} & \tau_{nnfl} & \tau_{nnfs} \\ \tau_{n1fl} & \tau_{n1ll} & \tau_{n1ls} & \dots & \tau_{nnfl} & \tau_{nnll} & \tau_{nnls} \\ \tau_{n1fs} & \tau_{n1ls} & \tau_{n1ss} & \dots & \tau_{nnfs} & \tau_{nnls} & \tau_{nnss} \end{bmatrix}, \quad (11)$$

$$[C] = \begin{bmatrix} c_{g1f} & & & & & & 0 \\ & c_{g1l} & & & & & \\ & & c_{g1s} & & & & \\ & & & \ddots & & & \\ & & & & c_{gnf} & & \\ & & & & & c_{gnl} & \\ 0 & & & & & & c_{gnss} \end{bmatrix}$$

여기서 τ_{ijkl} 는 구조요소 i 에서 입사하는 k 파동(횡파, 종파, 그리고 전단파)에 대한 구조요소 j 로 투과되는 l 파동의 파워투과계수를 나타낸다. 그리고 c_{gik} 는 구조요소 i 에서의 k 파동에 대한 에너지 전달속도를 나타낸다.

2.2 파워흐름경계요소법

파워흐름해석법의 에너지지배방정식은 다음과 같이 변형시킬 수 있다(이호원, 2006).

$$\nabla^2 e - k^2 e = \bar{\pi}_{in} \quad (12)$$

여기서 $k = \eta\omega/c_g$, $\bar{\pi}_{in} = -\eta\omega\pi_{in}/c_g^2$ 의 관계식을 가지며, e 는 에너지 밀도, η 는 구조감쇠계수, ω 는 가진 주파수, c_g 는 파의 그룹속도, π_{in} 은 구조물에 입력되는 파워이다. 일반적으로 식 (12)는 변형된 헬름홀츠식(Modified helmholtz equation)으로 불린다. 변형된 식에 의해 에너지 전달관계식 또한 다음의 형태로 변형된다.

$$\vec{I} = \nabla e \quad (13)$$

여기서 $\bar{I} = -\eta\omega I/c_g^2$ 의 관계식을 가지며, I 는 인텐시티이다.

파워흐름경계요소법을 적용하기 위해서는 기본해를 구해야 하는데, 기본해는 다음식을 만족해야 한다.

$$\frac{d^2 G(r)}{dr^2} + \frac{(n-1)}{r} \frac{dG(r)}{dr} - k^2 G(r) = \delta(r) \quad (14)$$

여기서 $G(r)$ 는 기본해이고, $\delta(r)$ 는 디랙델타(Dirac delta)함수이며, r 은 소스점과 관심영역까지의 거리를 나타내고, n 은 해석 차원을 나타낸다. 식 (14)를 만족하는 기본해 중 3차원 문제에 사용되는 기본해는 다음과 같다.

$$G(r) = -\frac{1}{4\pi r} e^{-kr} \quad (15)$$

경계적분식을 구현하는 방법에는 직접적 방법과 간접적 방법 2가지가 있다. 직접적 방법은 실제 지배방정식에 기본해를 곱하여 영역에 대해 적분을 수행하고, 수학적 이론을 통해 식을 얻는다. 이에 반해 간접적 방법은 가상의 소스들이 실제 구조물의 경계에 분포하여 현재의 현상에 영향을 미친다고 가정하고 해석하는 것이다. 직접법과 간접법을 이용하여 해석된 결과는 거의 일치된 값을 가지지만 직접법의 경우 닫힌 공간에 대해서만 해석이 가능하다는 단점을 갖는 반면, 간접법은 열린 공간에도 해석이 가능하다. 간접법을 이용하여 3차원 해석 영역에서의 에너지 밀도를 구하면 다음과 같다.

$$e(x) = \int_S \Phi(\xi) G(|x-\xi|) dS(\xi) + \int_V \overline{\pi_{in}}(z) G(|x-z|) dV(z) \quad (16)$$

그리고 인텐시티는 다음의 식으로 나타낼 수 있다.

$$I_n(x) = \int_S \Phi(\xi) \frac{\partial G(|x-\xi|)}{\partial n(\xi)} dS(\xi) + \int_V \overline{\pi_{in}}(z) \frac{\partial G(|x-z|)}{\partial n(z)} dV(z) \quad (17)$$

여기서 G 는 식 (15)의 기본해이고, $\Phi(\xi)$ 는 경계에 존재하는 가상 소스이다. x 는 해석 영역내의 관심 점을 나타내고, ξ 는 경계에서의 가상 소스의 위치를 나타내며, z 는 관심 영역내의 소

스의 위치를 나타낸다. 그리고 n 은 법선벡터이고, S 와 V 는 각각 경계면과 관심 영역을 나타낸다. 경계에서의 인텐시티 값을 알 때 식 (17)를 통해 경계적분을 수행하면 다음의 행렬식을 얻는다.

$$[K]\{\Phi\} = \{F\} \quad (18)$$

여기서

$$K = \int_S \frac{\partial G(|x-\xi|)}{\partial n(\xi)} dS(\xi) \quad (19)$$

$$F = I_n(x) - \int_V \overline{\pi_{in}}(z) \frac{\partial G(|x-z|)}{\partial n(z)} dV(z) \quad (20)$$

2.3 수중방사소음해석

선박의 진동으로 인해 발생하는 수중방사소음을 파워흐름해석법을 이용하여 해석하기 위해서는, 진동에너지와 소음에너지의 연성관계를 구해야 한다. 진동에너지와 연성관계식으로부터 구한 인텐시티를 식 (18)의 좌변에 대입하여 파워흐름경계요소법을 적용하면 선박의 수중방사소음을 구할 수 있다.

Cremer et al.(1988)에 의해 유도된 에너지 소산 관계와 Fahy (1985)에 의해 유도된 방사 감쇠계수(Radiation loss factor) η_{rad} 를 이용하면 구조물에서 음향공간으로 전달되는 파워투과계수(Power transmission coefficient)를 식 (21)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\tau_{21} = \frac{2\beta_{21}\sigma_{rad}}{2 + \beta_{21}\sigma_{rad}} \quad (21)$$

여기서 β_{21} 은 특성 임피던스(Characteristic impedance)의 비를 나타내며, σ_{rad} 는 방사효율(Radiation efficiency)을 의미한다.

구조물과 음향공간이 에너지 손실 없이 연성(Lossless joint)되어 있다면, 에너지흐름보존법칙을 이용하여 구조물의 에너지밀도로부터 음향공간으로 전달되는 인텐시티의 관계를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\overline{I}_n = \tau_{21} c_g e \quad (22)$$

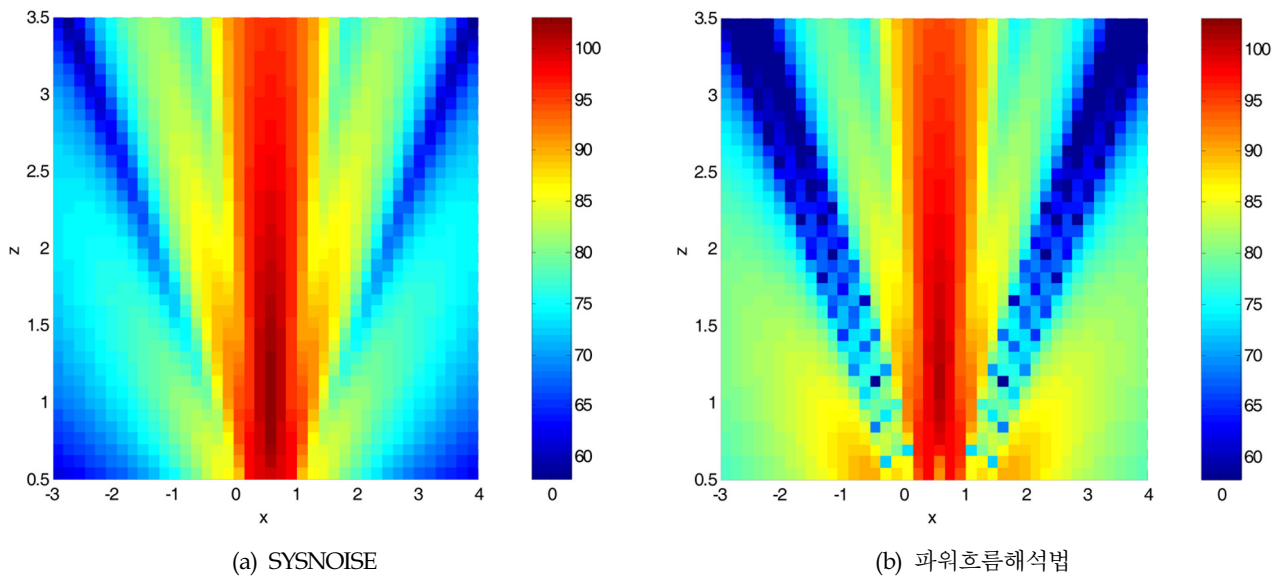


Fig. 1 Comparison of the result of SYSNOISE and PFA (1)

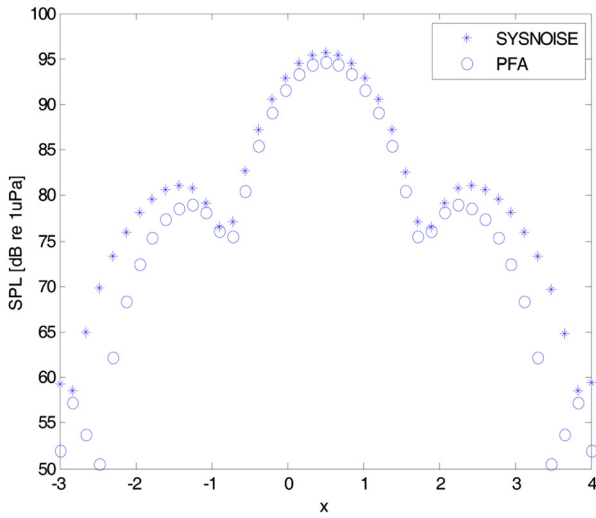


Fig. 2 Comparison of the result of SYSNOISE and PFA (2)

식 (22)는 구조물과 음향공간의 경계면에서의 인텐시티의 수직 성분값을 나타내고 있다. 따라서 이 식을 이용하면 각각의 구조 요소에서 음향공간의 경계요소면에서의 인텐시티값을 구할 수 있고, 식 (18)에 대입하게 되면 각 경계요소면의 가상소스들의 값을 계산할 수 있게 된다. 가상소스들의 값과 식 (16)을 이용하면 선박의 진동으로 인해 발생하는 방사소음을 해석 할 수 있다.

3. 계산 결과 및 분석

해석 이론의 검증을 위하여 단순 평판 구조물에 대해서 기존의 상용프로그램 SYSNOISE와 비교하였다. Fig. 1은 주파수가 1000 Hz일 때의 가로 세로 1m인 평판이 일정한 속도로 수직하게 진동하고 있을 때 평판의 수직면에서의 방사소음 결과를 나타내고 있다. SYSNOISE의 경우 경계조건으로 속도 경계조건을 주었고, 파워흐름해석의 경우 경계조건으로 인텐시티 경계조건을 주었다. Fig. 2는 평판의 중심선으로부터 2m 떨어진 지점에서의 소음 값을 비교한 결과이다. 비교 결과 낮은 소음값을 가지는 평판의 진동방향의 측면에서는 차이가 나는 것을 확인할 수 있으나 큰

소음값을 가지는 중심축에서는 거의 유사한 값을 가짐을 확인할 수 있다. SYSNOISE의 경우 입력의 위상에 대한 정보를 이용하여 평판이 진동하는 방향에서는 큰 소음값을 가지게 되고 그 외의 방향에서는 작은 값을 가지게 된다. 이에 반해 파워흐름해석법은 에너지를 변수로 사용하기 때문에 위상에 대한 정보가 없다. 따라서 진동하는 방향에서는 SYSNOISE와 거의 유사한 소음값을 가지지만 그 외의 부분에서는 SYSNOISE와 조금 차이가 나는 결과를 보이는 것을 확인할 수 있다.

Figs. 1-2를 통해 파워흐름해석법의 신뢰성을 확보하였기에 LNG 선박에 대하여 수중방사소음을 해석하였다. Fig. 3과 같이 선박의 주요 기진원으로는 엔진과 재기화장치, 그리고 선미 스러스터를 고려했다. Tables 1-3은 주요 기진원의 속도 레벨 값을 나타낸다.

Figs. 4-5는 주파수가 1000Hz일 때 파워흐름유한요소법에 의한 선박의 진동해석결과인데, Fig. 4는 세 장비가 독립적인 기진원으로 작용하였을 때 구조물의 굽힘과 진동에너지 밀도 분포로 각각 (a)는 엔진, (b)는 재기화장치, (c)는 선미 스러스터가 기진원인 경우의 해석 결과를 보여준다. 선박의 경우, 종 방향으로 긴 구조물이고 내부에 수직으로 결합된 구조물이 많아서 가진 부위에서 멀어질수록 길이 방향으로 진동에너지 밀도 차가 큰 것을 확인할 수 있다. Fig. 4는 가진 부위 근처에서의 구조물의 굽힘과

Table 1 Velocity Level dB re 5*10⁻⁸m/s for Main G/E

Frequency(Hz)	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Velocity Level (dB)	70	70	70	70	70	57	52	47	42

Table 2 Velocity Level dB re 5*10⁻⁸m/s for Regasification Plant

Frequency (Hz)	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Velocity Level (dB)	72	72	72	72	72	65	59	54	44

Table 3 Velocity Level dB re 5*10⁻⁸m/s for Stern Thruster

Frequency (Hz)	31.5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Velocity Level (dB)	86	98	100	97	91	84	78	73	63

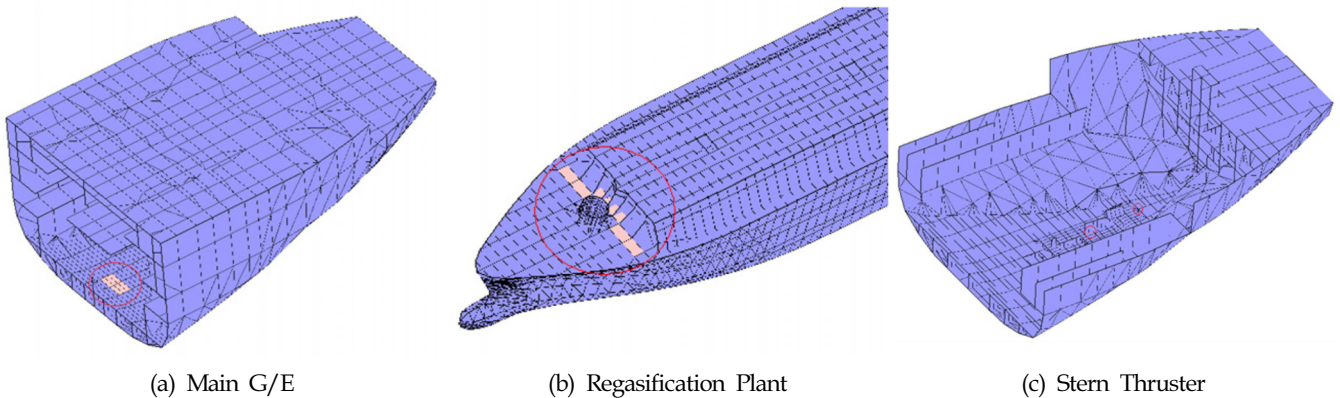


Fig. 3 Input source of a ship

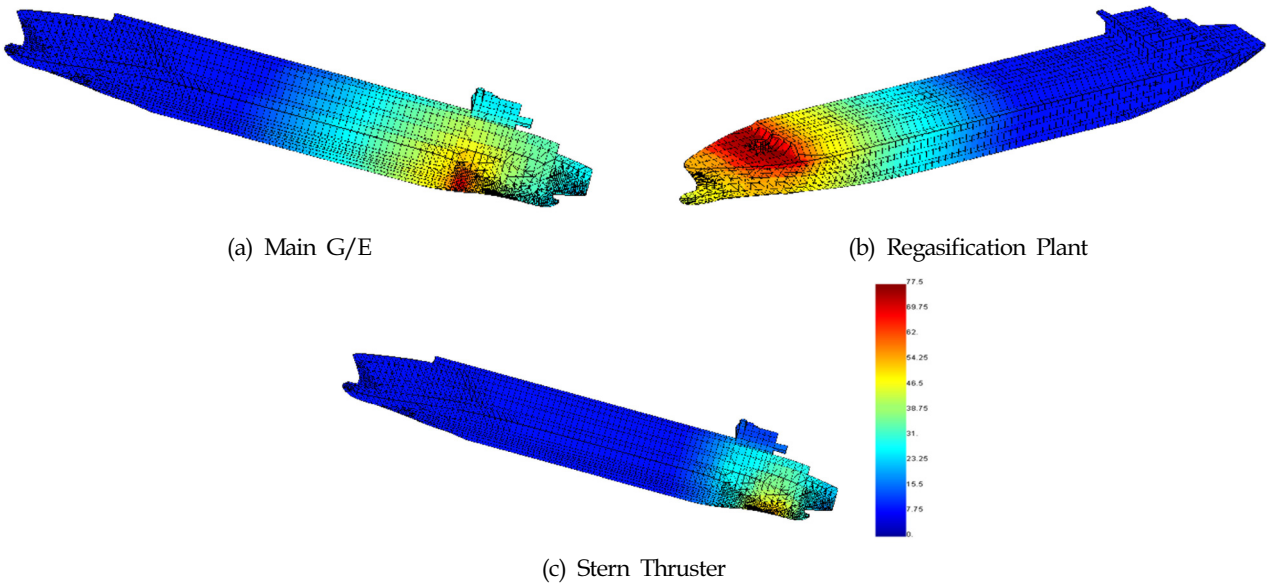


Fig. 4 Energy density distribution of a ship

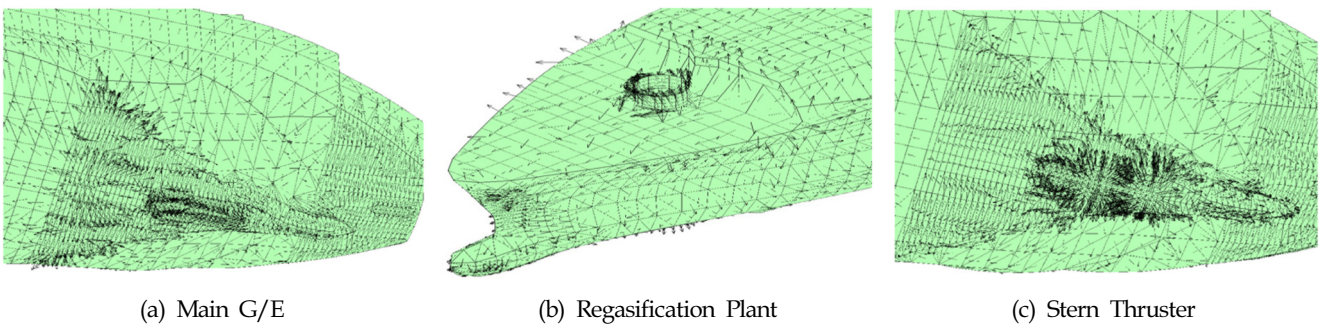


Fig. 5 Intensity distribution near input source

인텐시티로 각각 (a)는 엔진, (b)는 재기화장치, (c)는 선미 스러스터가 기진원인 경우의 해석 결과를 보여준다. 화살표의 방향은 진동 에너지가 흘러가는 방향, 크기는 진동에너지의 양을 뜻하는데 가진 부위 주변에서 화살의 크기가 큰 것을 확인 할 수 있으며, 전체적으로 가진 부위에서 진동에너지가 퍼져 나가는 경향을 보인다.

Figs. 6-14는 진동해석 결과를 바탕으로 파워흐름경계요소법을 이용하여 수중방사소음 해석을 수행한 결과이다. 마이다닉(Maidanik, 1962) 방사효율식을 이용하여 수중방사소음 해석을 위한 인텐시티를 구하였고, 엔진과 재기화장치, 선미 스러스터가 동시에 작동하고 있을 때의 수중방사소음 분포를, 각각 가진주파수 31.5Hz, 63Hz, 125Hz, 250Hz, 500Hz, 1,000Hz, 2,000Hz, 4,000Hz, 8,000Hz에 대하여 해석하였다. 이때 (a)는 수심 20m에서 수면과 평행한 면의 수중방사소음 분포를, (b)는 선박의 중심선에서 수면에 수직인 면의 수중방사소음 분포를 보여주고 있다. 수중방사소음해석 시 해수는 균일 매질로 가정하였다. 소음원인 엔진과 재기화장치, 선미 스러스터가 선박의 선미와 선수에 위치하고 있어 선박의 양끝에서 수중방사소음값이 높아지는 경향을 보인다. 또한, 엔진과 선미 스러스터는 가진부위가 선체가 수면에 닿는 선저와 가까워서 그 영향이 재기화장치보다 큰 것을

확인 할 수 있다. Figs. 6-9에서는 저주파 대역의 특성인 로브 형태의 수중방사소음 분포가 잘 나타나고, Figs. 10-14에서는 주파수가 높아짐에 따라서 고주파 대역의 특성인 수중방사소음의 방향성이 뚜렷해지는 것을 확인할 수 있다.

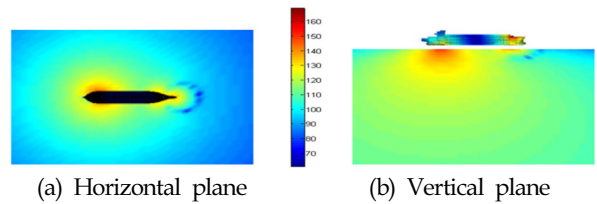


Fig. 6 Underwater radiated noise pattern at 31.5Hz

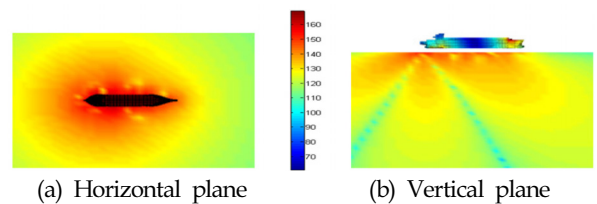
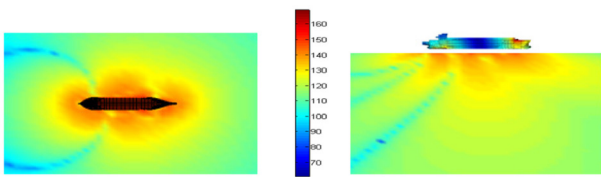
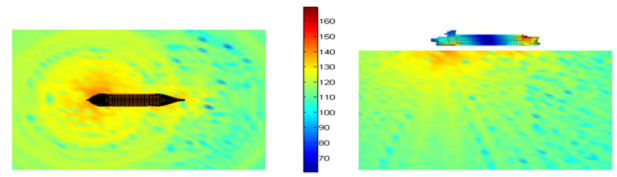


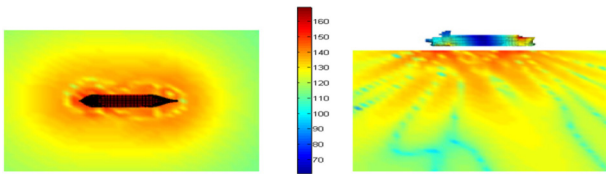
Fig. 7 Underwater radiated noise pattern at 63Hz



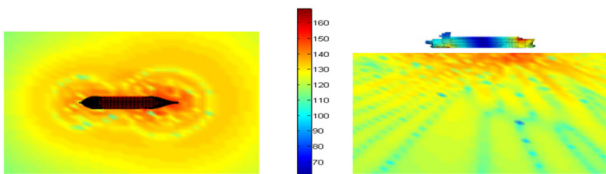
(a) Horizontal plane (b) Vertical plane
 Fig. 8 Underwater radiated noise pattern at 125Hz



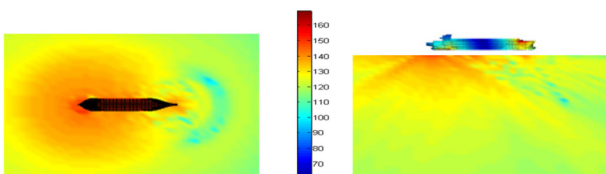
(a) Horizontal plane (b) Vertical plane
 Fig. 14 Underwater radiated noise pattern at 8,000Hz



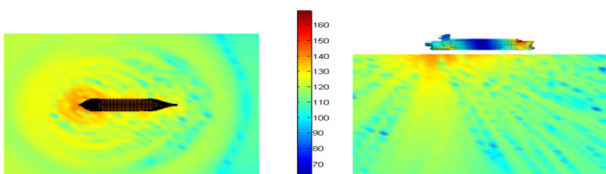
(a) Horizontal plane (b) Vertical plane
 Fig. 9 Underwater radiated noise pattern at 250Hz



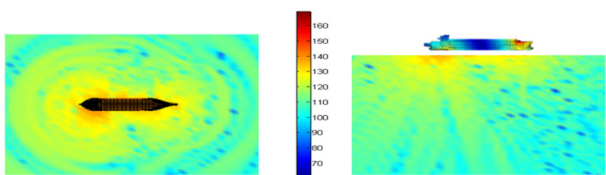
(a) Horizontal plane (b) Vertical plane
 Fig. 10 Underwater radiated noise pattern at 500Hz



(a) Horizontal plane (b) Vertical plane
 Fig. 11 Underwater radiated noise pattern at 1,000Hz



(a) Horizontal plane (b) Vertical plane
 Fig. 12 Underwater radiated noise pattern at 2,000Hz



(a) Horizontal plane (b) Vertical plane
 Fig. 13 Underwater radiated noise pattern at 4,000Hz

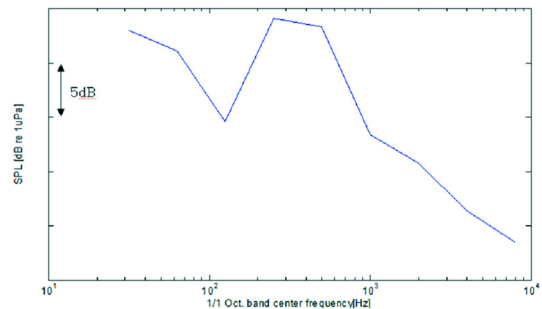


Fig. 15 Under water radiated sound pressure level according to frequency(1/1 Oct. band level)

Fig. 15는 주파수에 따른 수중방사소음을 해석한 결과이다. 방사효율에 의해 일부 주파수에서 소음 값이 증가하는 것을 확인할 수 있으나 전체적으로 주파수가 증가함에 따라 소음 값이 감소하는 것을 알 수 있다.

4. 결 론

본 논문에서는 파워흐름해석법을 이용하여 선박의 각종 진동 원으로부터 발생하는 선체 진동과 이로부터 나타나는 광대역의 수중방사소음해석을 수행하였다. 선박에 탑재된 장비들 중 비중이 큰 장비에 해당하는 엔진, 제기화장치, 선미 스텔러에 의한 진동해석은 파워흐름유한요소법을 적용하여 수행하였으며, 그 결과를 직접 경계조건으로 이용한 수중방사소음해석은 파워흐름경계요소법을 적용하여 수행하였다. 선박의 경우, 종 방향으로 긴 구조물이고 내부에 수직으로 결합된 구조물이 많아서 가진 부위에서 진동에너지 밀도가 가장 큰 값을 가지며, 가진 부위에서 멀어질수록 길이 방향으로 진동에너지 밀도 차가 큰 것을 볼 수 있으며, 이는 진동 인텐시티 분포를 통해서 더욱 명확히 확인하였다. 선박의 진동해석 결과를 이용하여 수행한 수중방사소음 해석은 소음원인 엔진과 제기화장치, 선미 스텔러가 선박의 선미와 선수에 위치하고 있어 선박의 양끝에서 수중방사소음값이 높아지는 경향을 보이며, 저주파수 일수록 소음원에서 로브 형태로 방사되는 경향이 있고, 주파수가 높아짐에 따라서 고주파 대역의 특성인 수중방사소음의 방향성이 뚜렷해지는 것을 볼 수 있다. 이로부터 파워흐름해석법이 선박의 수중방사소음 해석에 유용하게 적용될 수 있음을 확인하였다. 앞으로 이러한 수중방사소음 해석은 선박의 주요 활동 해역에 대한 소음규제 요구에 적절히 대응할 수 있는 기반을 제공해 줄 것으로 기대된다.

후 기

이 논문은 2011년도 전남대학교 학술연구비 지원에 의하여 연구되었음.

참 고 문 헌

- 서성훈 (2005). "다차원 구조부재 연성구조물의 중고주파 진동 해석을 위한 파워흐름유한요소법 개발", 서울대학교 박사학위논문.
- 이호원 (2006). "중고주파 소음해석을 위한 음향파워흐름경계요소 모델 및 해석시스템 개발", 서울대학교 박사학위논문.
- Belov, V.D., Rybak, S.A. and Tartakovskii, B.D. (1977). "Propagation of Vibrational Energy in Absorbing Structures", *Soviet-Physics Acoustics*, Vol 23, pp 115-119.
- Bouthier, O.M. and Bernhard, R.J. (1995). "Simple Models of the Energetics of Transversely Vibrating Plates", *Journal of Sound and Vibration*, Vol 182, No 1, pp 149-164.
- Cho, P.E. (1993). "Energy Flow Analysis of Coupled Structures", Ph.D. Dissertation, Purdue University.
- Cremer, L., Heckl, M. and Ungar, E.E. (1988). *Structure-Borne Sound*, Springer-Verlag, New York.
- Fahy, F. (1985). *Sound and Structural Vibration: radiation, transmission and response*, Academic Press.
- Heathershaw, A.D., Ward, P.D. and David, A.M. (2001). "The Environmental Impact of Underwater Sound", *Proceedings of the Institute of Acoustics*, Vol 23, No 4, pp 1-13.
- Kang, H.J., Kim, H.S., Kim, J.S., Han, S.Y. and Lee, Y.C. (1994). "The Development of Shipboard Noise Analysis System using Statistical Energy Analysis(I)", *Transactions of the Society of Naval Architects of Korea*, Vol 31, No 1. pp 133-141.
- Kim, H.S., Kim, J.S., Kim, B.K., Kim, S.R. and Lee, S.H. (2011). "Effect of Airborne Noise from Ship Machinery on Underwater Noise," *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, Vol 48, No 6, pp 569-574.
- Kwon, H.W., Hong, S.Y., Park, D.H. Kil, H.G. and Song, J.H. (2012). "Vibrational energy Flow Models for Out-of-plane Waves in Finite Thin Shell", *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol 26, No 3, pp 689-701.
- Lyon, R.H. and Dejong, R.G. (1995). "Theory and Application of Statistical Energy Analysis", 2nd ed., Butterworth-Heinemann, Boston.
- Maidanik, G. (1962). "Response of Ribbed Panels to Reverberant Acoustic Fields," *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol 34, pp 809-826.
- Nefske, D.J. and Sung, S.H. (1989). "Power Flow Finite Element Analysis of Dynamic Systems: Basic Theory and Application to Beam", *Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design*, Vol 111, pp 94-100.
- Park, D.H., Hong, S.Y., Kil, H.G. and Jeon, J.J. (2001). "Power Flow Models and Analysis of In-plane Waves in Finite Coupled Thin Plates", *Journal of Sound and Vibration*, Vol 244, pp 651-668.
- Song, J.H., Hong, S.Y., Kang, Y. and Kil, H.G. (2011). "Vibrational Energy Flow Analysis of Penetration Beam-plate Coupled Structures", *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol 25, No 3, pp 567-576.
- Wohlever, J.C. and Bernhard, R.J. (1992). "Mechanical Energy Flow Models of Rods and Beams," *Journal of Sound and Vibration*, Vol 153, No 1, pp 1-19.

2012년 4월 6일 원고 접수

2012년 7월 20일 심사 완료

2012년 8월 20일 게재 확정