

파워흐름해석법을 이용한 중고주파수 대역 소음해석 프로그램 개발

권현웅¹·송지훈²·홍석윤^{1,†}

서울대학교 조선해양공학과¹

전남대학교 해양기술학부 조선해양공학전공²

Development of Noise Analysis Program by using Power Flow Analysis in Medium-to-high Frequency Ranges

Hyun-Wung Kwon¹·Jee-Hun Song²·Suk-Yoon Hong^{1,†}

Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Seoul National University¹

Department of Naval Architecture & Ocean Engineering, Chonnam National University²

Abstract

Power Flow Analysis (PFA) is introduced for solving the noise and vibration analysis of structures in medium-to-high frequency ranges. The vibration analysis software, PFADSc++ R4 based on Power Flow Finite Element Method (PFFEM) and the noise prediction software, NASPFAC++ R1 based on Power Flow Boundary Element Method (PFBEM) are developed. In this paper, the coupling equation which represents relation between structural energy and acoustic energy is developed for vibro-acoustic coupling analysis. And vibro-acoustic coupling analysis software based on PFA and coupling equation is developed. Developed software is composed of translator, cavity-finder, solver and post-processor over all. Translator can translate FE model into PFADS FE model and cavity-finder can automatically make NASPFA BE model from PFADS FE model for noise analysis. The solver module calculates the structural energy density, intensity of structures, the fictitious source on the boundary and the acoustic energy density at the field in acoustic cavities. Some applications of vibro-acoustic coupling analysis software to various structures and cruise ship are shown with reliable results.

Keywords : PFA(파워흐름해석법), PFFEM(파워흐름유한요소법), PFBEM(파워흐름경계요소법), Vibro-acoustic coupling analysis(진동-음향 연성 해석)

1. 서론

일반적으로 저주파수 대역에서의 선박의 진동소음해석에 사용되는 기법으로는 유한요소법(FEM)과 경계요소법(BEM) 등이 있다. 그러나 이들 해석기법들은 주파수가 증가할수록 구조물의 동적 응답을 충분히 표현하기 위해 해당 구조물을 더욱 세밀하게 요소 분할하거나 고차의 형상함수를 사용해야 하므로 시간과 비용의 문제가 발생한다.

그리고 고주파수 대역의 해석에서는 통계적에너지해석법(SEA)이 비교적 널리 활용되고 있다. 통계적에너지해석법은 대상 구조물을 여러 개의 하부시스템으로 분리하고 각 시스템 간의 에너지의 전달관계를 고려하여 각 하부시스템의 응답을 예측한다. 그러나 각 하부시스템에서의 하나의 평균값만을 제시하기 때문에 공간적인 변화를 알 수 없다.

이와 같이 중고주파수 대역의 진동소음해석에서 유한요소법이나 경계요소법, 그리고 통계적에너지해석법이 가지는 단점을 보

완하기 위해 파워흐름해석법이 도입되었다. 파워흐름해석법은 1977년 Belov, et al. (1977)에 의해 제시되었다. 파워흐름해석법은 정상상태에서 에너지가 열처럼 흐른다는 가정 하에 편미분 방정식을 이용하여 공간상에서 에너지의 변화와 경로를 제시한다. 또한 국부적인 감쇠처리와 파워입력도 고려하기 쉽다. 따라서 파워흐름해석법은 기존의 해석 방법들이 가지는 한계점들을 획기적으로 극복한 방법이라 할 수 있다. Nefske and Sung (1989)은 1989년에 일차원 보 구조물의 점가진 진동 응답을 예측하기 위해 처음으로 파워흐름해석법에 유한요소법을 도입하여 파워흐름유한요소법을 정식화하였다. 이후 Bouthier and Bernhard (1995a, 1995b)는 1995년에 막(membrane)과 Kirchhoff 판, 음향공동(acoustic cavity)에 대한 파워흐름해석법을 유도하였다. 그리고 Park, et al. (2001)은 2001년에 연성된 평판구조물의 진동 파워흐름해석을 위해 평판의 면내파(in-plane wave)에 대한 에너지지배방정식을 유도하였고, Seo, et al. (2003)은 2003년에 이를 토대로 보-평판 연성구조물의 다자유도

진동해석을 위한 파워흐름유한요소법을 정식화하였다. 그리고 2008년 Lee, et al. (2008)은 음향해석을 위하여 파워흐름해석법에 경계요소법을 도입하여 파워흐름경계요소법을 정식화하였다. 파워흐름해석법을 이용한 진동소음해석은 기존의 저주파수 대역의 해석에 사용되던 FEM과 BEM과 달리 진동해석과 소음해석 모두 에너지를 변수로 사용한다는 장점이 있다.

따라서 본 연구는 구조진동에 의한 소음의 영향과 소음원에 의한 진동의 영향을 나타내는 구조음향 연성관계식에 대해 연구하였고, 이를 이용하여 구조음향 완전연성관계식을 개발하였다. 그리고 개발된 연성관계식을 이용하여 구조음향 완전연성해석 프로그램을 개발하였고, 선박 구조물에 적용하여 만족할만한 성과를 얻었다.

2. 이론

2.1 진동해석을 위한 파워흐름유한요소법

정상상태에서의 평판의 에너지지배방정식은 다음과 같다 (Kwon, et al., 2011).

$$-\frac{c_{gm}^2}{\eta\omega} \nabla^2 \langle e \rangle_m + \eta\omega \langle e \rangle_m = \pi_{in,m} \quad (1)$$

여기서 ω 는 각 주파수, η 는 평판의 구조감쇠계수, m 은 종파, 횡파, 전단파 중 하나를 나타낸다. $\langle e \rangle_m$ 는 m 형 파의 시간, 공간 평균된 에너지 밀도, c_{gm} 는 m 형 파의 그룹속도이고, π_{in} 은 구조물에 입력되는 파워이다.

식(1)에 실험 함수 ν 를 곱하고, 전 영역 D 에 대해 적분을 취하고, 발산 정리와 갤러킨 가중 잔차법(Galerkin weighted residual method)을 적용하면 다음의 행렬식을 얻을 수 있다.

$$[K_m^{(e)}] \{e_m^{(e)}\} = \{F_m^{(e)}\} + \{Q_m^{(e)}\} \quad (2)$$

여기서

$$K_m^{(e)} = \int_D \left\{ \frac{c_{gm}^2}{\eta\omega} \nabla \langle e \rangle_m \cdot \nabla \nu + \eta\omega \langle e \rangle_m \nu \right\} dD \quad (3)$$

$$F_m^{(e)} = \int_D \pi_{in,m} \nu dD \quad (4)$$

그리고

$$Q_m^{(e)} = \int_{\Gamma} \frac{c_{gm}^2}{\eta\omega} \nu(-n) \cdot \nabla \langle e \rangle_m d\Gamma \quad (5)$$

$K_m^{(e)}$ 는 강성 항과 질량 항을 포함하는 계수 행렬의 항이고, $F_m^{(e)}$ 는 입력 파워이고, $Q_m^{(e)}$ 는 요소내에 입력되는 에너지의 흐

름을 나타내는 항이다. n 은 법선 벡터이고, ν 는 형상 벡터(shape vector)를 나타내고, D 는 해석 영역, Γ 는 해석 영역의 경계를 나타낸다. 전단파, 횡파, 그리고 종파에 대한 식(2)는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} K_f \\ K_l \\ K_s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} e_f \\ e_l \\ e_s \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_f \\ F_l \\ F_s \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} Q_f \\ Q_l \\ Q_s \end{Bmatrix} \quad (6)$$

여기서 f, l , 그리고 s 는 각각 횡파, 종파, 그리고 전단파를 의미한다.

2.2 소음해석을 위한 파워흐름경계요소법

2.2.1 기본해

파워흐름해석법의 에너지지배방정식은 다음과 같이 변형 시킬 수 있다.

$$\nabla^2 e - k^2 e = \bar{\pi}_{in} \quad (7)$$

여기서 e 는 에너지 밀도이고, k 는 $k = \frac{\eta\omega}{c_g}$ 의 관계 값을 가지고, $\bar{\pi}_{in}$ 는 $\bar{\pi}_{in} = -\frac{\eta\omega}{c_g^2} \pi_{in}$ 의 관계식을 갖는다. 여기서 η 는 구조감쇠계수이고, ω 는 가진 주파수이고, c_g 는 파의 그룹 속도이다. π_{in} 은 구조물에 입력되는 파워이다. 일반적으로 식(7)은 변형된 헬름홀츠 식(Modified Helmholtz equation)으로 불린다. 변형된 식에 의해 에너지 전달관계식 또한 다음의 형태로 변형된다.

$$\bar{q} = \nabla e \quad (8)$$

여기서 $\bar{q} = -\frac{\eta\omega}{c_g^2} q$ 이고, q 는 인텐시티이다. 경계요소법을 적용하기 위해서는 기본해를 구해야 하는데, 기본해는 다음 식을 만족해야 한다.

$$\frac{d^2 G(r)}{dr^2} + \frac{(N-1)}{r} \frac{dG(r)}{dr} - k^2 G(r) = \delta(r) \quad (9)$$

여기서 $G(r)$ 는 기본해이고, $\delta(r)$ 는 디랙델타(Dirac delta)함수이다. r 은 소스 점과 관심영역까지의 거리를 나타낸다. N 은 해석 차원을 나타낸다. 식(9)를 만족하는 기본해 중 3차원 문제에 사용되는 기본해는 다음과 같다.

$$G(r) = -\frac{1}{4\pi r} e^{-kr} \quad (10)$$

2.2.2 간접적 경계적분식

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 현 현상에 영향을 미친다고 가정을 하고 해석하는 것이다. 직접법과 간접법을 이용하여 해석된 결과는 거의 일치된 값을 가지지만 직접법의 경우 닫힌 공간에 대해서만 해석이 가능하다. 간접법은 열린 공간에도 해석이 가능하다. 간접법을 이용하여 3차원 해석 영역에서의 에너지 밀도를 구하면 다음과 같다.

$$e(x) = \int_S \Phi(\xi) G(|x - \xi|) dS(\xi) + \int_V \overline{\pi_{in}}(z) G(|x - z|) dV(z) \quad (11)$$

그리고 인텐시티는 다음의 식으로 나타낼 수 있다.

$$q_n(x) = \int_S \Phi(\xi) \frac{\partial G(|x - \xi|)}{\partial n(x)} dS(\xi) + \int_V \overline{\pi_{in}}(z) \frac{\partial G(|x - z|)}{\partial n(x)} dV(z) \quad (12)$$

여기서 G 는 식(10)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 소스의 위치를 나타낸다. 그리고 n 은 법선벡터이고, S 와 V 는 각각 경계면과 관심 영역을 나타낸다. 경계에서의 인텐시티 값을 알 때 식(12)를 통해 경계적분을 수행하면 다음의 행렬식을 얻는다.

$$[K]\{\Phi\} = \{F\} \quad (13)$$

여기서

$$K = \int_S \frac{\partial G(|x - \xi|)}{\partial n(x)} dS(\xi) \quad (14)$$

$$F = q_n(x) - \int_V \overline{\pi_{in}}(z) \frac{\partial G(|x - z|)}{\partial n(x)} dV(z) \quad (15)$$

2.3 진동소음 연성관계식

2.3.1 파워흐름관계연구

하나의 시스템에서 방출되는 파워는 다른 시스템의 통과하는

파워의 양과 동일하다. 따라서 다음의 에너지보존 관계식을 얻을 수 있다.

$$\int_S q \cdot ndS = \int_{S_1} q_1 \cdot ndS_1 + \int_{S_2} q_2 \cdot ndS_2 = 0 \quad (16)$$

여기서 S 는 구조영역, S_1 과 음향영역, S_2 를 나타낸다. 그리고 q 는 구조영역에서의 인텐시티, q_1 과 음향영역에서의 인텐시티 q_2 를 나타낸다. 각각의 영역에서의 인텐시티는 입사 인텐시티와 산란 인텐시티로 나눌 수 있고, 산란 인텐시티를 입사 인텐시티와 투과계수, 반사계수를 이용하여 나타내면 다음의 관계식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} \int_{S_1} q_1 \cdot ndS_1 \\ \int_{S_2} q_2 \cdot ndS_2 \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} 1-r_{11} & -\tau_{12} \\ -\tau_{21} & 1-r_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \int_{S_1} |I_{inc1}| dS_1 \\ \int_{S_2} |I_{inc2}| dS_2 \end{Bmatrix} \\ &= [P] \begin{Bmatrix} \int_{S_1} |I_{inc1}| dS_1 \\ \int_{S_2} |I_{inc2}| dS_2 \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (17)$$

각 영역에서의 에너지 또한 입사 에너지와 산란 에너지의 합으로 나타낼 수 있고, $ce = [J]$ 의 관계식을 이용하면 다음의 관계식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} \int_{S_1} c_1 \cdot e_1 dS_1 \\ \int_{S_2} c_2 \cdot e_2 dS_2 \end{Bmatrix} &= - \begin{bmatrix} 1+r_{11} & \tau_{12} \\ \tau_{21} & 1+r_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \int_{S_1} |I_{inc1}| dS_1 \\ \int_{S_2} |I_{inc2}| dS_2 \end{Bmatrix} \\ &= [E] \begin{Bmatrix} \int_{S_1} |I_{inc1}| dS_1 \\ \int_{S_2} |I_{inc2}| dS_2 \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (18)$$

식(17)과 식(18)을 이용하면 각각의 영역에서의 에너지와 인텐시티와의 관계를 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} \int_{S_1} \overline{I_1} \cdot \overline{nd} dS_1 \\ \int_{S_2} \overline{I_2} \cdot \overline{nd} dS_2 \end{Bmatrix} &= [P][E]^{-1} \begin{Bmatrix} \int_{S_1} c_1 e_1 dS_1 \\ \int_{S_2} c_2 e_2 dS_2 \end{Bmatrix} \\ &= [J] \begin{Bmatrix} \int_{S_1} c_1 e_1 dS_1 \\ \int_{S_2} c_2 e_2 dS_2 \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (19)$$

여기서 $[J]$ 는 조인트 행렬이다. 에너지 밀도와 인텐시티는 조인트 행렬을 통해서 연관관계를 나타낼 수 있다. 연성된 두 시스템에서 파워투과계수와 파워반사계수의 합이 1이라는 걸 이용하면

조인트 행렬은 다음과 같다.

$$[J] = \frac{\begin{bmatrix} \tau_{21} & -\tau_{12} \\ -\tau_{21} & \tau_{12} \end{bmatrix}}{(2 - \tau_{12} - \tau_{21})}. \quad (20)$$

2.3.2 파워투과계수

구조에서 음향으로의 파워투과계수 τ_{21} 와 음향에서 구조로의 파워투과계수 τ_{12} 는 다음과 같이 나타낼 수 있다 (Fernando, 1996).

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

$$\tau_{12} = \beta_{21} \frac{c_o^2}{c_{ph}} \frac{\sigma_{rad}}{fh} \quad (22)$$

여기서 σ_{rad} 는 방사효율이고, c_{ph} 는 평판의 위상속도이고, c_o 는 음향공간에서의 파의 전파속도이고, f 는 주파수, h 는 평판의 두께이다. 그리고 β_{21} 은 다음의 값을 가진다.

$$\beta_{21} = \frac{\rho_o c_o}{\rho_s c_{ph}} \quad (23)$$

여기서 ρ_o 는 음향공간의 밀도이고, ρ_s 는 평판의 밀도이다.

2.3.3 구조음향 연성관계식

식(6)과 식(13)을 통해 구조음향이 연성되지 않은 상태에서 행렬식을 구하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} K_1 \\ K_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} e_1 \\ \Phi_2 \end{Bmatrix} + \{P_{coupling}\} = \begin{Bmatrix} F_1 + Q_1 \\ F_2 \end{Bmatrix} \quad (24)$$

연성관계를 나타내기 위해 $P_{coupling}$ 에 대해 살펴보면 P_1 과 P_2 로 나뉘지고 각각 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$P_1 = \frac{1}{2 - \tau_{12} - \tau_{21}} (\tau_{21}e_1 - \tau_{12}e_2) \quad (25)$$

$$= \frac{1}{2 - \tau_{12} - \tau_{21}} (\tau_{21}e_1 - \tau_{12}[G_{ij}\Phi_j + G_{ik}\pi_{in}])$$

$$P_2 = \frac{\tau_{21}}{(2 - \tau_{21} - \tau_{12})} e_1 \quad (26)$$

$$- \left[\frac{\tau_{12}G_{ij}}{2 - \tau_{21} - \tau_{12}} + H_{ij} \right] \Phi_j - \left[\frac{\tau_{12}G_{ik}}{2 - \tau_{21} - \tau_{12}} + H_{ik} \right] \pi_{in}$$

여기서 $H = \frac{\partial G}{\partial n}$ 이다.

식(24)에 식(25)과 식(26)을 대입하면 다음의 연성관계식을 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} K_1 \\ K_2 \end{bmatrix} + [KJ_1] + [KJ_2] \begin{Bmatrix} e_1 \\ \Phi_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 + Q_1 + FJ_1 \\ F_2 + FJ_2 \end{Bmatrix} \quad (27)$$

여기서

$$[KJ_1] = \begin{Bmatrix} \tau_{21} & -\tau_{12}G_{ij} \\ 2 - \tau_{12} - \tau_{21} & 2 - \tau_{12} - \tau_{21} \end{Bmatrix} \quad (28)$$

$$FJ_1 = \frac{\tau_{21}}{2 - \tau_{12} - \tau_{21}} G_{ik}\pi_{in} \quad (29)$$

$$[KJ_2] = \begin{Bmatrix} \tau_{21} & -\tau_{21}G_{ij} \\ 2 - \tau_{12} - \tau_{21} & 2 - \tau_{12} - \tau_{21} \end{Bmatrix} - H_{ij} \quad (30)$$

$$FJ_2 = \frac{\tau_{21}}{2 - \tau_{12} - \tau_{21}} G_{ik} + H_{ik}\pi_{in} \quad (31)$$

3. 진동소음 연성해석 프로그램

본 해석 프로그램은 다음의 함수들로 구성되어 있다.

3.1 트랜슬레이터(Translator)

본 프로그램은 별도의 모델링 모듈을 갖고 있지만 기존의 유한요소모델(FE-Model) 파일을 이용하기 위하여 트랜슬레이터 모듈은 갖고 있다. 본 모듈은 NASTRAN Bulk 파일의 형식을 본 프로그램에서 인식 가능하도록 단순 변환 시켜주는 기능을 갖고 있다.

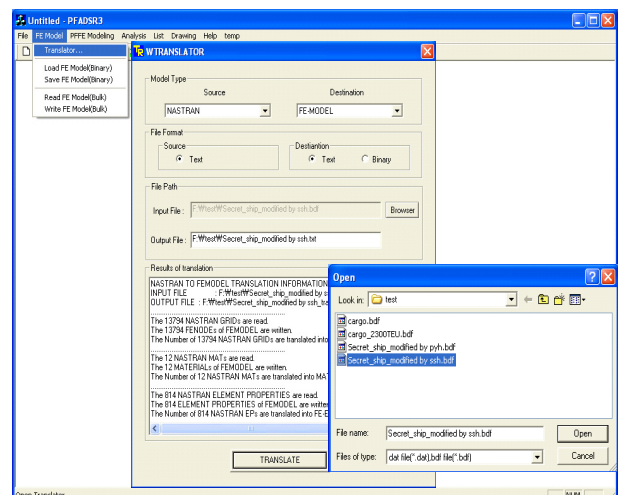


Fig. 1 Translator module

3.2 컨버터(Converter)

컨버터는 유한요소모델을 파워흐름유한요소모델로 변형 시킨다. 일반적인 유한요소모델과 달리 파워흐름유한요소모델은 인접한 두 요소의 물성치가 달라지거나 동일 평면상이 아닐 경우 두 요소가 공유하고 있는 절점을 서로 다른 점으로 나누는 역할을 하게 된다. 이는 본 해석 프로그램이 에너지를 변수로 사용하기 때문에 공유점에서의 에너지의 불연속이 발생할 수 있기 때문이다.

3.3 캐비티 파인더(Cavity Finder)

캐비티 파인더는 소음해석을 위하여 유한요소모델로부터 음향공동을 찾는 기능을 수행한다. 유한요소모델 중 닫힌 공간을 음향공간으로 인식하여 자동으로 음향모델을 생성시킨다.

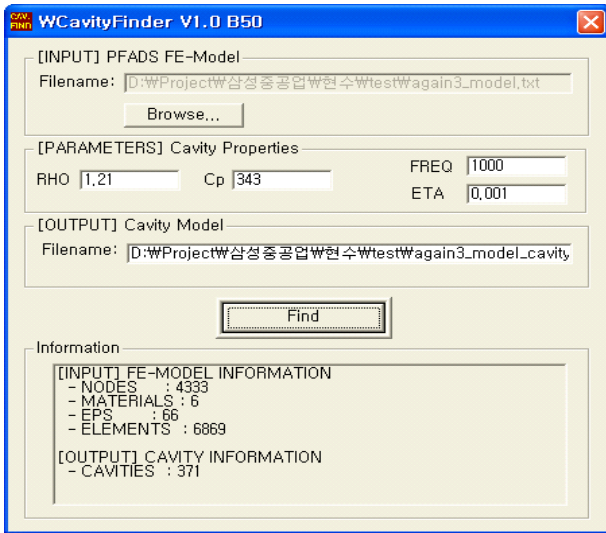


Fig. 2 Cavity-finder module

3.4 해석기

본 프로그램은 진동해석을 위한 파워흐름유한요소법, 소음해석을 위한 파워흐름경계요소법, 그리고 진동소음 연성관계식을 이용하여 구조물에서의 진동 에너지, 관심 영역에서의 소음에너지를 해석한다. 해석하는 과정은 두 단계로 이루어져 있다. 첫 번째에서는 구조물에서의 진동에너지 값과 구조물의 경계에 존재하는 가상 소스의 값을 계산하고, 두 번째에서 관심영역에서의 소음 값을 계산한다.

4. 적용

그림 3은 진동소음 연성해석을 위한 컨테이너 구조모델로써, 2606개의 절점과 4448개의 요소로 이루어져 있다. 구조 가진에 의한 각 선실에서 소음 값을 해석하기 위하여 발전기의 가속도 값을 예측하였다. 그림 4는 발전기의 위치와 가속도 값의 예측점을 나타낸다. 표 1은 그림 4에서 표시한 각각의 part들에서 예측

된 가속도 값을 나타내고 있다. 각각의 part들의 4점에서의 속도 값의 평균을 이용하여 각 part에서의 가속도 값을 가진원으로 하여 해석하였다. 그림 5는 소음해석을 하기 위하여 캐비티 파인더를 이용하여 구조모델에서 소음모델을 생성한 결과이다. 컨테이너를 싣는 공간이 아닌 거주공간이 자동으로 생성되는 것을 확인할 수 있다. 그림 6은 그림 5에 표시한 U, A, B, C, D, E, F 위치의 선실에서 500Hz, 1000Hz와 2000Hz에서의 소음 값을 예측 값과 해석 값을 비교한 결과이다. 마이다닉(Maidanik, 1962) 방사효율식을 이용하여 각 파워투과계수를 구하여 해석하였다. 실선은 실제 예측 값을 나타내고, 점선은 연성해석 프로그램을 이용하여 각 선실에서의 해석한 소음 값을 나타낸다. 예측 값과 비교하여 해석 값이 최대 10dB 정도의 오차가 나오는 것을 확인할 수 있다. 이는 선박이 정지한 상태가 아니기 때문에 엔진에 의한 소음외에 HVAC 소음 등으로 인한 오차라고 판단된다. 또한 실제 선실의 경우 선실 내장재로 구성되어 있는데 반해 해석에 사용된 모델은 내장재가 없는 철골 구조물이므로 내장재에 의한 소음 감소 효과를 고려한다면 비교적 잘 일치하는 결과라고 할 수 있다.

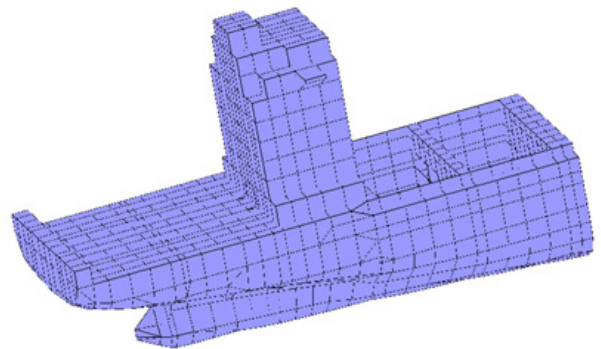


Fig. 3 Fe-model

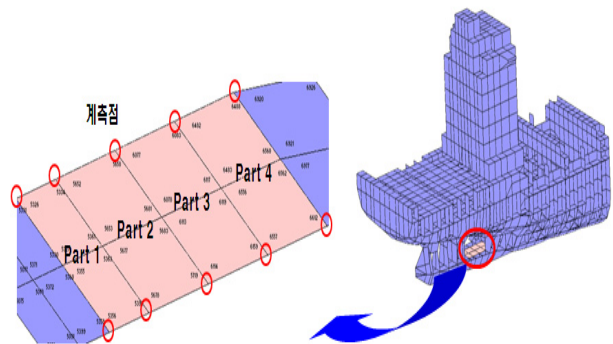


Fig. 4 Acceleration position

Table 1 Input acceleration (ref : $10^{-5} m/s^2$)

Input Acceleration(dB)	500Hz	1000Hz	2000Hz
Part 1	65.3	67.6	65.4
Part 2	63.9	68.8	66.5
Part 3	62.6	67.5	65.9
Part 4	63.4	65.7	64.2

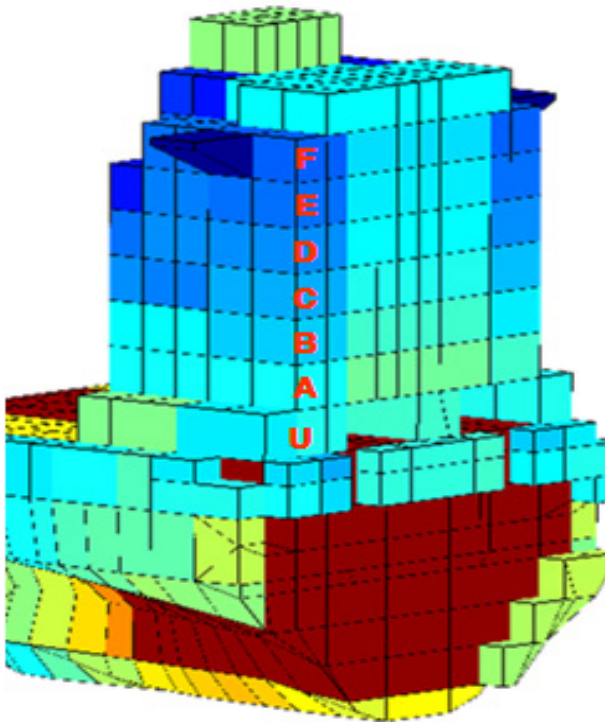


Fig. 5 Be-model

Table 2 SPL(dB re $20\mu Pa$) at $500Hz$

	U	A	B	C	D	E	F
Measurement	59	50	54	41	42	42	38
Analysis	59	59	53	49	46	44	42

Table 3 SPL(dB re $20\mu Pa$) at $1000Hz$

	U	A	B	C	D	E	F
Measurement	58	49	54	40	38	41	36
Analysis	59	58	52	48	45	43	41

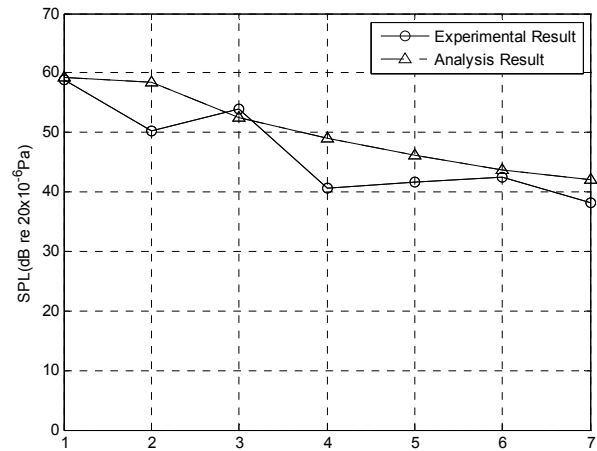
Table 4 SPL(dB re $20\mu Pa$) at $2000Hz$

	U	A	B	C	D	E	F
Measurement	55	50	50	38	37	37	36
Analysis	52	50	43	38	35	31	30

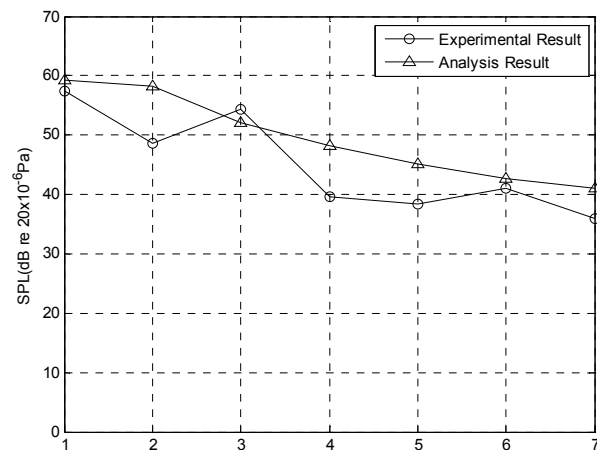
5. 결론

본 논문에서는 진동소음 완전연성해석을 하기 위하여 기존에 독립적으로 해석되던 진동해석과 소음해석의 연성관계식에 대해 연구하였다. 구조음향 연성관계식에 대해 연구하여 이를 이용한

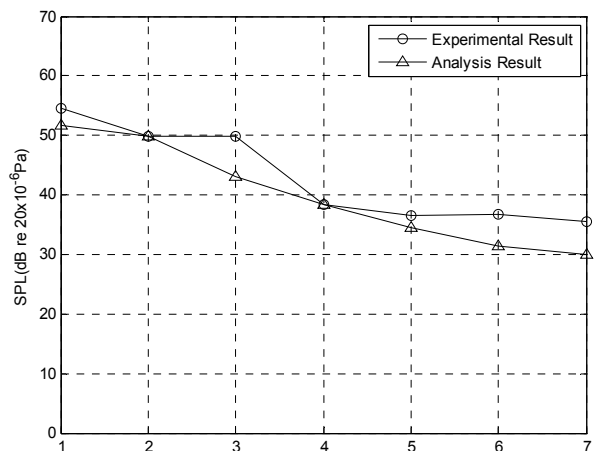
구조음향 완전연성해석 프로그램을 개발하였고, 실제 구조기진에 의한 각 선실에서 소음 값을 해석하였다.



(a) SPL at $f = 500Hz$



(b) SPL at $f = 1000Hz$



(c) SPL at $f = 2000Hz$

Fig. 6 Sound pressure level: (a) $f = 500Hz$, (b) $f = 1000Hz$, (c) $f = 2000Hz$

정확한 해석 비교를 위하여 컨테이너선의 진동 가진원을 파악하고 진동 가진원으로 발전기를 가동 시켰을 때의 가속도 값을 예측하여 이를 프로그램의 진동 가진원으로 적용하였다. 예측된 가속도 값을 개발된 프로그램에 입력하여 진동소음 완전연성해석을 수행하였다. 이를 위하여 캐비티 파인더를 이용하여 구조모델에서 소음모델을 자동으로 생성하였다. 생성된 소음모델의 Upper deck에서 F deck까지의 소음 값을 예측치와 비교하였다. 주파수가 증가할수록 예측치와 해석치가 잘 일치하는 것을 확인할 수 있었다. 이로부터 개발된 프로그램이 진동소음 완전연성해석에 유용하게 활용될 수 있음을 확인하였다.

후 기

이 논문은 2011년, 2012년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 기초연구사업 지원을 받아 수행된 것임 (2011-0023027, 2012R1A1A22004034).

참 고 문 헌

Bouthier, O.M. & Bernhard, R.J., 1995a. Simple models of the energetics of transversely vibrating plates. *Journal of Sound and Vibration*, 182(1), pp.149-164.

Bouthier, O.M. & Bernhard, R.J., 1995b. Simple models of energy flow in vibrating membranes. *Journal of Sound and Vibration*, 182(1), pp.129-147.

Belov, V.D. Rybak, S.A. & Tartakovskii, B.D., 1977. Propagation of vibrational energy in absorbing structures. *Soviet Physics Acoustics*, 23(2), pp.115-119.

Fernando, B., 1996. *The Structural-Acoustic Energy Finite Element Method and Energy Boundary Element Method*. Ph.D. Purdue University.

Kwon, H.-W. Hong, S.-Y. Lee, H.-W. & Song, J.-H., 2011. Power flow boundary element analysis for multi-domain problems in vibrational built-up structures. *Journal of Sound and Vibration*, 330(26), pp.6482-6494.

Lee, H.-W. Hong, S.-Y. Park, D.-H. & Kwon, H.-W., 2008. Energy flow boundary element method for vibration analysis of one and two dimension structures. *Shock and Vibration*, 15(1), pp.33-50.

Maidanik, G., 1962. Response of ribbed panels to reverberant acoustic fields. *Journal of the Acoustical Society of America*, 34(6), pp.809-826.

Nefske, D.J. & Sung, S.H., 1989. Power flow finite element analysis of dynamic systems : basic theory and application to beams. *Journal of Vibration, Acoustics, Stress and Reliability in Design*, 111(1), pp.94-100.

Park, D.-H. Hong, S.-Y. Kil, H.-G. & Jeon, J.-J., 2001. Power flow model and analysis of in-plane waves in finite coupled thin plates. *Journal of Sound and Vibration*, 244(4), pp.651-668.

Seo, S.-H. Hong, S.-Y. & Kil, H.-G., 2003. Power flow analysis of reinforced beam-plate coupled structures. *Journal of Sound and Vibration*, 259(5), pp.1109-1129.



권현웅



송지훈



홍석윤