

파워흐름유한요소법의 진동해석 결과를 이용한 구조물의 방사소음 해석시스템 개발

Development of Sound Radiation Analysis System Using the Results of Power Flow Finite Element Method

이 호 원*, 홍 석 윤*
(Ho-Won Lee*, Suk-Yoon Hong*)

*서울대학교 조선해양공학과
(접수일자: 2001년 6월 1일; 채택일자: 2001년 6월 28일)

중고주파수 대역에서 구조물의 진동해석에 사용되는 새로운 기법인 파워흐름유한요소법과 음향방사문제를 해결하는데 사용되는 음향경계요소법을 이용하여 구조물의 진동해석에서 방사소음해석까지 일련의 과정이 순차적으로 이루어지는 해석시스템을 구축하였다. 평판으로 이루어진 임의의 형상 구조물의 진동해석을 수행하고, 이 때 얻어지는 표면에서의 에너지밀도를 음향해석을 위한 속도경계조건으로 활용하여 진동-소음해석을 수행하였다. 개발된 진동-소음해석 시스템의 검증을 위해 간단한 형상의 구조물을 모델링하여 상용화 패키지 (SYSNOISE)의 해석결과와 비교하였으며 또한 여러 다양한 형상의 구조물에 대해서도 본 해석시스템을 적용하여 진동-소음해석을 수행하였다.

핵심용어: 파워흐름유한요소법, 음향경계요소법, 진동-소음해석 시스템, 진동해석, 방사소음해석

투고분야: 구조음향 및 진동 분야 (11.1)

The analysis system implementing a serial process from structural vibration to sound radiation has been developed using both the power flow finite element method (PFFEM) known as a new vibrational analysis technique in medium to high frequency ranges and the acoustic boundary element method (BEM) which is effective in analyzing the sound radiation problems. The vibration analysis for arbitrary shape structures composed of plates is performed, and using the vibration energy density obtained from this analysis as the velocity boundary conditions for an acoustic analysis, vibro-acoustic analysis has been processed. To verify the developed system, we select a simple structure model and compare the results of developed system with those of SYSNOISE, and also the developed system is applied for the vibro-acoustic analysis of various structures in shapes.

Keywords: Power flow finite element method, Acoustic boundary element method, Vibro-acoustic analysis, Vibration analysis, Sound radiation analysis

ASK subject classification: Structural acoustics and vibration (11.1)

I. 서론

일반적으로 구조물의 진동문제와 그로 인해 발생하는

소음문제는 서로 밀접한 관계를 가지고 있다. 그러나 현재 소음진동분야에서 주로 사용되는 상용화된 해석 소프트웨어는 ANSYS나 NASTRAN과 같이 구조물의 진동해석을 위해 사용되는 소프트웨어와 상용화 패키지 등과 같은 방사소음 해석 소프트웨어로 나뉘어져 있으며, 주로 저주파수 영역에서의 해석을 위해 서로 독자적으로 개발

책임저자: 이호원 (L2H5W0@snu.ac.kr)
151-742 서울시 관악구 신림동 산56-1
서울대학교 조선해양공학과
(전화: 02-880-7331; 팩스: 02-888-9298)

되어 사용되고 있다.

본 논문에서는 진동해석과 음장해석이 동시에 이루어지는 해석시스템을 구축하고, 중고주파 영역에서의 진동-소음해석을 위한 기반을 구축하기 위해 구조물의 진동해석에 파워흐름유한요소법을 사용하였으며, 진동에 의한 음장해석을 위해서는 음향경계요소법이 사용되었다.

중고주파수 대역에서 특히 신뢰성이 높은 진동해석 기법으로 평가되는 파워흐름해석법 (power flow analysis)[1-3]에 유한요소기법을 적용한 파워흐름유한요소법 (PFEM: power flow finite element method)은 구조물의 진동에너지밀도 (vibrational energy density)에 대한 공간적 분포와 파워 전달경로를 예측하는데 사용되었다[4,5]. 또한, 파워흐름유한요소법을 이용하여 계산된 구조물 표면에서의 진동에너지밀도를 음향경계요소법[6-8]의 속도경계조건으로 사용함으로써 구조물의 음장해석이 이루어지도록 하였다.

이와 같이 구조물의 진동해석에서부터 음향경계요소법을 이용한 방사소음해석까지 일련의 해석이 이루어지는 과정은 그림 1에서 보여준다[9,10].

본 연구에서 개발된 해석시스템의 검증을 위해서 간단한 형상의 구조물을 모델링하여 진동에너지밀도를 구하였고, 이를 바탕으로 방사소음해석을 수행하였으며, 그 결과를 상용화 패키지의 해석결과와 비교하여 서로 잘 일치하는 것을 확인하였다. 이러한 검증을 바탕으로 상자형

구조물과 잠수함 형상의 구조물을 모델링하고, 구조물의 진동에너지밀도 분포와 파워전달경로를 확인하였으며 구조물 주위의 음압분포와 음향인텐시티, 소음방사패턴 등을 살펴보았다.

II. 파워흐름유한요소법

구조물의 단위평판요소에 진동파워가 입력되어 정상상태가 이루어진 경우, 시간-공간 평균된 에너지밀도를 변수로 하는 에너지지배방정식[5]은 다음과 같다.

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

여기서 ω 는 해당 영역에 가진되는 가진 주파수를 나타내고, η 는 구조감쇠에 의한 내부손실계수이며, m 은 평판에 존재하는 굽힘파, 종파, 전단파 중 하나의 파형 (wave type)을 의미한다. $\langle \bar{e}_m \rangle$ 는 시간-공간 평균된 m 파형파 (wave)의 진동에너지밀도이며, c_{gm} 은 m 파형의 에너지전달속도, Π_m 는 입력되는 파워이다.

또한, 시간-공간 평균된 인텐시티 q_m 은 식 (2)와 같은 관계식으로 표현할 수 있다.

$$q_m = -\frac{c_{gm}^2}{\eta\omega} \nabla e_m \quad (2)$$

식 (1)에 유한요소법을 적용하면 한 요소에 대한 각 파형의 파워흐름유한요소법의 요소행렬식을 식 (3)과 같은 형태로 표현할 수 있다.

$$[K^{(e)}]\{e^{(e)}\} = \{F^{(e)}\} + \{Q^{(e)}\} \quad (3)$$

여기서 위 식의 각 항들은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$K_v^{(e)} = \int_D \left(\frac{c_g^2}{\eta\omega} \nabla \phi_i \nabla \phi_j + \eta\omega \phi_i \phi_j \right) dD \quad (4)$$

$$F_i^{(e)} = \int_D \Pi \phi_i dD \quad (5)$$

$$Q_i^{(e)} = \int_{\Gamma} \frac{c_g^2}{\eta\omega} \phi_i (-n) \cdot \nabla e d\Gamma \quad (6)$$

식 (4)의 $K_v^{(e)}$ 는 강성행렬과 질량행렬 항을 포함한 계수행렬이며, 식 (5)의 $F_i^{(e)}$ 는 입력파워이고, 식 (6)의 $Q_i^{(e)}$ 는 요소경계의 에너지흐름을 의미한다. 또한 D 는 요소의 영역을 나타내고, Γ 는 경계에서의 요소의 경계를 의미하며, ϕ_i 는 형상함수, n 은 요소의 경계에 수직인 단위

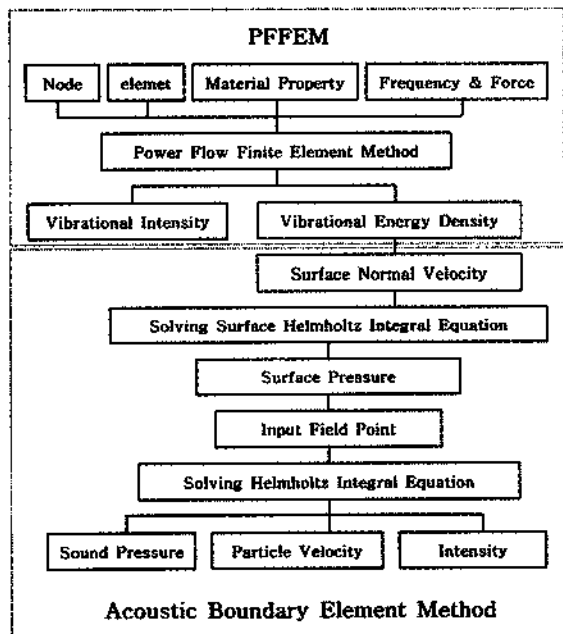


그림 1. 진동-방사소음 해석시스템의 흐름도
Fig. 1. Flowchart of the vibro-acoustic analysis system.

벡터를 표현한 것이다. 위의 요소행렬식을 조합하여 전체행렬식을 표현하면, 식 (7)과 같다.

$$[K]\{e\} = \{F\} + \{Q\} \quad (7)$$

III. 음향 경계요소법

3.1. 지배방정식 및 경계조건

소음원을 둘러싸는 검사체적의 표면 (surface of control volume)을 설정하고, 이 표면에서 전파되는 음압으로부터 관측자 위치까지 소음전파를 해석하기 위해 Kirchhoff-Helmholtz 적분방정식[7,8]을 사용하였다.

검사체적의 표면 S의 외부 소음장 (sound field)은 진폭이 매우 작은 음파가 3차원 영역 R^3 내를 전파할 때, 식 (8)과 같은 선형파동방정식에 지배된다.

$$\nabla^2 p + k^2 p = 0 \quad (8)$$

여기서 p 는 시간과 공간에 따라 변하는 음압을 의미하고, k 는 파수 (wave number)를 나타낸다.

식 (8)을 만족하기 위해서 각 경계면에서 만족되어야 할 경계조건은 다음과 같다[8-10].

i) 물체의 경계조건

$$\frac{\partial p}{\partial n} = -j\rho\omega v_n, \quad \text{on } S_B(\text{구조물경계면}) \quad (9)$$

여기서 v_n 은 구조물의 구조물경계면에 수직인 방향의 속도이다.

ii) 무한 원방에서의 방사경계조건

$$\lim_{r \rightarrow \infty} \left[r \left(\frac{\partial p(r)}{\partial r} + ikp(r) \right) \right] = 0 \quad (10)$$

3.2. 적분방정식

자유음장에서 식 (8)을 만족하는 그린함수를 도입하면, 해는 식 (11)을 만족하는 함수가 된다.

$$(\nabla^2 + k^2) G = -4\pi\delta(\vec{r} - \vec{r}') \quad (11)$$

여기서 δ 는 Dirac delta함수를 의미하고, \vec{r} 과 \vec{r}' 은 각각 관측점의 위치와 음원의 위치를 나타낸다. 식 (11)의 해를 구하면 다음과 같다.

$$G(\vec{r}, \vec{r}') = \frac{e^{-ikR}}{R} \quad (12)$$

여기서 R 은 관측점 (field point)과 음원 (source)사이의 거리이다.

식 (8)과 식 (9), (12)를 이용하고, 발산정리 (divergence theorem)를 적용하여, \vec{r} 위치에 있는 음원에 기인한 \vec{r} 위치의 관측점에서의 음압 p 는 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \alpha(\vec{r})p(\vec{r}) = & \int_{S_B} \left[p(\vec{r}_B) \frac{\partial}{\partial n} \left(\frac{e^{-ikR}}{R} \right) \right. \\ & \left. - \frac{\partial p(\vec{r}_B)}{\partial n} \frac{e^{-ikR}}{R} \right] dS \end{aligned} \quad (13)$$

여기서 $\partial/\partial n$ 은 음장 내부로의 법선방향 미분을 나타내고, \vec{r}_B 는 구조물의 표면 S_B 위의 점을 의미하며, $\alpha(\vec{r})$ 은 고체각 (solid angle)이다. 식 (13)의 물리적 의미를 고찰하면, 우변의 첫 번째 피적분항은 표면 r_B 에 법선방향으로 $\cos\theta$ 의 지향성을 가지고 크기가 $p(\vec{r}_B)$ 인 쌍극음원 (dipole source)이 $p(\vec{r})$ 에 끼치는 영향을 적분한 항이고, 두 번째 피적분항은 표면 r_B 에 크기 $i\omega\rho v_n(\vec{r}_B)$ 의 단극음원 (monopole source)이 $p(\vec{r})$ 에 끼치는 영향을 적분한 항이다. 그러므로 어떠한 표면에 대하여서도 음향학적 음원모델인 단극음원 (monopole source)과 쌍극음원 (dipole source)을 적절히 분포시켜서 수학적인 모델을 세울 수 있고, 음장 내의 임의의 점에서의 음압은 경계에 위치하는 이들 음원들의 영향을 적분한 값으로 알아낼 수 있다. 따라서, 음장을 형성하는 모든 경계면의 음압과 입자속도의 정보로부터 음장 내부에 존재하는 모든 점의 음압을 계산할 수 있다.

3.3. 적분방정식의 이산화

식 (13)을 이산화하면 식 (14)와 같이 표현할 수 있으며, 각 요소 (element)에서의 적분은 수치적분법 (Gauss 구적법)을 사용하였고, 특이점에서의 적분은 좌표변환을 사용하여 특이점 근방에 적분점을 집중시키는 방법을 사용하였다.

$$\sum_{m=1}^N \sum_{a=1}^q A_{mj}^a p_{ma} - (4\pi + \sum_{m=1}^N C_m) p_j = \sum_{m=1}^N \sum_{a=1}^q B_{mj}^a v_{ma} \quad (14)$$

여기서, p_j 는 j 번째 절점에서의 음압이고, N 은 구조물의 요소분할수를 나타낸다. 또한 A_{mj}^a , B_{mj}^a , C_m 는 다음과 같이 정의된다.

$$A_{mj}^{\alpha} = \int_{S_m} \frac{\partial}{\partial n_{r_m}} \left(\frac{e^{-ikR_m(\xi)}}{R_{mj}(\xi)} \right) N_{\alpha}(\xi) J(\xi) d\xi \quad (15a)$$

$$B_{mj}^{\alpha} = i\omega\rho \int_{S_m} \frac{e^{-ikR_m(\xi)}}{R_{mj}(\xi)} N_{\alpha}(\xi) J(\xi) d\xi \quad (15b)$$

$$C_{mj} = \int_{S_m} \frac{\partial}{\partial n_{r_m}} \left(\frac{1}{R_{mj}(\xi)} \right) J(\xi) d\xi \quad (15c)$$

여기서 J 는 Jacobian을 나타내고, α 는 적분점의 개수이다.

소음방사문제를 풀기 위한 경계요소법은 관측점을 구조물의 표면에 위치시켜 표면 Helmholtz 적분방정식을 구성하고, 표면진동속도에 대한 경계조건을 이용하여 경계면의 음압분포를 구하였다. 식 (16)은 미지수 p 를 포함한 N 개의 선형대수방정식을 간략하게 표현한 것이다.

$$[A]\{p\} = [B]\{v\} \quad (16)$$

IV. 표면 진동 속도의 계산

파워흐름유한요소법의 해석결과로 얻어지는 에너지 밀도 (energy density)는 급힘파에 의한 에너지밀도와 면내파에 의한 에너지밀도의 합으로 나타난다. 소음방사에 대한 문제에서 소음의 방사에 가장 큰 기여를 하는 성분은 급힘파 성분이므로, 본 해석에서는 면내파 에너지밀도는 무시하고, 급힘파 에너지밀도 $\langle e \rangle_f$ 의 값만을 이용하여 구조물에서의 표면진동속도분포를 구하였다[9]. 식 (17)은 표면진동속도분포 $\langle v_n^2 \rangle$ 와 에너지밀도 $\langle e \rangle_f$ 의 관

계를 나타낸 식이다.

$$\langle v_n^2 \rangle = \frac{\langle e \rangle_f}{m} = \frac{\langle e \rangle_f}{\rho_m h_m} \quad (17)$$

여기서 $\langle v_n^2 \rangle$ 은 한 요소에 대해서 시간-공간 평균된 속도 (mean square velocity)를 의미하고, m 은 단위면적당 질량이며, ρ_m 과 h_m 은 각각 구조물의 밀도와 두께를 나타낸다.

이와 같은 방법으로 구한 표면속도의 값을 경계요소법에 경계조건으로 적용하여 표면에서의 압력분포를 구하고, 이 두 결과로부터 구조물 주위의 음장분포를 나타낼 수 있었다.

V. 수치계산 결과

본 장에서는 개발된 진동-소음해석 시스템의 성능을 모의실험을 통하여 평가하였다.

5.1. 구형 구조물의 진동-소음해석

모의실험을 위해 반지름이 1 m이고, 두께가 2 mm인 알루미늄 (탄성계수 $E = 7.1 \times 10^{10}$, 포아송비 $\nu = 0.33$, 밀도 $\rho = 2700 \text{ kg/m}^3$) 재질의 구형 구조물을 모델링하였다. 이 구조물에 10N의 가진력과 200 Hz의 가진 주파수로 구의 위 부분을 점 가진하였고, 구조물의 감쇠계수는 0.01로 설정하였으며, 이 결과를 사용하여 20 °C 공기 중

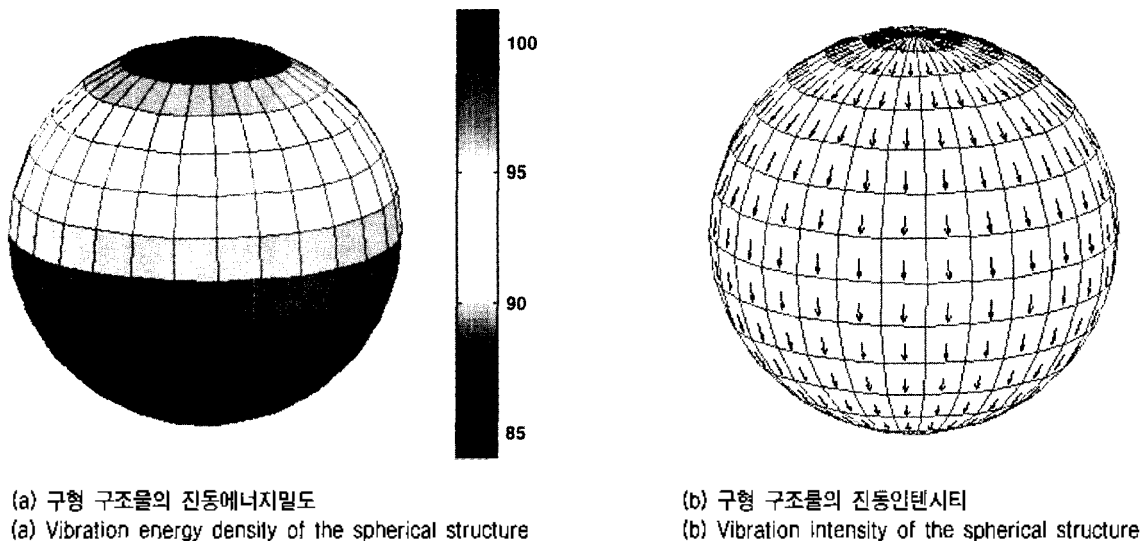
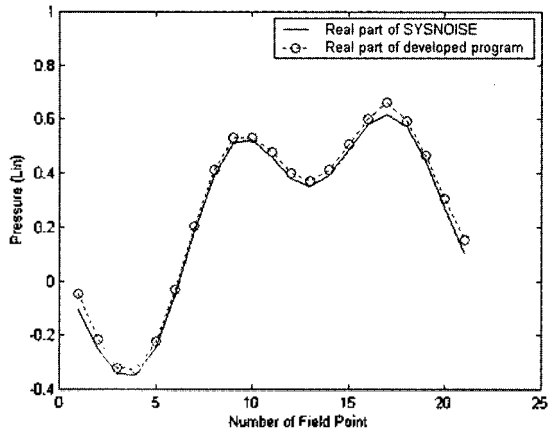
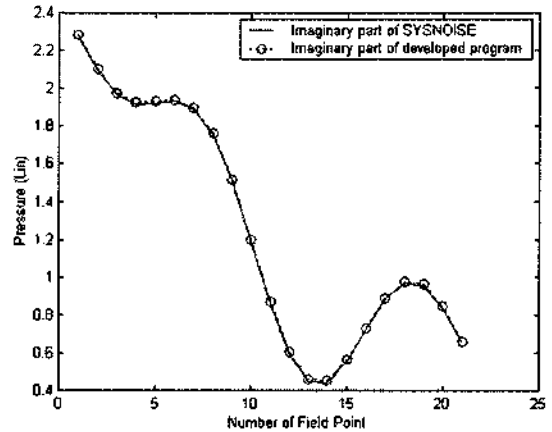


그림 2. 구형 구조물의 파워흐름유한요소해석 결과 (주파수: 200Hz, 감쇠계수: 0.01)
Fig. 2. PPFEM analysis results for the spherical structure (frequency: 200Hz, damping loss factor: 0.01).

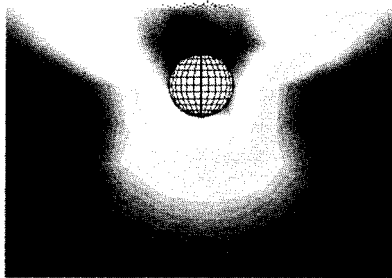


(a) 음압의 실수값
(a) Real value of the sound pressure

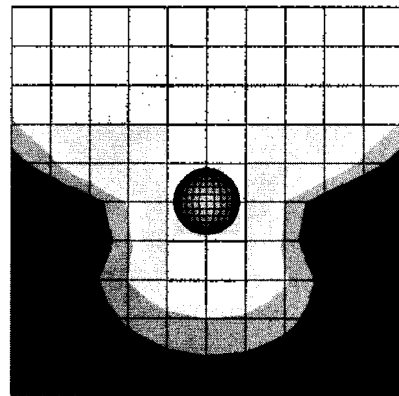


(b) 음압의 허수값
(b) Imaginary value of the sound pressure

그림 3. 방사음압에 대한 진동-소음해석 시스템과 상용화 패키지 결과 비교 (주파수: 200Hz, 감쇠계수: 0.01)
Fig. 3. Comparison of developed vibro-acoustic system and SYSNOISE for the radiated pressure value (frequency: 200Hz, damping loss factor: 0.01).



(a) 진동-소음해석 시스템의 결과
(a) Developed vibro-acoustic system



(b) SYSNOISE의 결과
(b) SYSNOISE

그림 4. 음압 분포에 대한 진동-소음해석 시스템과 상용화 패키지 결과 비교 (주파수: 200Hz, 감쇠계수: 0.01)
Fig. 4. Comparison of developed vibro-acoustic system and SYSNOISE for the sound pressure distribution (frequency: 200Hz, damping loss factor: 0.01).

에서의 방사소음해석을 수행하였다.

그림 2는 파워흐름유한요소법에 의한 구형 구조물의 진동해석 결과를 나타낸 것이고, 그림 3과 그림 4는 진동해석 결과를 바탕으로 구조물 주위에 음장해석을 수행한 후, 상용화 패키지의 결과와 비교한 것이다. 그림 3(a), (b)는 구조물의 중심에서 2 m 떨어진 위치에 시계방향 9° 간격으로 21개의 관측점을 잡고, 진동에 의해 구조물에서 방사되는 음압을 계산한 것이고, 그림 4(a), (b)는 음압 분포를 살펴본 것으로 상용화 패키지의 결과와 잘 일치하고 있다.

5.2. 정육면체 구조물의 진동-소음해석

그림 5는 모든 변의 길이가 0.4 m인 정육면체 구조물을 모델링한 것으로, 재질은 알루미늄이고, 두께는 2 mm로 정하였다. 이때, 정육면체의 위 판 중심에 1N의 힘이 1 kHz의 가진주파수로 가진되는 경우에 대해서 진동해석과 방사소음해석을 수행하였다.

그림 6는 파워흐름유한요소법에 의한 진동해석 결과이고, 그림 7-9는 이를 바탕으로 얻은 방사소음해석 결과이다. 그림 7(a)는 구조물의 중심을 지나는 yz 평면상의 음압분포를 나타낸 것으로, 가진점 부근에서 음압이 높게 나타나는 것을 볼 수 있다. 그림 7(b)는 xy 평면상의 음압분포로써 서로 대칭이 되는 분포를 보이고 있다. 그

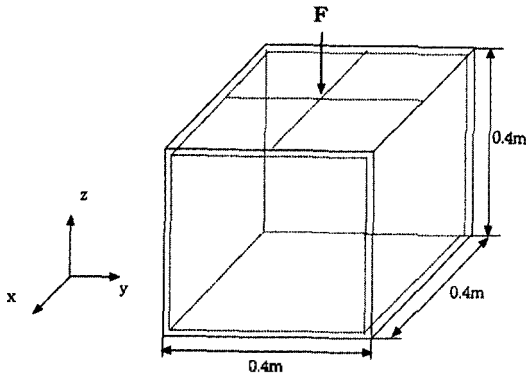


그림 5. 정육면체 형상 구조물의 모델
Fig. 5. Model of cubic structure.

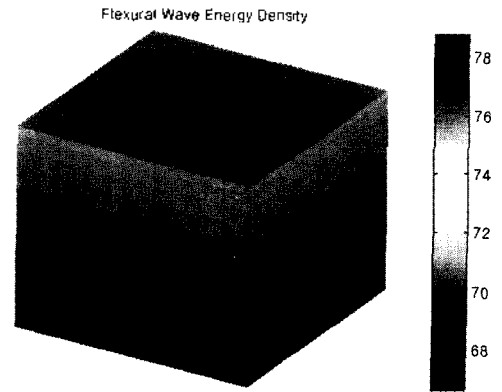
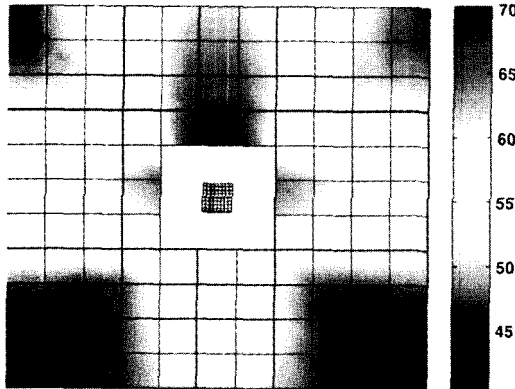
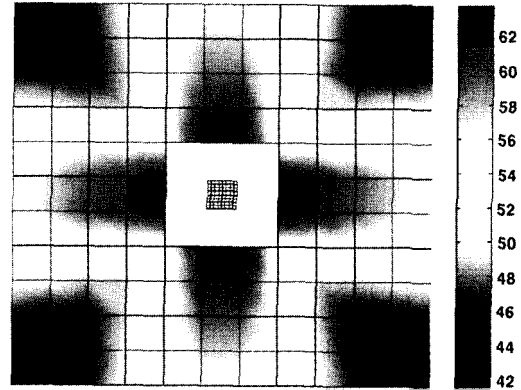


그림 6. 파워흐름유한요소법에 의한 정육면체 구조물의 굽힘파 성분
의 진동에너지밀도 (주파: 1kHz, 감쇠계수: 0.2)
Fig. 6. Flexural energy density of cubic structure by PPFEM
(frequency: 1kHz, damping loss factor: 0.2).

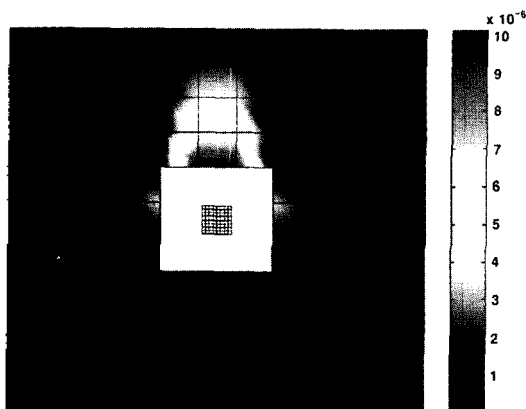


(a) yz 평면상의 음압분포
(a) Radiated sound pressure in yz plane

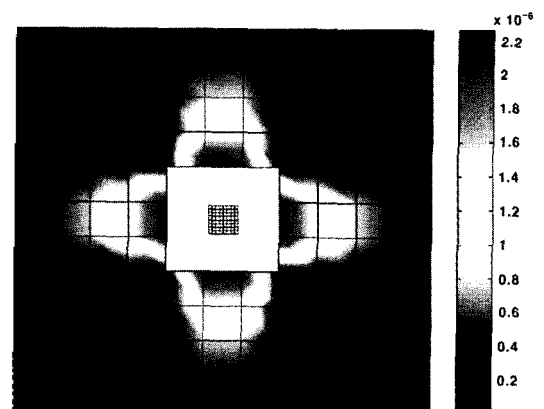


(b) xy 평면상의 음압분포
(b) Radiated sound pressure in xy plane

그림 7. 파워흐름유한요소법의 진동해석 결과를 이용한 정육면체 구조물의 방사음압 (주파수: 1kHz, 감쇠계수: 0.2)
Fig. 7. Radiated sound pressure of cubic structure using the results of PPFEM (frequency: 200Hz, damping loss factor: 0.01).



(a) yz 평면상의 인텐시티분포
(a) Radiated intensity in yz plane



(b) xy 평면상의 인텐시티분포
(b) Radiated intensity in xy plane

그림 8. 파워흐름유한요소법의 진동해석 결과를 이용한 정육면체 구조물의 인텐시티 (주파수: 1kHz, 감쇠계수: 0.2)
Fig. 8. Radiated intensity of cubic structure using the results of PPFEM (frequency: 200Hz, damping loss factor: 0.01).

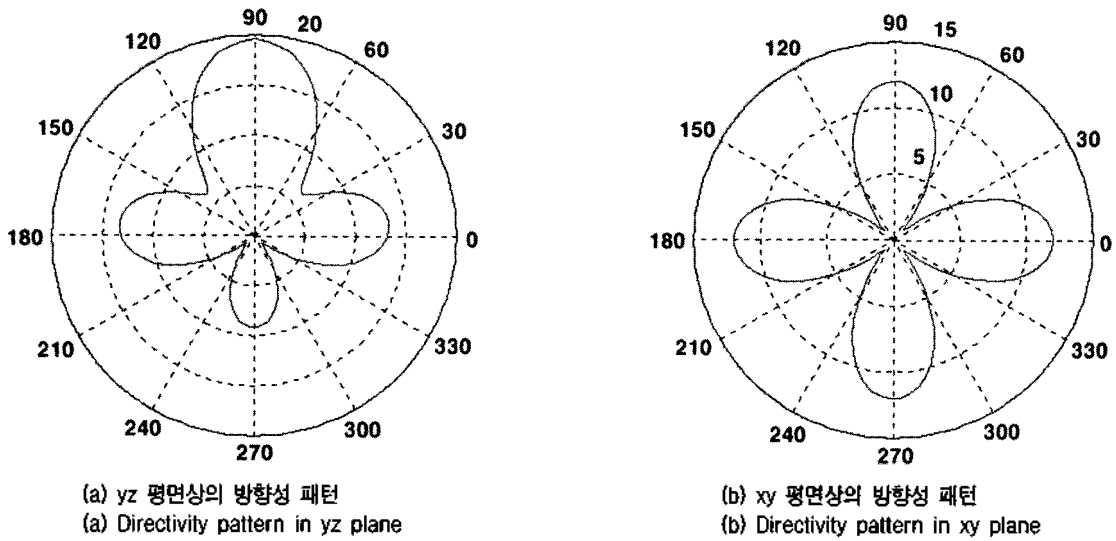


그림 9. 파워흐름유한요소법의 진동해석 결과를 이용한 정육면체 구조물의 방향성 패턴 (주파수: 1kHz, 감쇠계수: 0.2)
Fig. 9. Directivity pattern of cubic structure using the results of PPFEM (frequency: 200Hz, damping loss factor: 0.01).

림 8과 9는 각각 정육면체 구조물의 진동에 의해 방사되는 인텐시티의 분포와 방향성 패턴 (directivity pattern) 을 살펴본 것이다.

5.3. 잠수함 형상 구조물의 진동-소음해석

일반적으로 잠수함 선체를 세분하면 구획과 탱크로 나뉘어진다. 선수부와 선미부는 단일 선체구조이며, 중앙부는 이중 선체구조로 되어있다. 또한, 내압선각 (pressure hull) 안에는 격벽이 있어서 선체가 손상을 입어 일부 구획이 침수되었을 때 침몰을 방지하고, 내판과 외판 사이에는 연료탱크와 밸러스트탱크 등이 있다. 본 논문에서는 미국 잠수함 Barbel SS580을 그림 10과 같이 이상화하여 모델링하였다. 그림 10의 잠수함 형상 모델은 방사소음을 예측하기 위해서 유한요소해석과 경계요소해석이 가능하도록 모델링하였다.

잠수함 모델은 전체적으로 크기를 축소하여 길이는 40 m, 중앙평행부의 지름은 4.4 m로 정하였다. 잠수함의

내부는 그림에서 보듯이 격벽을 두어 추진기실, 엔진룸, 선실, 디젤발전기실로 구분하였고, 부가물로 세일 (sail) 을 첨가하였으며, 선미부와 세일에 각각 4개와 2개의 타 (rudder)를 설치하여 실제 잠수함 모델과 비슷하게 만들었다. 잠수함의 외판은 알루미늄 재질을 사용하였으며, 판의 두께는 5 mm로 하였다. 그리고 잠수함의 내판은 강철 (탄성계수 $E = 19.5 \times 10^{10}$, 포아송비 $\nu = 0.28$, 밀도 $\rho = 7700 \text{ kg/m}^3$) 재질이고, 두께는 마찬가지로 5 mm로 정하였다. 잠수함의 내판과 외판의 구조감쇠계수는 각각 0.1와 0.05를 사용하였으며, 이때 내부의 엔지니어링 중앙부분에 가진력 1000N, 가진 주파수 100 Hz로 가진할 경우, 구조물의 굽힘과 진동에너지 분포와 잠수함 주변의 음장분포를 살펴보았다.

그림 11은 잠수함 형상 구조물의 파워흐름유한요소해석을 통해 얻은 굽힘과 성분 진동에너지밀도와 인텐시티를 나타낸 것이다. 가진점에서 진동에너지가 가장 큰 값을 가지며, 가진점에서 멀리 떨어질수록 진동에너지가

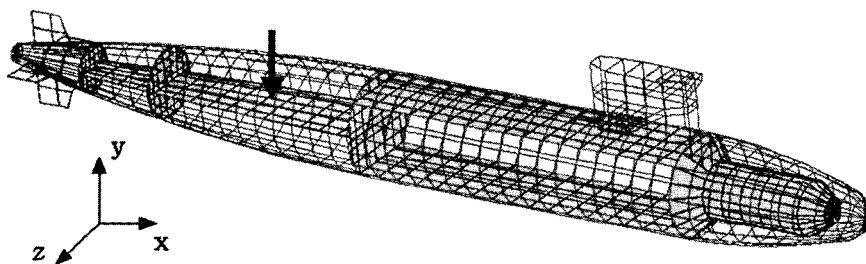


그림 10. 잠수함 형상 구조물의 모델
Fig. 10. Model of submarine structure.

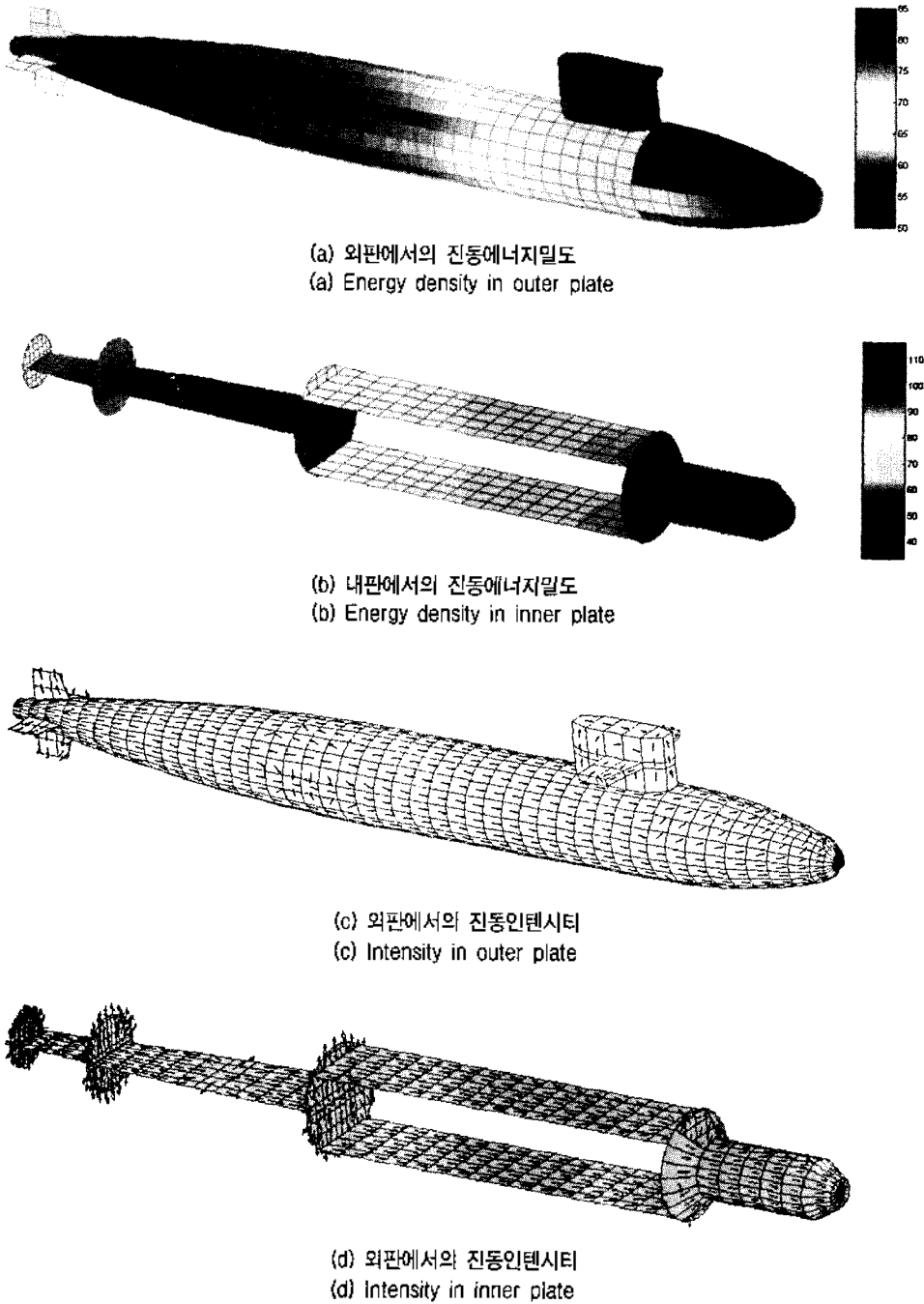


그림 11. 파워흐름유한요소법에 의해 계산된 잠수함 형상 구조물의 굽힘파 성분의 진동해석 결과 (주파수: 100Hz, 감쇠계수: 0.05)
Fig. 11. Vibration analysis of submarine structure by PPFEM (frequency: 100Hz, damping loss factor: 0.05).

감소하여 선수부에서 가장 작은 값을 갖는 것을 볼 수 있었다. 진동인텐시티도 가진점에서 시작하여 내부 구조물과 외부 구조물 모두 예상된 것과 같이 선수부와 선미부로 모이는 경향이 나타났다[5]. 그림 12-14는 음향경계요소법을 이용하여 구한 음장해석 결과이다. 그림 12는 파워흐름유한요소법의 진동해석 결과를 바탕으로 계산된 잠수함 구조물의 표면속도 분포이고, 그림 13는 표면속도

를 경계조건으로 하여 음향경계요소법을 이용해 얻어지는 표면압력이다. 그림 14는 잠수함 구조물 주위의 음장 분포를 알아보기 위해 600개의 관측점을 평면 형태로 배치하여 음압과 유체입자의 속도, 인텐시티 등을 나타낸 것이다. 여기서 음압과 입자속도는 진동하는 구조물의 표면에 수직한 방향으로 높게 나타나고, 선수방향으로는 상대적으로 낮은 방사패턴이 형성되는 것을 볼 수 있다.

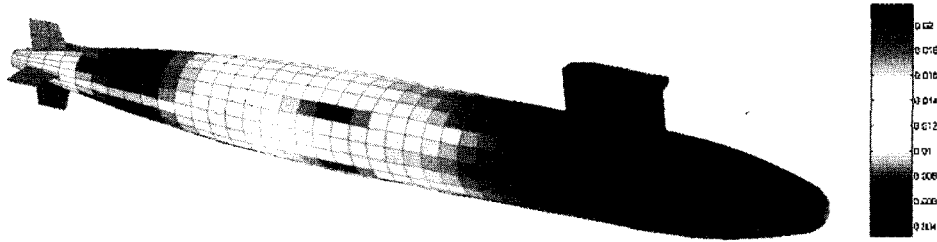


그림 12. 잠수함 형상 구조물의 표면속도 분포
Fig. 12. Surface normal velocity of submarine structure.

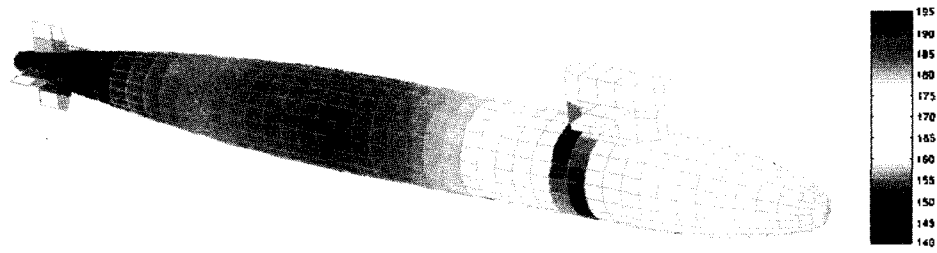


그림 13. 잠수함 형상 구조물의 표면압력 분포
Fig. 13. Surface pressure of submarine structure.

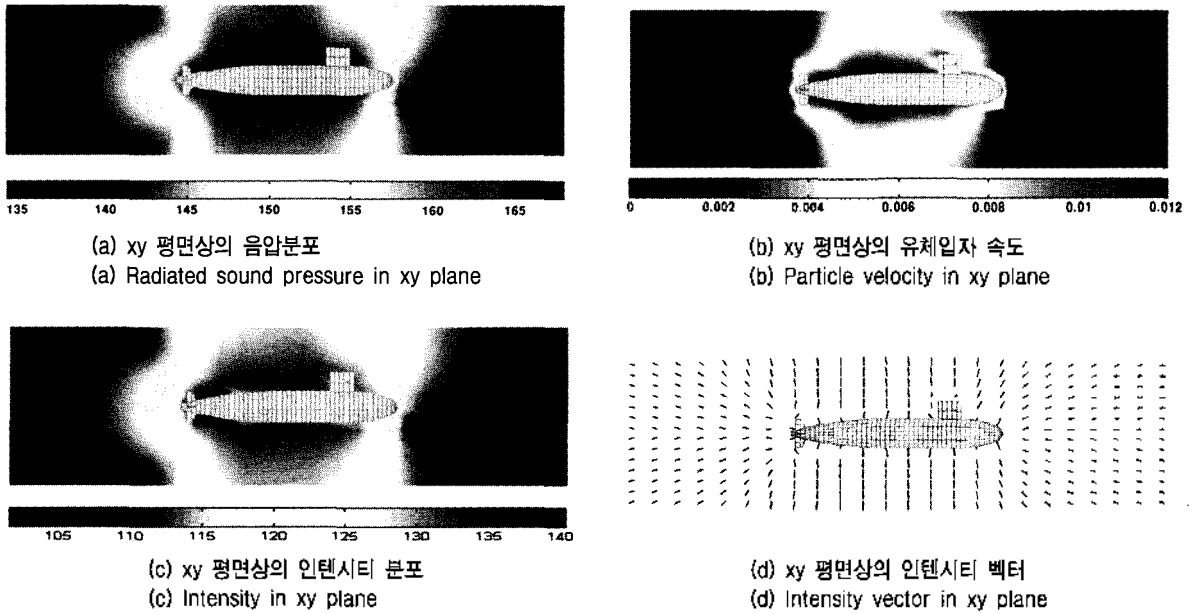


그림 14. 파워흐름유한요소법의 진동해석 결과를 이용한 잠수함 형상 구조물의 방사소음해석 결과 (주파수: 100Hz, 감쇠계수: 0.05)
Fig. 14. Sound radiation analysis of submarine structure using the results of PPFEM (frequency: 100Hz, damping loss factor: 0.05).

VI. 결론

본 논문에서는 구조물의 진동과 그로 인해 발생하는 소음을 예측하기 위해, 중고주파수 대역에서의 새로운 진동 해석 기법인 파워흐름유한요소법을 이용하여 평판으로 이루어진 다양한 형상 구조물의 진동해석을 수행하고, 그 결과를 이용하여 진동하는 구조물 주위의 음장분포를 예측할 수 있는 진동-소음해석 시스템을 구축하였다.

그리고 개발된 진동-소음해석 시스템을 다양한 형상의 구조물에 적용하여 각 구조물의 진동특성과 소음방사 특성을 살펴보았다. 또한, 본 해석시스템의 검증용 위해 구 형상 구조물을 해석하고, 그 결과를 상용화 패키지 (SYSNOISE)의 결과와 비교해 보았으며, 두 결과는 서로 잘 일치하는 것을 확인하였다.

개발된 진동-소음해석 시스템은 기존의 상용화된 진동해석 프로그램이나 음장해석 프로그램과 달리, 광 대역에

서 구조물의 진동해석과 방사소음해석에 관계된 전반적인 분야에 활용이 가능할 것으로 보인다. 그러나 파워흐름유한요소법이 중고주파대역의 진동문제를 해석하는 기법인데 반해, 음장해석을 위해 사용되는 음향경계요소법은 해석 가능한 주파수 범위에 제약이 있으므로, 이러한 문제를 해결하기 위해 파워흐름경계요소법 (PFBEM: power flow boundary element method)에 대한 연구를 수행 중에 있다.

참고 문헌

1. P. E. Cho, "Energy Flow Analysis of Coupled Structure : A Thesis Submitted to the Faculty," Ph. D Dissertation, Purdue University, 1993.
2. 김현권, 홍석운, "보형상 복합구조물 진동의 파워흐름해석," 대한조선학회 추계학술대회 논문집, pp. 530-534, 1997.
3. 박도현, "연성된 평판 및 상자형 구조물의 진동 파워흐름해석," 공학석사학위논문, 서울대학교, 1999.
4. D. J. Nelske and S. H. Sung, "Power flow finite element analysis of dynamic system : basic theory and application to beams," *J. Vib. Acoustics*, **111**, pp. 94-100, 1989.
5. 서성훈, "다양한 형상의 평판 구조물에 대한 파워흐름유한요소해석," 공학석사학위논문, 서울대학교, 2000.
6. P. K. Banerjee and R. Butterfield, *Boundary Element Methods in Engineering Science*, McGraw-Hill, London, pp. 120-215, 1981.
7. D. E. Beskos, *Boundary Element Methods in Mechanics*, Elsevier Science Publishers B.V., Netherlands, Chap. 9, pp. 417-437, 1987.

8. S. M. Kirkup, *The Boundary Element Method in Acoustics Integrated Sound Software*, West York-shire, pp. 21-106, 1998.
9. 이호원, 홍석운, 박도현, 서성훈, "파워흐름유한요소법의 진동해석결과를 이용한 잠수함 형상 구조물의 방사소음해석," 대한조선학회 추계학술대회논문집, pp. 243-249, 2000.
10. 이호원, "파워흐름유한요소법의 진동해석결과를 이용한 구조물의 방사소음 해석시스템 구축," 공학석사학위논문, 서울대학교, 2001.

저자 약력

● 이 호 원 (Ho-Won Lee)



1999년 2월: 서울대학교 공과대학 조선해양공학과 (공학사)
 2001년 2월: 서울대학교 공과대학 조선해양공학과 (공학석사)
 2001년 3월~ 현재: 서울대학교 공과대학 조선해양공학과 박사과정
 ※ 주관심분야: 진동 및 방사소음해석

● 홍 석 운 (Suk-Yoon Hong)



1982년 2월: 서울대학교 공과대학 조선공학과 (공학사)
 1992년 12월: 펜실바니아주립대학교 음향학과 (음향학박사)
 1992년 12월~ 1997년 2월: 고등기술연구원 자동차 기술연구실 책임연구원
 1997년 3월~ 현재: 서울대학교 공과대학 조선해양공학과 조교수
 ※ 주관심분야: 진동 제어 및 방사소음해석, 파워흐름해석법을 이용한 구조응향 해석