

탄성이론을 이용한 소나 다층구조물의 음향 수신 성능해석

An Acoustic Reception Ability Analysis of SONAR Multilayer Structures by Using Elastic Theory

권현웅, 홍석윤*, 송지훈**, 김성희*, 전재진***, 서영수***

(Hyun-Wung Kwon, Suk-Yoon Hong*, Jee-Hun Song**, Sung-Hee Kim*,
Jae-Jin Jeon***, and Young-Soo Seo***)

서울대학교 해양시스템공학연구소, *서울대학교 조선해양공학과,

전남대학교 해양기술학부, *국방과학연구소

(접수일자: 2013년 3월 21일; 수정일자: 2013년 5월 16일; 채택일자: 2013년 6월 26일)

초 록: 수중무기체계에 있어 소나 탐지 성능은 생존성 향상을 위한 중요한 인자이다. 소나의 음향수신 성능을 파악하기 위해서 탄성이론을 이용하여 소나 다층구조의 음향 성능을 해석하였다. 단순구조물에 대하여 탄성이론을 적용하여 얻은 본 해석 결과를 상용해석프로그램인 ANSYS와 비교하였고, 만족할만한 결과를 얻었다. 검증된 탄성이론을 이용하여 소나 다층구조의 층별 두께 변화에 따른 음압 및 반향음 감소 해석을 수행하였다. 무반향(anechoic)층의 두께가 증가할수록 주파수에 따른 음압이 고르게 분포하고 반향음 감소량이 약간 증가하는 것을 확인하였다. 비결합(decoupling)층과 스틸(steel)층의 경우 두께에 따른 음압의 변화는 거의 없으나 두꺼워질수록 반향음이 약간 감소하는 결과를 나타내었다. 탄소강화플라스틱(Carbon Reinforced Plastic, CRP)층의 두께 변화는 음압과 반향음 감소량에 영향을 없는 것을 확인하였다. 따라서 소나 다층구조의 음향성능을 높이기 위해서는 무반향층을 두껍게 하고, 비결합층, 스틸층과 탄소강화플라스틱층은 최소화하는 것이 바람직할 것으로 예상된다.

핵심용어: 다층구조, 탄성이론, 음압해석, 반향음 감소

ABSTRACT: SONAR detection performance is one of the key survivability factors in underwater weapon systems. In order to catch the acoustic ability of SONAR, multilayer SONAR structures are analyzed using the elastic theory. The applied results for the simple models are compared with those from commercial program, ANSYS, and the reliable results are obtained. The analysis of sound pressure level (SPL) and echo reduction (ER) by the thickness change of multilayer SONAR structures are performed using the verified elastic theory. As the thickness of anechoic layer is increased, SPL is distributed evenly and ER is increased slightly with the frequency. In decoupling layers and steel layers, SPL are hardly changed and ER is slightly decreased with the thickness increase of those layers. SPL and ER are not affected by the thickness change of the carbon reinforced plastic (CRP) layer. Therefore, to improve the acoustic ability of multilayer SONAR structures, the thickness increase of the anechoic layer and minimization of the decoupling layer, steel layer and CRP layer are desirable.

Keywords: Multilayer structure, Elastic theory, Sound press level (SPL), Echo redution (ER)

PACS numbers: 43.30.Ky

I. 서 론

현대 무기체계에 있어서 상대방에 대한 탐지 능

력은 생존성 향상을 위한 중요한 인자 중의 하나이다. 이를 위해 탐지 능력이 뛰어난 소나의 개발도 중요하지만 소나가 원하는 신호가 아닌 소음의 영향을 줄여 소나가 최적의 운용 성능을 발휘할 수 있도록 소나의 다층구조를 적절히 구성하는 것이 중요하다.

†Corresponding author: Suk-Yoon Hong (syh@snu.ac.kr)
Department of Naval Architecture and Ocean Engineering,
College of Engineering, Seoul National University, 1,
Gwanak-ro, Gwanak-gu, Seoul 151-744, Republic of Korea
(Tel: 82-2-880-8757, Fax: 82-2-888-9298)

소나의 다층구조를 잘 구성하기 위해서는 소나의 다층구조에 의해 발생하는 음향 수신 성능에 대한 예측이 필요하다. 다양한 다층구조에 대한 음향 수신 성능 예측을 통하여 소나가 최적의 운용 성능을 발휘할 수 있는 소나 다층구조를 구성할 수 있다.

국내외적으로 소나의 다층구조에 대한 연구는 특성상 쉽게 접근할 수 없으므로 부분적인 정보만 수집 가능하며, 해석의 기초가 되는 배경 이론들에 대한 연구가 일부 공개되어 있다. 초기의 다층 구조물의 해석은 단순 무한 평판에 대해 얇은 평판 이론(thin plate theory)을 적용^[1-3]하거나 탄성 이론(elasticity theory)을 적용^[4-6]하여 평면파(plane wave)가 입사하였을 때에 대해 연구가 진행되었다. 다양한 가진력에 대해서도 연구가 진행되어 기계적 가진(mechanical excitation), 단극 가진(monopole excitation)에 대한 다층 구조 연구도 이루어졌다.^[5]

다층 구조가 일반적인 형상을 가지는 경우 이론적인 해석을 적용하기에는 한계가 있으므로 컴퓨터를 이용한 수치적 해석 방법들이 적용된다. 대표적인 수치적 해석 방법에는 경계요소법(Boundary Element Method, BEM),^[7] 경계적분방정식법(Boundary Integral Element Method, BIEM), 유한요소법(Finite Element Method, FEM)^[8,9] 등이 있다. 이들 방법들은 저주파수 대역의 해석에 사용되는 기법들로써, 주파수가 증가할수록 더 작은 크기의 요소를 필요로 하고, 이에 따라 요소의 증가 및 해석 시간의 증가라는 문제점이 발생하게 된다. 따라서, 소나의 해석 주파수 대역이 수십에서 수백 kHz에 이르므로 위의 방법들은 한계가 있고, 기존의 방법으로는 흡음재의 물성치를 반영하는 것이 쉽지 않은 실정이다.

본 연구에서는 소나의 다층구조해석을 위하여 무한다층평판 모델에 탄성 이론을 적용하였다. 수중함의 선측에 길이 방향으로 부착되는 소나의 경우 무한다층평판으로 모델링하는 것이 효과적이고, 다층 구조의 경우 해석 대상이 얇은 평판 이론(thin plate theory)을 적용하기에는 두껍고, 흡음재의 거동을 표현하기에도 탄성 이론이 더 적합하기 때문이다. 난류 유동 소음 해석에는 Corcos 모델을 사용하였다.

II. 다층 구조 해석

2.1 무한다층평판의 지배방정식

Skelton은 층의 경계에서 연속 조건을 적용한 다층 구조 해석법을 제시하였다.^[5] Fig. 1의 유체층(acoustic fluid layer)에서 파형 방정식의 일반해는 복소지수함수 형태로 다음 식으로 표현된다.

$$p(\alpha, \beta, z) = A_1 \exp(i\gamma z) + A_2 \exp(-i\gamma z), \quad (1)$$

여기서 $\gamma = \sqrt{(k^2 - \alpha^2 - \beta^2)}$ 이고, $k = \omega/c$ 이다. 이때 c 는 음속, $p(\alpha, \beta, z)$ 는 스펙트럼 압력이다. 그리고, 스펙트럼 압력과 z 방향 변위 u_z 는 다음의 관계를 갖는다.

$$\frac{\partial p(\alpha, \beta, z)}{\partial z} = \rho \omega^2 u_z(\alpha, \beta, z). \quad (2)$$

$z = h$ 와 $z = 0$ 에서 스펙트럼 압력 $p(\alpha, \beta, z)$ 와 경계의 수직 변위 $u_z(\alpha, \beta, z)$ 는 다음과 같다.

$$\begin{pmatrix} p(\alpha, \beta, h) \\ p(\alpha, \beta, 0) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \exp(i\gamma h) & \exp(-i\gamma h) \\ 1 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} A_1 \\ A_2 \end{pmatrix}, \quad (3)$$

$$\begin{pmatrix} u_z(\alpha, \beta, h) \\ u_z(\alpha, \beta, 0) \end{pmatrix} = \frac{i\gamma}{\rho \omega^2} \begin{pmatrix} \exp(i\gamma h) & -\exp(-i\gamma h) \\ 1 & -1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} A_1 \\ A_2 \end{pmatrix}. \quad (4)$$

식(3)과 (4)에서 임의의 상수 A_1 과 A_2 를 제거하면 스펙트럼 동강성(spectral dynamic stiffness) 행렬 $[D(\alpha, \beta)]$ 을 얻을 수 있다.

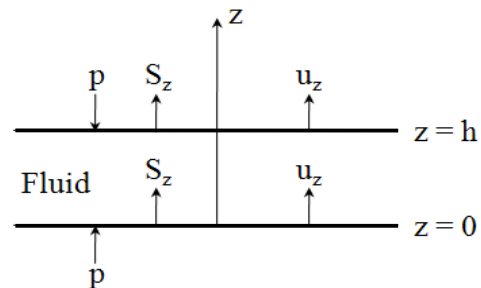


Fig. 1. Acoustic layer model.

$$[D(\alpha, \beta)] \begin{pmatrix} u_z(\alpha, \beta, h) \\ u_z(\alpha, \beta, 0) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} S_z(\alpha, \beta, h) \\ S_z(\alpha, \beta, 0) \end{pmatrix}, \quad (5)$$

여기서, 스펙트럼 표면 응력 S_z 는 $S_z(\alpha, \beta, h) = -p(\alpha, \beta, h)$ 과 $S_z(\alpha, \beta, 0) = +p(\alpha, \beta, 0)$ 가 된다. 그리고 유체층의 스펙트럼 동강성(spectral dynamic stiffness) 행렬 $[D(\alpha, \beta)]$ 은 다음과 같다.

$$[D(\alpha, \beta)] \begin{pmatrix} u_z(\alpha, \beta, h) \\ u_z(\alpha, \beta, 0) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} S_z(\alpha, \beta, h) \\ S_z(\alpha, \beta, 0) \end{pmatrix}. \quad (6)$$

2.2 등방성 탄성체층(Isotropic Elastic Layer)

Fig. 1에서 두께가 h 인 등방성 탄성체층은 직교좌표계에서 다음과 같은 변위와 압력으로 표현된다.

$$\mathbf{u} = \nabla F + \nabla \times \mathbf{P}, \quad (7)$$

$$\mathbf{P} = (0, 0, G) + \nabla \times (0, 0, -H). \quad (8)$$

위의 조건을 만족하는 탄성체에서의 선형 변위 방정식과 식(7)을 이용하여 스펙트럼 변위를 구할 수 있다.

$$u_x(\alpha, \beta, z) = i\alpha A_1 \exp(i\gamma_1 z) + i\alpha A_2 \exp(-i\gamma_1 z) + i\beta A_3 \exp(i\gamma_s z) + i\beta A_4 \exp(-i\gamma_s z) + \alpha\gamma_s A_5 \exp(i\gamma_s z) - \alpha\gamma_s A_6 \exp(-i\gamma_s z),$$

$$u_y(\alpha, \beta, z) = i\beta A_1 \exp(i\gamma_1 z) + i\beta A_2 \exp(-i\gamma_1 z) - i\alpha A_3 \exp(i\gamma_s z) - i\alpha A_4 \exp(-i\gamma_s z) + \beta\gamma_s A_5 \exp(i\gamma_s z) - \beta\gamma_s A_6 \exp(-i\gamma_s z),$$

$$u_z(\alpha, \beta, z) = i\gamma_1 A_1 \exp(i\gamma_1 z) - i\gamma_1 A_2 \exp(-i\gamma_1 z) - \alpha^2 A_5 \exp(i\gamma_s z) - \alpha^2 A_6 \exp(-i\gamma_s z) - \beta^2 A_5 \exp(i\gamma_s z) - \beta^2 A_6 \exp(-i\gamma_s z), \quad (11)$$

식(9)-(11)과 변위와 응력과의 관계를 이용하여 다음 응력들을 구할 수 있다.

$$\tau_{zx}(x, y, z) = \mu \left(\frac{\partial u_z(x, y, z)}{\partial x} + \frac{\partial u_x(x, y, z)}{\partial z} \right), \quad (12)$$

$$\tau_{zy}(x, y, z) = \mu \left(\frac{\partial u_z(x, y, z)}{\partial y} + \frac{\partial u_y(x, y, z)}{\partial z} \right), \quad (13)$$

$$\sigma_{zz}(x, y, z) = \lambda \nabla \cdot \mathbf{u}(x, y, z) + 2\mu \frac{\partial u_z(x, y, z)}{\partial z}. \quad (14)$$

III. 적 용

탄성 이론의 신뢰성을 확보하기 위하여 센서 스테이브를 형성하는 배플에 대해 Fig. 2와 같은 단면을 가지는 무한 평판으로 구성된 기초모델을 고려하였다. 해당 모델은 공기와 접하고 있는 강판 위에 2층의 탄성체층이 적층되어 있고, 적층판의 위는 소나돔 내부의 유체층 그리고 소나돔의 외곽층을 형성하는 탄성체층과 바깥쪽 유체층으로 형성되어 있다. 평면파가 해석모델 유체층에서 수직 방향으로 입사되는 상황을 설정하여 각 층에서의 TL(Transmission Loss)과 SPL(Sound Pressure Level)을 해석하였고, ANSYS

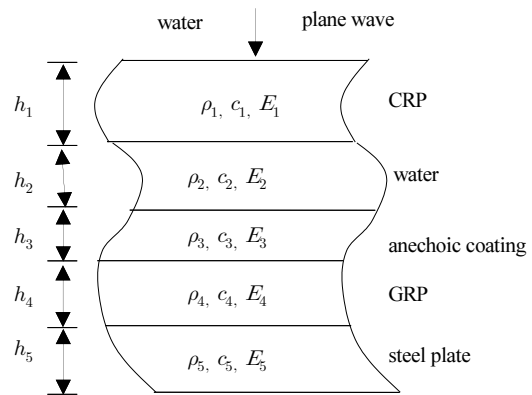


Fig. 2. Model property.

Table 1. Material property of model.

Layer order	Fluid or Material	E[Pa]	ν	ρ [kg/m ³]	η	h [mm]	c [m/s]
upper	water			1000			1500
1	CRP	9.8×10^{10}	0.3	2860	0.02	10	
2	water			1000			1500
3	anechoic material	6.2×10^7	0.48	1616	0.54	45	
4	GRP	6.9×10^{10}	0.28	2520	0.02	12	
5	steel plate	2.1×10^{11}	0.3	7800	0.01	25	
lower	air			1.21			340

의 해석 결과와 비교하였다. TL은 입사파의 크기와 투과파의 크기의 비로 나타나는 투과계수의 역수에 로그(log)를 취하고 10을 곱한 값으로 투과손실로 정의된다. ANSYS 기초 모델에 대한 각 적층판의 물성치는 Table 1과 같다.

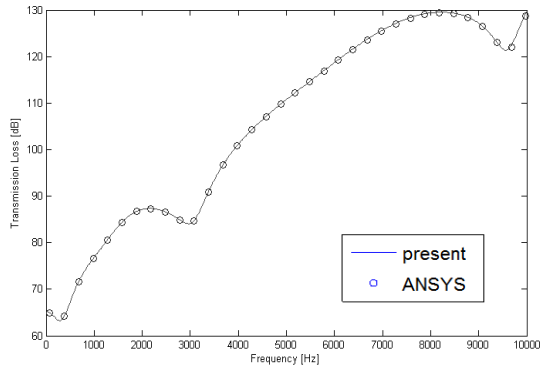


Fig. 3. Comparison of TL calculated by the present work with that obtained by ANSYS.

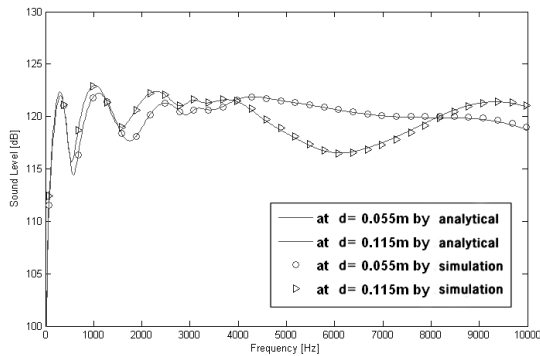


Fig. 4. Comparison of SPL calculated by the present work with that obtained by ANSYS.

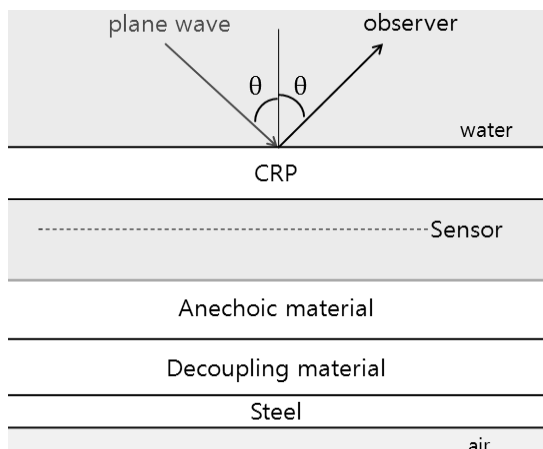


Fig. 5. Analysis model.

적층판의 음향 성능은 TL로 평가하였으며, 소나 돔 내부의 유체층의 임의 위치에서의 음압을 계산하였다. Fig. 3과 Fig. 4에서 알 수 있듯이 ANSYS를 활용한 시뮬레이션 해석 결과가 이론 해석 결과와 잘 일치함을 알 수 있다.

ANSYS와의 비교를 통해 본 이론의 신뢰성을 확보하였기 때문에 평면파 가진시 다양한 조건에 대해 해석해 보았다. Fig. 5의 모델에 대하여 각 층의 두께 변화에 따른 특성에 대해 살펴보았다. Fig. 6과 7은 무반향층의 두께가 35T, 45T, 55T, 75T일 때의 SPL과 ER(Echo Reduction)의 해석 결과이다. ER은 입사파의 크기와 반사파의 크기의 비로 나타나는 반사계수의 역수에 로그(log)를 취하고 10을 곱한 값으로 반향음 감소로 정의된다. 무반향층의 경우 두께가 늘어날수록 음압이 고르게 나타나고, 1 kHz~2 kHz 대역의 반향음 감

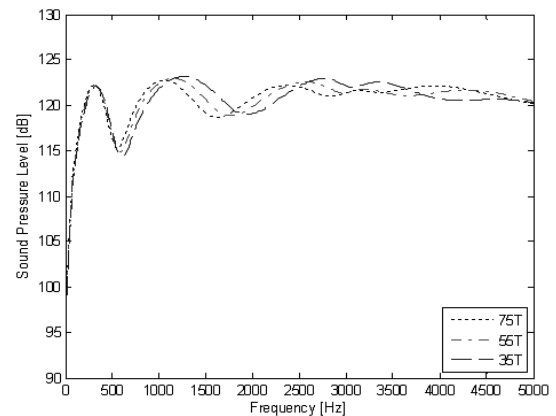


Fig. 6. Variation of SPL with the thickness of anechoic layer.

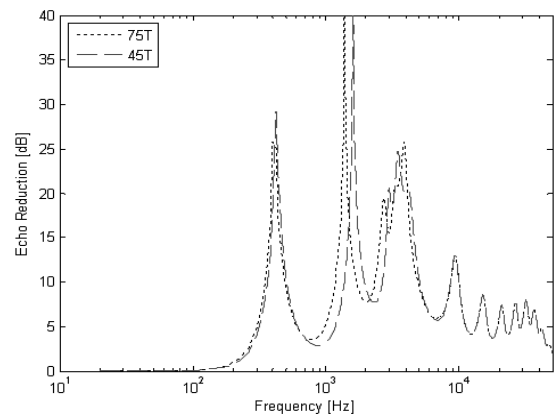


Fig. 7. Variation of ER with the thickness of anechoic layer.

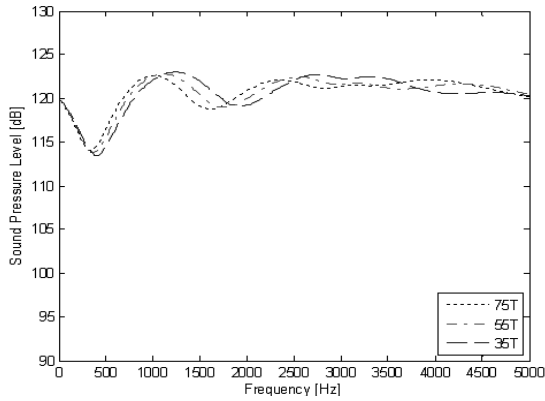


Fig. 8. Variation of SPL with the thickness of decoupling layer.

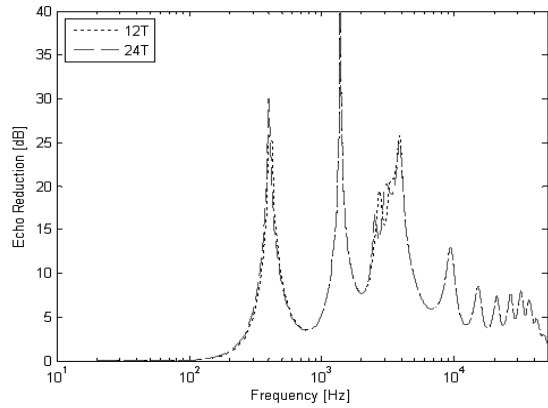


Fig. 11. Variation of ER with the thickness of CRP layer.

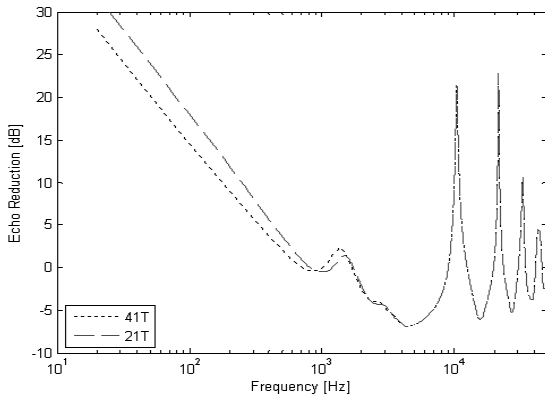


Fig. 9. Variation of ER with the thickness of decoupling layer.

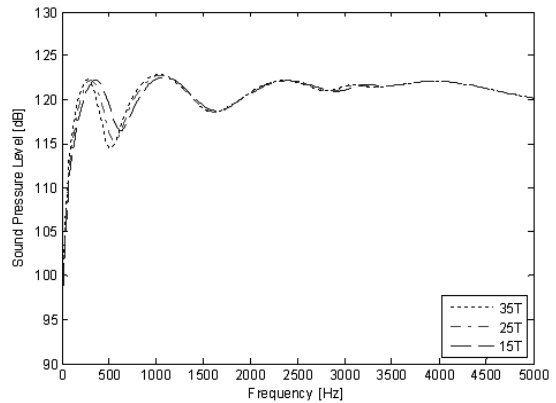


Fig. 12. Variation of SPL with the thickness of steel layer.

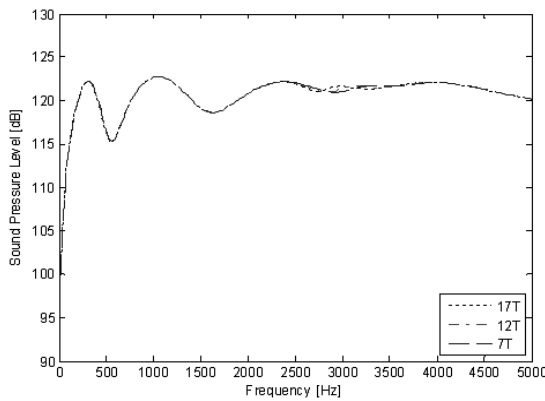


Fig. 10. Variation of SPL with the thickness of CRP layer.

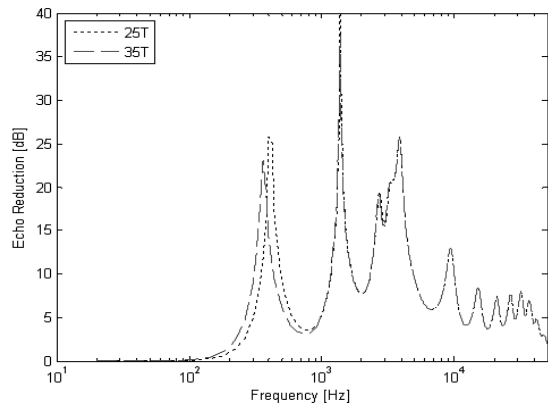


Fig. 13. Variation of ER with the thickness of steel.

소량이 높게 나타난다. Fig. 8과 9는 decoupling 층의 두께를 변화시켰을 때의 결과이다. decoupling 층의 경우 음압에는 크게 영향이 없으나 두꺼울수록 저주파수 대역의 반향음 감소량이 낮은 특성을 보인다.

Fig. 10과 11은 CRP 층의 두께를 변화시켰을 때의 결과로써, 음압과 반향음 감소 모두 두께에 영향을 거의 받지 않는다는 것을 알 수 있다. Fig. 12와 13은 steel의 두께의 변화에 따른 음압과 반향음 감소 해석 결

과이다. 음압에는 steel의 두께가 영향을 미치지 않지만 반향음 감소의 경우 저주파수 대역에서 steel의 두께가 두꺼울수록 반향음 감소량이 낮음을 확인할 수 있다.

V. 결 론

다층구조해석을 위하여 탄성이론을 적용하였다. 탄성이론을 통한 해석의 신뢰도를 확보하기 위하여 상용 해석프로그램과 비교하여 일치되는 결과를 얻었다. 신뢰성이 확보된 이론을 바탕으로 다층구조모델에 대하여 다양한 두께를 갖는 모델에 대해 해석을 수행하였다.

평면파 가진시 외부 평면파에 의해 센서가 받는 영향을 알기 위해 센서위치에서의 음압을 해석하였고, 동시에 평면파 형태로 입사되는 외부파의 반사 정도를 알기 위해 반향음감쇠값을 해석하였다.

Anechoic의 두께가 증가할수록 센서위치에의 음압이 고른 현상이 나타났다. 그리고 1 k~2 kHz 대역의 반향음 감소량이 높게 나타나는 것을 확인할 수 있었다. 그리고 decoupling 층과 steel 층에 대해서는 두께 변화에 따른 음압의 영향은 거의 없으나 저주파수 대역에서의 반향음 감소량이 낮아지는 것을 확인하였다. CRP 층의 경우 두께의 변화에 음압과 반향음감소량의 변화가 거의 없음을 확인하였다.

따라서 소나의 음향수신 성능을 높이기 위해서는 anechoic 층의 두께를 늘리고, decoupling 층과 steel 층에 대해서는 두께를 감소시키는 것이 필요하다. 그

리고 CRP 층의 경우 두께를 최소화하는 것이 효과적으로 예상된다.

감사의 글

이 연구는 국방과학연구소 지원으로 수행되었습니다.

참 고 문 헌

1. S. H. Ko and C. H. Sherman, "Flexural wave baffling," J. Acoust. Soc. Am. **66**, 566-570 (1979).
2. M. A. Gonzalez, "Analysis of a composite compliant baffle," J. Acoust. Soc. Am. **64**, 1509-1513 (1978).
3. G. Maidanik, "Acoustic radiation from a driven coated infinite plate backed by a parallel infinite baffle," J. Acoust. Soc. Am. **42**, 32-35 (1967).
4. S. H. Ko, S. W. Pyo, and W. J. Seong, *Structure-Borne and Flow Noise Reductions* (Seoul National University Press, 2001).
5. E. A. Skelton and J. H. James, *Theoretical Acoustics of Underwater Structures* (Imperial College Press, London, 1997).
6. L. M. Brekhovskikh, *Waves in Layered Media* (Academic Press, New York, 1980).
7. C. A. Brebbia, J. F. C. Telles, and L. C. Wrobel, *Boundary Element Techniques* (Springer-Verlag, New York, 1984).
8. O. C. Zienkiewicz and R. L. Taylor, *The Finite Element Method: Volume 1 The Basis* (McGRAW-Hill, London, 2000).
9. E. B. Becker, G. F. Carey, and J. T. Oden, *Finite Elements* (Prentice-hall, New Jersey, 1981).

저자 약력

▶ 권 현 웅(Hyun-Wung Kwon)



2002. 2: 서울대학교 조선해양공학과 학사
2004. 2: 서울대학교 조선해양공학과 석사
2009. 8: 서울대학교 조선해양공학과 박사
2011. 3 ~ 현재: 서울대학교 해양시스템공학연구소 선임연구원

▶ 홍 석 윤(Suk-Yoon Hong)



1982. 2: 서울대 조선해양공학과 학사
1992. 12: 펜실바니아주립대학교 음향학과 박사
1992. 12 ~ 1997. 2: 고등기술연구원 자동차기술연구실 책임연구원
1997. 3 ~ 현재: 서울대 조선해양공학과 교수

▶ 송 지 훈(Jee-Hun Song)



2001. 2: 충남대학교 선박해양공학과 학사
2003. 2: 서울대학교 조선해양공학과 석사
2007. 8: 서울대학교 조선해양공학과 박사
2009. 9 ~ 현재: 전남대학교 해양기술학부
교수

▶ 전 재 진(Jae-Jin Jeon)



1982. 2: 연세대 공대 기계과 학사
1984. 2: KAIST 기계과 석사
1987. 8: KAIST 기계과 박사
1987. 11 ~ 현재: 국방과학연구소 수석연
구원

▶ 김 성 희(Sung-Hee Kim)



2005. 2: 서울대학교 조선해양공학과 학사
2007. 2: 서울대학교 조선해양공학과 석사
2007. 3 ~ 현재: 서울대학교 조선해양공
학과 박사과정

▶ 서 영 수(Young-Soo Seo)



1999. 2: 부산대 공대 기계과 학사
2001. 2: 부산대 기계과 석사
2005. 8: 부산대 기계과 박사
2006. 1 ~ 현재: 국방과학연구소 선임연
구원