

해양플랜트용 허니컴 패널의 차음 특성 연구

정재덕* · 홍석윤** · 송지훈*** · 권현웅****

*, ** 서울대학교 조선해양공학과, *** 전남대학교 조선해양공학전공, **** 거제대학교 조선해양공학과

A Study on the Sound Insulation Characteristics of Honeycomb Panels for Offshore Plants

Jae-Deok Jung* · Suk-Yoon Hong** · Jee-Hun Song*** · Hyun-Wung Kwon****

*, ** Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Seoul National University, Seoul, 151-742, Korea

*** Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Chonnam National University, Yeosu, 550-749, Korea

**** Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Koje College, Geoje-si, 656-701, Korea

요 약 : 현재 해양플랜트용 패널의 주요한 중심재는 다공성재료(미네랄울)이지만, 뛰어난 차음성능에도 불구하고 환경적인 이유로 이를 대체할 재료가 요구되고 있다. 허니컴 구조는 무게 대비 강도가 우수하여 산업전반에서 많이 쓰이고 있다. 하지만 소음진동 측면에서의 연구는 미미하다. 다공성재료를 대체하기 위한 연구로서 허니컴의 음향학적 연구가 필요하다. 본 논문에서는 허니컴패널을 대칭모드와 비대칭모드의 중첩으로 가정하여 수치해석을 진행하였다. 이러한 이론을 통한 수치해석과 실험결과를 비교하여 수치해석의 신뢰성을 검증하였다. 그리고 수치해석을 통해 허니컴패널의 차음특성을 연구하고 중심재로서의 가능성을 평가하였다. 패널두께를 키울수록 일치주파수가 저주파수로 이동하였다. 셀사이즈와 셀벽의 사이각이 감소함에 따라 차음성능이 개선되었고, 셀벽두께의 경우 증가할수록 차음성능이 향상되었다.

핵심용어 : 허니컴, 차음성능레벨, 직교이방성, 등방성, 간이잔향실

Abstract : Currently, porous materials (e.g., mineral wool) are the core materials used in offshore plant panels, but in spite of their superb acoustic performance, these items must be replaced for environmental reasons. A honeycomb structure is widely used throughout the industry because of its high strength-to-weight ratio. However, research in terms of noise and vibration is minimal. An acoustic study should be conducted by taking advantage of honeycomb structures to replace porous materials. In this study, a simulation was performed assuming that a honeycomb panel is a superposition of symmetric mode and antisymmetric mode. Reliability was verified by comparing a simulation results based on a theory with a experimental results, and the possibility of the panel as a core material was evaluated by studying the sound insulation characteristics of a honeycomb. As the panel thickness increased, the coincidence frequency shifted to low frequency. As the angle between horizontal line and oblique wall and cell-size decreases, the sound insulation performance is improved. And as the cell-wall thickness increased, the sound insulation performance improved.

Key Words : Honeycomb, Sound transmission loss, Orthotropy, Isotropy, Scaled reverberation chamber

1. 서 론

울종류의 흡음재는 뛰어난 차음성능에도 불구하고 세균 증식문제와 같은 환경적인 문제를 가지고 있다. 그래서 NORSOK(standard c-002, 2006) 규정에서 글라스울의 사용을 금지하고 있고, 미네랄울을 사용할 경우 메탈(metal)재질로 완전히 감싸도록 하였다. NORSOK의 다른 규정(standard r-004,

2005)의 경우 부식 문제로 밸브 플랜지(flange) 등에 미네랄울이 직접 닿는 것을 금지 한다.

허니컴 패널은 우수한 기계적 물성치를 가지고 있다. 무게 대비 높은 강성을 가지고 있기 때문에 산업전반에서 사용되고 있다(Bang et al., 2011; Kim and Cho, 2013). 허니컴은 면에 평행한 방향과 수직인 방향이 다른 강도를 가지고 있다. 이러한 특성을 이방성이라 한다. 그리고 약 98%의 공기층과 약 2%의 허니컴코어로 이루어져 있기 때문에 체적에 비해 가벼운 특성이 있다. Dym and Lang(1974)은 처음으로

* First Author : jaedeok@snu.ac.kr, 02-880-7331

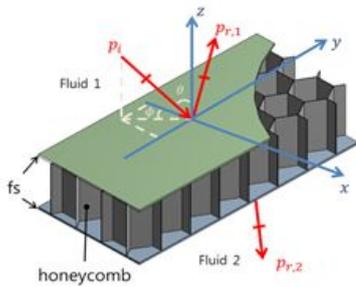
† Corresponding Author : jhs@jnu.ac.kr, 061-659-7156

무한크기의 적층패널에 대한 STL(Sound Transmission Loss)의 이론적 예측을 시도 했다. 이후 Moore and Lyon(1991)에 의해 등방성 및 이방성 코어에 대한 적층패널에 대한 해석 방법이 제시 되었다. 이를 통해 허니컴패널의 코어를 직교이방성(orthotropic)으로 가정하여 차음성능을 예측하였다.

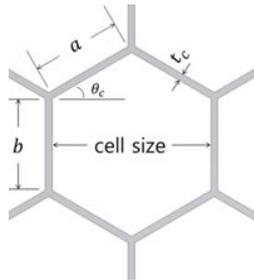
본 연구의 목적은 허니컴패널의 차음특성을 연구하여 소음진동에 의한 생리적인 피해와 심리적인 피해(Yu, 2007)를 줄이는데 있다. 이를 위해 두께 방향으로 유한하고 면방향으로 무한한 허니컴패널에 대해서 차음성능을 수치적으로 예측하였다. 이를 실험결과와 비교하여 신뢰성을 확인하였다. 최종적으로 신뢰성이 확보된 수치적 시뮬레이션을 통해 파라미터스터디를 수행하여 허니컴의 차음특성을 파악하였다.

2. 허니컴 차음 이론

Fig. 1(a)는 해석모델인 허니컴패널을 나타낸다. 중심에 허니컴코어가 위치하고 양쪽에 표면재로 구성되며, 두께 방향으로 유한하지만 면방향으로 무한한(unbounded) 모델이며, 유체1, 유체2와 접해 있다. 여기서 fs는 face sheet의 약자로 허니컴패널의 표면재를 나타낸다. 그리고 Fig. 1(b)는 xy평면에서 바라본 허니컴 셀을 나타낸다. 여기서 a, b 각각 변의 길이를 나타내고, θ_c 는 a 와 수평선이 이루는 각도를 나타낸다. 그리고 t_c 는 셀벽두께를 나타낸다. 표면재와 중심재의 물성치는 Table 1과 같다(Kinsler et al., 1999).



(a) View of 3 dimension



(b) honeycomb section

Fig. 1. Geometry of the honeycomb panel.

Table 1. Properties of honeycomb panel

	property	variables	values
fs (steel)	density	$\rho(kg/m^3)$	7700
	thickness	$L_f(mm)$	0.6
	Young's modulus	$E(N/m^2)$	19.5×10^{10}
	Poisson ratio	ν	0.28
H/C (aluminum)	density	$\rho(kg/m^3)$	2700
	thickness	$L(mm)$	25, 50
	Young's modulus	$E(N/m^2)$	7.1×10^{10}
	Poisson ratio	ν	0.33
	cell size	$d_c(mm)$	9.52
	thickness of wall	$t_c(mm)$	0.06
	length of one side 1	$a(mm)$	5.5
	length of one side 2	$b(mm)$	5.5
	degree	$\theta_c(^{\circ})$	30

허니컴(H/C)은 면의 수직한 방향과 면에 평행한 방향의 강성이 다른 직교이방성물질로 가정할 수 있고 이는 9개의 독립적인 강성값을 갖는다. 식(1)은 응력(stress)과 변형률(strain), 강성값의 관계를 나타낸다 (Lin et al., 2007).

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{yz} \\ \tau_{xz} \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} E_{11} & E_{12} & E_{13} & 0 & 0 & 0 \\ & E_{22} & E_{23} & 0 & 0 & 0 \\ & & E_{33} & 0 & 0 & 0 \\ & & & E_{44} & 0 & 0 \\ & & & & E_{55} & 0 \\ & & & & & E_{66} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_x \\ \epsilon_x \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

여기서 $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ 는 각각 x, y, z 방향의 수직응력을 나타낸다. 그리고 $\tau_{yz}, \tau_{xz}, \tau_{xy}$ 는 전단응력을 나타낸다. $E_{11}, E_{12}, E_{13}, \dots$ 은 구성행렬(constitutive matrix)의 원소(element)들이며 응력과 변형률의 관계를 나타낸다(Paik et al., 1999; Kim and Choi, 2004). 변형률은 각각 x, y, z 방향의 입자 변위 u, v, w 로 정의하고 구체적인 식은 아래와 같다.

$$\epsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}, \quad \epsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y}, \quad \epsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} \quad (2), (3), (4)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}, \quad \gamma_{xz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \quad (5), (6)$$

$$\gamma_{yz} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \quad (7)$$

주어진 변형률장(Lord, 1966)에서 측정된 탄성포텐셜에너지 밀도(elastic potential energy density), W 는 아래와 같다.

$$2W = E_{11}\epsilon_x^2 + 2E_{12}\epsilon_x\epsilon_y + 2E_{13}\epsilon_x\epsilon_z + E_{22}\epsilon_y^2 + 2E_{23}\epsilon_y\epsilon_z + E_{33}\epsilon_z^2 + E_{44}\gamma_{xz}^2 + E_{66}\gamma_{xy}^2 \quad (8)$$

식(9)는 유한체적 안에 측정된 전체 탄성포텐셜에너지(elastic potential energy; PE)이다. 이는 포텐셜에너지밀도를 전체체적에 대해 적분하여 얻을 수 있다. 비슷한 방식으로 운동에너지(kinetic energy; KE)는 식(10)과 같이 전체체적에 대해 적분으로 표현된다.

$$PE = \int_{Vol} W dVol \quad (9)$$

$$KE = \frac{1}{2} \int_{Vol} \rho(\dot{u}^2 + \dot{v}^2 + \dot{w}^2) dVol \quad (10)$$

여기서, ρ 는 밀도를 나타내고, Vol 은 체적을 나타낸다. 여기서 구해진 포텐셜에너지와 운동에너지를 아래의 라그랑지 방정식(Lagrange equation)에 대입한다.

$$\frac{d}{dt}(\partial KE) - \partial PE = Q_r \quad (11)$$

$r = 1, 2, \dots$

여기서, KE 는 표면재와 중심재의 운동에너지 전체 합이고, PE 는 표면재와 중심재의 포텐셜에너지의 전체 합이다. Q_r 는 일반적인 변위이고, Q_r 는 일반적인 단위면적당 힘을 나타낸다. 이 과정을 통해 대칭모드(symmetric mode)와 비대칭모드(antisymmetric mode)의 임피던스(impedance)를 구할 수 있다. 대칭모드와 비대칭모드 거동은 Fig. 2와 같다. 투과계수는 입사인텐시티와 투과인텐시티의 비율로 정의 된다. 이는 대칭모드 임피던스(Z_s)와 비대칭모드 임피던스(Z_a), 공기의 고유임피던스로 표현된다.

$$\tau(\theta, \phi) = \left| \frac{(\rho_0 c_0 / \cos\theta)(Z_s - Z_a)}{(Z_s + \rho_0 c_0 / \cos\theta)(Z_a + \rho_0 c_0 / \cos\theta)} \right|^2 \quad (12)$$

$$\bar{\tau} = \frac{\int_0^{2\pi} \int_0^{\theta_{lim}} \tau(\theta, \phi) \sin\theta \cos\theta d\theta d\phi}{\int_0^{2\pi} \int_0^{\theta_{lim}} \sin\theta \cos\theta d\theta d\phi} \quad (13)$$

$$TL = -10 \log_{10}(\bar{\tau}) dB \quad (14)$$

여기서, ρ_0 , c_0 는 각각 공기의 밀도와 음속을 나타낸다. Fig. 1(a)에서 볼 수 있듯이, θ , ϕ 는 각각 편각(polar angle)과 방위각(azimuthal angle)을 나타낸다. θ_{lim} 는 78° 이다. 식(12)는 투과계수를 나타내고, 식(13)은 입사파의 입사각도에 따른 평균 투과계수를 나타낸다. 식(14)은 투과손실레벨을 나타낸다.

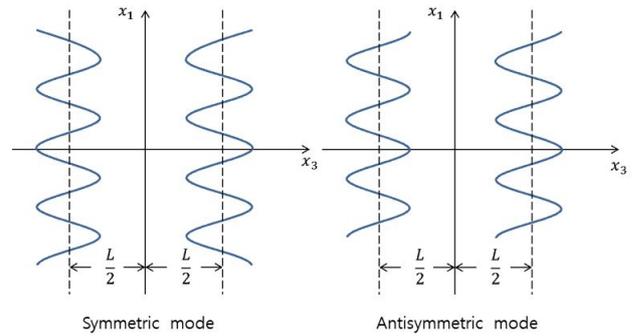


Fig. 2. Panel motion of the honeycomb panel.

3. 차음성능의 실험적 평가

3.1 간이잔향실 제원

간이잔향실(scaled reverberation chamber)은 패널의 차음성능레벨을 실험적으로 구할 수 있는 설비이고 실험형상은 Fig. 3과 같다. 구성은 소음실(source room)과 수음실(receiving room), 패널거치대로 구성되어 있다. 소음실의 총면적과 부피는 각각 11.91 m^2 , 2.81 m^3 이고, 수음실의 면적과 부피는 각각 13.09 m^2 , 3.25 m^3 이다. 설치되는 시편의 크기는 $1.0 \text{ m} \times 1.2 \text{ m}$ 이다.

3.2 실험 절차

실험절차는 ISO 규정(ISO 10140-2:2010)에 의해 진행됐다. Fig. 4에서와 같이, 소음실과 수음실 사이의 패널거치대에 해당 패널을 거치한다. 먼저 소음실의 스피커를 통해 백색소음(white noise)을 발생시킨다. 소음실과 수음실에 각각 마이크로폰(microphone)이 설치되어 있고, 이를 통해 소음실 음압(L_{p1})과 수음실 음압(L_{p2})을 측정한다. 마이크로폰은 회전 가능한 모터위에 설치되어 60° 씩 총 6지점을 측정하였다. 다음으로 소음실의 스피커를 정지시키고 수음실에 백색

소음을 발생 시킨다. 수음실의 마이크를 통해 수음실의 잔향시간(T_{60})을 측정할 수 있다. 위 과정을 통해 얻은 데이터를 통해 아래의 식을 사용하여 패널의 차음성능(STL)을 얻을 수 있다.

$$STL = L_{p1} - L_{p2} + 10 \log_{10} \left(\frac{S}{0.16V/T_{60}} \right) \quad (15)$$

여기서, L_{p1} 는 소음실의 평균음압레벨이고 L_{p2} 는 수음실의 평균음압레벨이다. V, S 는 각각 수음실의 체적과 시편면적을 나타낸다. T_{60} 은 수음실의 잔향시간을 나타낸다.



Fig. 3. Scaled reverberation chamber.

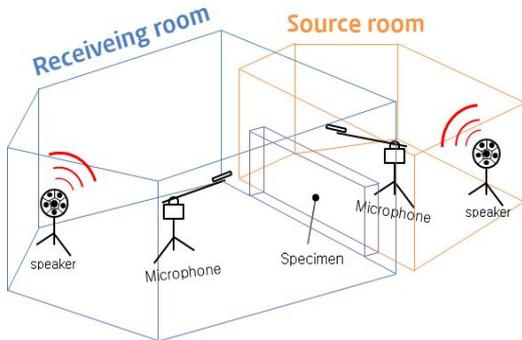


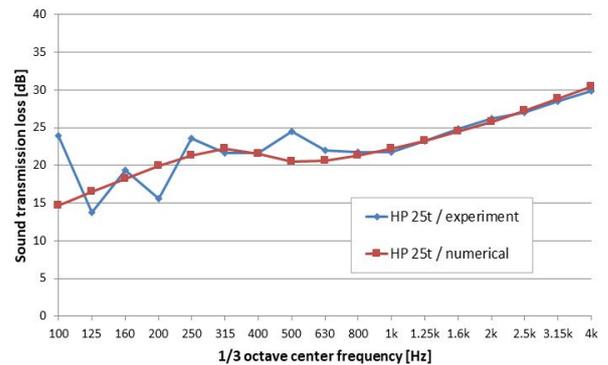
Fig. 4. Experimental diagram of scaled reverberation chamber.

4. 허니컴 패널의 차음성능 연구

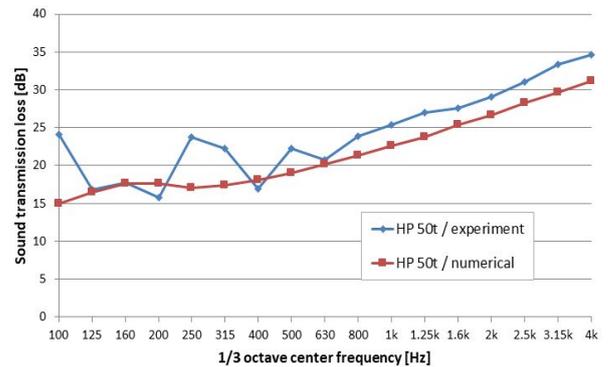
4.1 수치해석결과 검증

2장에서 이론을 바탕으로 작성된 수치해석결과와 3장의 실험결과와의 비교를 통해 수치해석의 신뢰도를 검증하였다. 비교대상은 패널두께 25 mm, 50 mm이며, 면적은 실험의 경우 1.0 m × 1.2 m 허니컴패널을 사용하였다. 자세한 형상은 Fig. 1과 같고 물성치는 Table 1과 같다.

Fig. 5의 (a)와 (b)는 각각 25 mm, 50 mm 허니컴패널의 실험결과와 수치해석결과를 비교한 결과이다. 25 mm 패널의 경우 저주파수에서 수치해석결과 대비 실험결과가 약간의 변동폭을 보여주지만 전체적인 경향과 정량적인 결과도 잘 일치함을 알 수가 있다. 50 mm 패널의 경우도 저주파수에서 실험결과가 변동하는 경향을 보이지만, 전체적인 경향이 잘 일치한다. 다만 1 k 이상 고주파수의 경우 25 mm 패널의 결과보다는 차이가 발생하지만 그 차이가 약 3 dB 정도의 차이를 보이며, Rw(ISO 717-1:2013) 값으로 보더라도 실험이 25 dB, 수치해석결과가 23 dB로 2 dB의 차이를 보여 잘 일치함을 알 수 있다. 이러한 차이는 패널두께가 두배로 증가함에 따라 구조적 감쇠계수의 차이도 함께 증가함에 따른 결과로 보인다.



(a) panel thickness: 25 mm



(b) panel thickness: 50 mm

Fig. 5. Comparison of experimental and numerical result for honeycomb panel.

4.2 차음 특성연구

4.1장에서 수치해석결과와의 신뢰성을 검증 하였다. 이를 바탕으로 패널두께, 셀 사이즈, 셀벽두께, 셀 각도에 대해 차음성능을 평가 하였다. 구조적인 관점에서 허니컴패널의 차음성능을 연구하기 위해 위와 같은 파라미터들을 선정하였다.

기준모델은 Table 1의 물성치를 사용하였다.

첫 번째로 패널 두께를 변경하며 차음성능의 영향을 분석하였다. 패널 두께는 25, 35, 45, 55 mm에 대해서 해석을 시행하였다. 해석결과는 Fig. 6과 같다. 해석결과를 보면 패널의 두께가 두꺼워질수록 일치주파수가 점점 저주파수로 이동했다. 이는 등방성 단일판을 가정할 경우 일치주파수는 \sqrt{m} 에 비례하고 \sqrt{E} 과 $\sqrt{L^3}$ 에 반비례하게 된다(Fahy and Gardonio, 2007). 여기서 m 은 면밀도(surface density)이고, E 는 탄성계수, L 은 패널의 두께를 나타낸다. Fig. 7의 (a), (b)를 보면 패널두께가 증가함에 따라 면밀도는 증가하고, 탄성계수는 별다른 변화가 없음을 알 수 있다. 결과적으로 면밀도의 증가로 고주파수에서의 차음성능이 증가하는 경향을 보이며, 면밀도와 탄성계수의 영향보다 패널두께의 증가에 따른 일치주파수의 변화로 차음성능 변화에 미치는 영향이 더 큰 것으로 보인다.

두 번째로 셀사이지를 변경해가며 차음성능의 영향을 분석하였다. Fig. 8에서 볼 수 있듯이, 해석 셀사이지는 5, 10, 15, 20 mm에 대해 해석을 진행하였다. 이후 기준 패널두께는 25 mm 이다. 해석결과는 Fig. 9과 같다. 셀사이지가 작을수록 차음성능이 높아짐을 알 수 있다. 차음성능 개선의 이유는 면밀도(surface density)이다. Fig. 10 (a)를 보면 셀사이지가 작을수록 면밀도가 증가함을 알 수 있다. 하지만 양쪽 표면재의 면밀도가 9.24 kg/m²로 허니컴코어의 면밀도에 비해서 상대적으로 크기 때문에 차음성능 증가 정도가 낮다. Fig. 10 (b)는 E_z , E_{xz} , E_{yz} 의 값을 보여준다. 이 값들은 Gibson and Ashby(1997)의 연구 결과를 참고하여 구할 수 있다. Lorna J.는 세포와 같이 작은 칸들로 이루어진 구조(cellular solids)의 기계적성질을 연구하였다. 세 값 모두 셀 사이지가 증가함에 따라 감소한다. 앞에서 언급했듯이 일치주파수가 탄성계수의 제곱근에 반비례 한다. 결과적으로 셀사이지가 증가함에 따라 일치주파수가 고주파수쪽으로 이동함을 그래프를 통해서 다시 한번 확인할 수 있다.

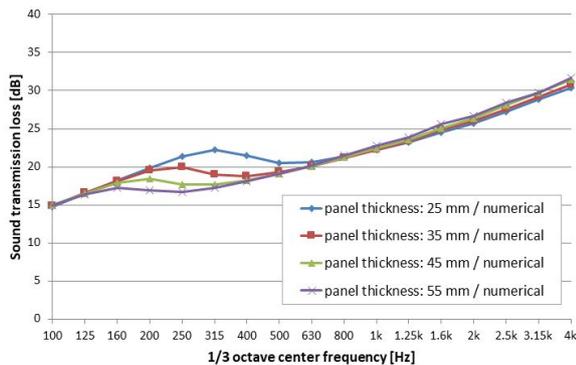
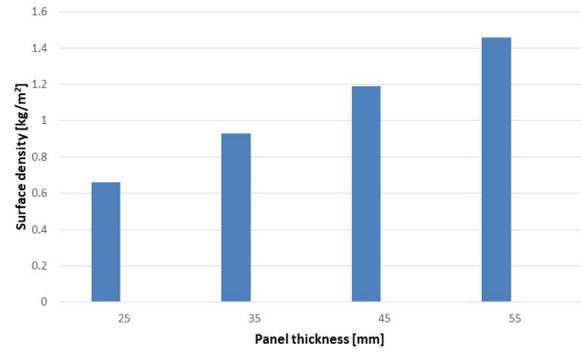
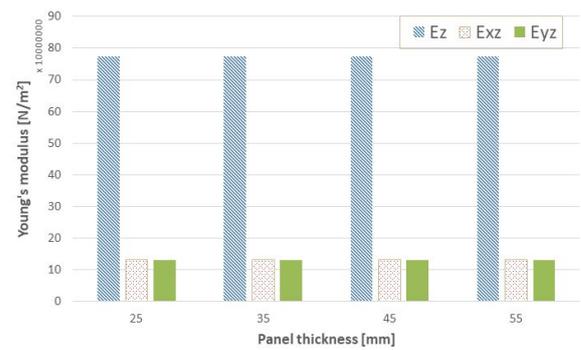


Fig. 6. Sound transmission loss according to panel thickness.



(a) Surface density



(b) Young's modulus

Fig. 7. Surface density and Young's modulus according to panel thickness.

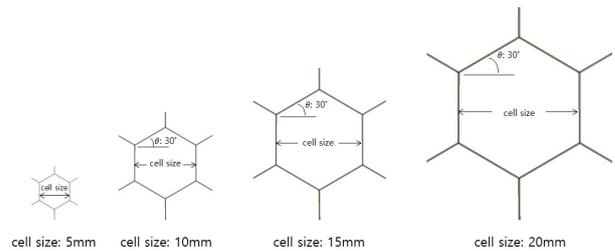


Fig. 8. Honeycomb cell according to cell size (5, 10, 15, 20 mm).

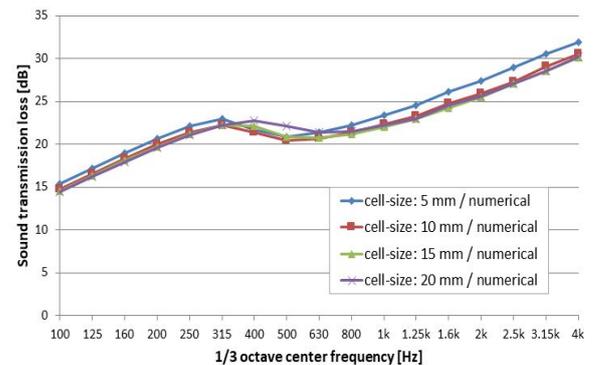
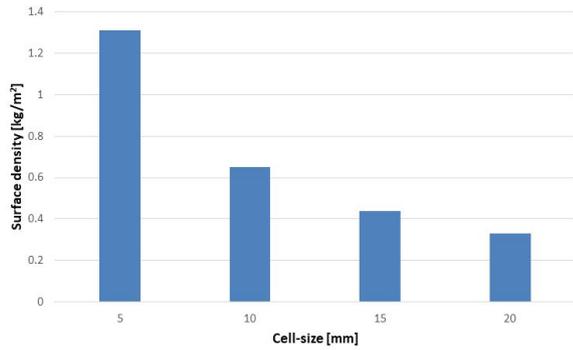
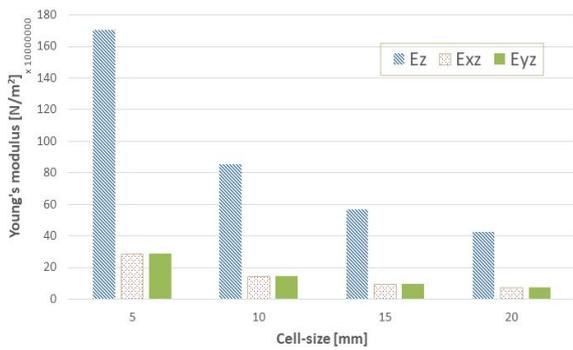


Fig. 9. Sound transmission loss according to cell-size.

해양플랜트용 허니컴 패널의 차음 특성 연구



(a) Surface density



(b) Young's modulus

Fig. 10. Surface density and Young's modulus according to cell-size.

세 번째로 셀벽두께에 따른 차음성능을 분석하였다. 해석 셀벽두께는 0.05, 0.1, 0.15, 0.2 mm에 대해서 해석을 진행하였다. Fig. 11을 보면 셀벽두께가 두꺼워질수록 차음성능이 높아짐을 알 수 있다. 셀벽두께에 따른 면밀도 변화는 Fig. 12 (a)에서 볼 수 있다. 셀벽두께가 증가할수록 차음성능이 개선됨을 알 수 있다. 탄성계수의 경우 Fig. 12 (b)에 나타나 있다. 탄성계수 또한 셀벽두께가 증가함에 따라 증가한다는 것을 알 수 있다. 면밀도 증가에 따라 전체 주파수에 걸쳐 차음성능 개선이 이루어졌지만, 일치주파수 이후로 차음성능의 개선 폭이 좀 더 큰 이유가 이러한 탄성계수의 증가함에 따른 이유로 보인다.

마지막으로 θ_c 에 따른 차음성능의 영향을 파악하였다. 10° , 20° , 30° , 40° 에 대해서 해석을 진행하였다. Fig. 13를 보면 θ_c 값이 높아질수록 차음성능이 낮아짐을 확인할 수 있다. 면밀도 관점에서 보면 θ_c 값이 커짐에 따라 면밀도가 낮아짐을 Fig. 14 (a)로부터 확인할 수 있다. Fig. 14 (b)를 보면 전체적으로 탄성계수가 θ_c 값이 커짐에 따라 작아지는 것을 알 수 있지만, E_{xz} , E_{yz} 값이 30° 이후부터 반전됨을 알 수 있다.

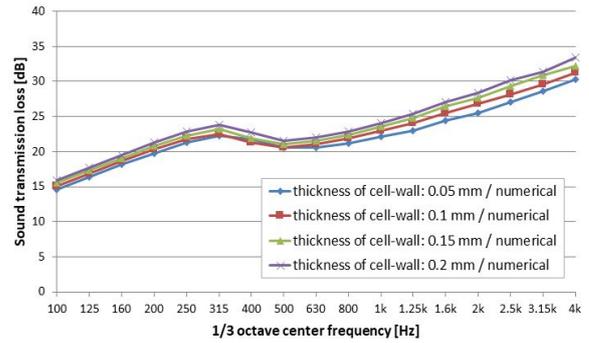
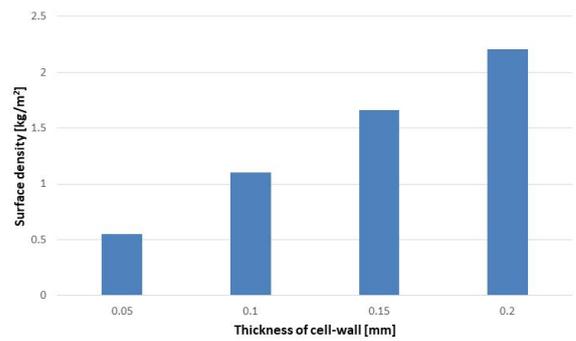
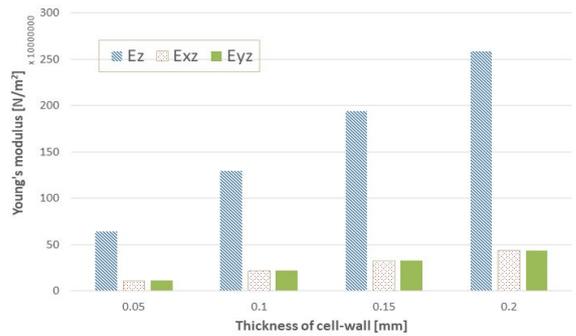


Fig. 11. Sound transmission loss according to thickness of cell-wall.



(a) Surface density



(b) Young's modulus

Fig. 12. Surface density and Young's modulus according to thickness of cell-wall.

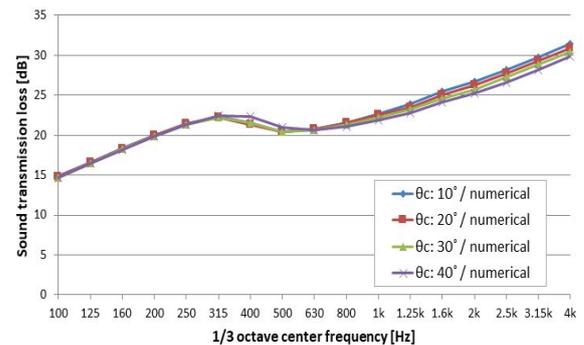


Fig. 13. Sound transmission loss according to θ_c .

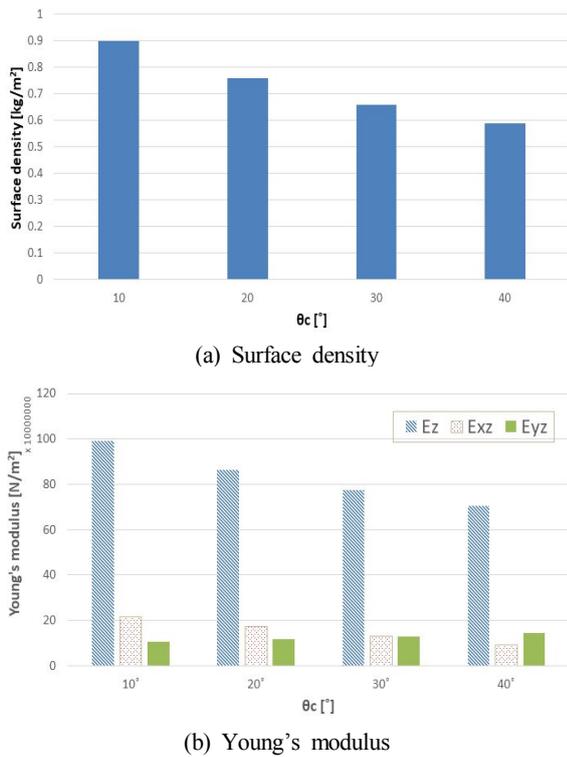


Fig. 14. Surface density and Young's modulus according to θ_c .

5. 결론

본 논문에서는 허니컴패널의 대칭모드와 비대칭모드의 임피던스를 이용하여 허니컴패널의 차음성능을 계산하였다. 수치해석 결과와 간이잔향실의 실험결과를 비교하여 신뢰성을 검증하였다. 그리고 패널 두께와 셀 사이즈, 셀벽두께, θ_c 에 따른 차음성능 변화를 연구 하였다. 패널두께가 두꺼워 질수록 일차주파수가 저주파수로 이동하는 것을 알수가 있다. 셀 사이즈와 θ_c 가 감소할수록 셀벽두께가 증가할수록 차음성능 개선이 나타났다.

이 논문의 결과를 통하여 향후 허니컴패널의 확장연구에 도움이 될 것으로 생각된다. 또한 허니컴셀의 디자인의 변화에 따라 차음성능 개선에 도움이 됨을 확인 했다. 그리하여 항공, 건축, 철도 등 산업전반에서 사용되고 있는 허니컴패널의 차음성능 개선에 도움이 될 것으로 생각된다. 향후 MPP의 적용 및 전달행렬을 통한 복합 허니컴패널의 차음성능 예측과 개선방안 연구가 진행될 것이다.

후 기

이 논문은 전남대학교 학술연구비(2016-2721) 지원에 의하여 연구되었음.

References

- [1] Bang, S. O., K. S. Kim, S. H. Kim, S. G. Song and J. U. Cho(2011), Study on Compression Tests of Aluminum Foam and Honeycomb Sandwich Composites, Journal of the Korea Academia-Industrial cooperation society, 12(9), pp. 3802-3807.
- [2] Dym C. L. and M. A. Lang(1974), Transmission of sound through sandwich panels, Journal of the Acoustical Society of America, 56, pp. 1523-32.
- [3] Fahy, F. and P. Gardonio(2007), Sound and Structural Vibration, Academic Pr.
- [4] Gibson L. J. and M. F. Ashby(1997), Cellular Solids: Structure and Properties, Second edition, Cambridge University Press, Chapter 4.
- [5] ISO 717-1:2013, Acoustics e Rating of Sound Insulation in Buildings and of Building Elements e Part 1: Airborne Sound Insulation.
- [6] ISO 10140-2:2010, Acoustics - Laboratory measurement of sound insulation of building elements - Part 2: Measurement of airborne sound insulation, 2010.
- [7] Kim, H. G. and N. S. Choi(2004), Prediction of Mechanical Properties of Honeycomb Core Materials and Analysis of Interlaminar Stress of Honeycomb Sandwich Composite Plate, composites research, 17(1), pp. 29-37.
- [8] Kim, S. S. and J. U. Cho(2013), Analysis on the impact property of aluminum honeycomb core sandwich, Journal of Korean Society of Mechanical Technology, 15(1), pp. 61-66.
- [9] Kinsler, L. E., A. R. Frey, A. B. Coppens and J. V. Sanders(1999), Fundamentals of acoustics, Fundamentals of Acoustics, 4th Edition, Wiley, APPENDIXES A10.
- [10] Lin, H. J., C. N. Wang and Y. M. Kuo(2007), Sound transmission loss across specially orthotropic laminates, Applied Acoustics, 68(10), pp. 1177-1191.
- [11] Lord, R. D., P. Ford and A. W. Walker(1966), Sound Transmission Through Sandwich Constructions, Journal of Sound and Vibration, 5, pp. 9-21.
- [12] Moore, J. A. and R. H. Lyon(1991), Sound transmission loss characteristics of sandwich panel constructions, Acoustical Society of America, 89 (May).
- [13] NORSOK Standard C-002(2006), Architectural components and equipment, ch. 9.1 Insulation.
- [14] NORSOK Standard R-004(2005), Piping and equipment insulation, ch. 7.6 Guidelines for acoustic insulation.

- [15] Paik, J. K., A. K. Thayamballi and G. S. Kim(1999), The strength characteristics of aluminum honeycomb sandwich panels, *Thin-Walled Structures*, 35(3), pp. 205-231.
- [16] Yu, Y. H.(2007), A Study on the Evaluation of the Boarding Environment for the ship Vibration (on the Basis of ISO-6954 : 2000(E)), *Journal of the Korean Society of Marine Environment & Safety*, 13(4), pp. 107-112.

Received : 2017. 11. 27.

Revised : 2017. 12. 26.

Accepted : 2017. 12. 28.