

선박의 냉수제조기용 인클로우저에 대한 음향 삽입 손실 분석

Analysis of the Sound Insertion Loss of the Enclosure for the Chilled Water Plant in a Ship

한형석†·장천익*

Hyung Suk Han, Cheonik Jang

Key Words : Enclosure(인클로우저), Sound transmission loss(음향 투과 손실), Sound insertion loss(음향 삽입 손실), Sound reduction index(음향 감쇠 지수), 흡음계수(Absorption coefficient)

ABSTRACT

Enclosure is widely used for the sound insulation in a ship. But it is very difficult to estimate the sound insertion loss for the enclosure because the sound field between the enclosure and the machine is so complex. Therefore, it is usually estimated experimentally. In this research, sound insertion loss of the enclosure is estimated by theory assuming that the sound field in the enclosure is reverberation field. And the results from the theory are compared to those from the experiment.

1. 서 론

최근 선박산업의 발전과 더불어 선박에 대한 저소음화의 연구가 활발히 진행되고 있다. 특히 선박 내 공기 소음의 경우 선박 내에 거주하는 승조원들의 안락성 보장 차원에서 엄격히 규제되고 있다. 군함의 경우 MIL-Std-740-1[1]에 의해서 공기소음 규제를 수행하고 있으며, 승조원의 거주 환경에 따라 공기 소음 상한치를 구역별로 관리하고 있다. 장비의 경우 선박에 탑재되기 이전에 공장에서 공기소음 레벨을 측정하게 되는데, 공장 시험 시 공기 소음이 초과하여 문제가 될 경우의 대표적인 대책으로 인클로우저(Enclosure)를 사용한 차음 대책이 널리 사용 되고 있다. 따라서 인클로우저를 포함한 벽체의 음향 투과 손실과 차음특성에 대한 연구가 활발히 이루어지고 있다[2]~[5].

하지만 인클로우저 내부의 경우 소음 소스인 장비와 인클로우저의 간극이 매우 좁기 때문에 인클로우저의 음향 삽입 손실

에 대한 이론적 예측은 매우 힘들며 주로 실험에 의존하고 있는 실정이다. 이는 인클로우저와 소스 면(Source surface)이 그 사이에 긴 유체에 의해 긴밀하게 연성되기 때문에 방사되는 소스의 임피던스(Impedance)는 인클로우저의 동적 거동에 의해서 영향을 받기 때문이다. 또한 공기층의 파동 영역(Wave field)이 매우 복잡하여 모델링하기 힘들고, 공기층의 음향 영역에 대해 확률적 모델을 수행하는데 있어 공기층의 길이가 크지 않기 때문이다.

본 연구에서는 인클로우저 부재의 음향 투과 손실을 일차적으로 평가, 분석하고, 이후 인클로우저 내부를 단순 잔향 영역으로 가정하여 인클로우저의 음향 삽입 손실을 예측하였다. 또한 이론적 분석 및 실험을 통해서 인클로우저 부재의 음향 투과 손실과 인클로우저의 삽입 손실간의 차이를 분석하고자 한다. 이를 통해 인클로우저 부재의 음향 투과 손실 측정으로 인클로우저의 음향 삽입 손실을 예측하여 인클로우저 설계 시의 기준을 정립하고자 한다.

2. 인클로우저 부재의 음향 투과 손실(Sound Transmission Loss)

일반적으로 음향에너지(Sound Energy)는 인접한 유체에서 파동(Wave)으로 효과적으로 에너지를 받아들이는 마찰에 의해서 통과 중에 흡수되고 열로써 소산되며, 통과하는 음은 전

† 교신저자: 국방기술품질원 함정센터
E-mail : hshan@dtqa.re.kr
Tel : (055) 680-6393, Fax : (055) 681-7447

* 국방기술품질원 함정센터

달경로 내의 음향 임피던스의 큰 변화에 의해서 반사된다. 본 절에서는 우선 단일 벽체 및 이중벽체 구조의 인클로우저 부재에 대한 음향 투과 손실에 대한 이론적 분석 및 실험 결과를 기술하고자 한다.

2.1 무한 탄성 단일 벽체에 대한 음향 투과 손실

길이 무한하고 얇은 탄성 벽체에 대해 주파수 ω 에서의 평면파(plane wave)가 임의의 각도 ϕ 로 입사되는 경우 음향 투과 계수(Sound transmission coefficient)는 식(1)~(3)[6]과 같이 표현된다.

$$\tau = \frac{1}{[1 + (\omega m \cos \phi / 2\rho_0 c)^2]} \quad (1)$$

$$\cong \frac{1}{(\omega m \cos \phi / 2\rho_0 c)^2}, \quad (\omega < \omega_c)$$

$$\tau = \frac{1}{[1 + (\eta \omega m \cos \phi / 2\rho_0 c)^2]} \quad (2)$$

$$\cong \frac{1}{(\eta \omega m \cos \phi / 2\rho_0 c)^2}, \quad (\omega \cong \omega_c)$$

$$\tau = \frac{1}{[1 + (Dk^4 \sin^4 \phi \cos \phi / 2\rho_0 c \omega)^2]}, \quad \omega > \omega_c \quad (3)$$

여기서 k 는 수직 입사 시 파수, ϕ 는 입사각, τ 는 음향 투과 계수, c 는 음속, ρ_0 는 공기의 밀도, ω 는 주파수, m 은 벽체의 질량밀도, D 는 벽체의 굽힘 강성, ν 는 벽체의 프와송 비, η 는 손실계수(loss factor), ω_c 는 한계주파수(Critical frequency)이다.

여기서 한계주파수는 입사되는 음파가 벽체의 굽힘파와 같아질 때 최대가 되는 일치주파수(ω_{co})의 최소 주파수로 입사각이 90도일 때의 주파수이며 이는 식 (4)~(6)[6]과 같다. 일반적으로 이 주파수에서는 음향 투과 손실값이 급격히 감소하게 된다.

$$\omega_{co} = (m/D)^{1/2} (c/\sin \phi)^2 \quad (4)$$

$$\omega_c = c^2 (m/D)^{1/2}, \quad \omega_{co} = \omega_c / \sin^2 \phi \quad (5)$$

$$f_c = \frac{1}{2\pi} c^2 (\rho_s h)^{1/2} \left[\frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \right]^{-1/2} \quad (6)$$

여기서 f_c 는 한계주파수(Hz), ρ_s 는 벽체의 밀도, h 는 벽체의 두께, E 는 벽체의 영률이다.

일반적으로 확산음장(Diffused field)에서의 음향 투과 계수(τ_d)를 식 (7)과 같고 음향 감쇠 지수(Sound reduction index, R_d)는 식 (8)과 같다.

$$\tau_d = \frac{\int_0^{\pi/2} \tau(\phi) \sin \phi \cos \phi \, d\phi}{\int_0^{\pi/2} \sin \phi \cos \phi \, d\phi} \quad (7)$$

$$= \int_0^{\pi/2} \tau(\phi) \sin^2 \phi \, d\phi$$

$$R_d = R(0) - 10 \log_{10} [0.23R(0)] \quad [dB] \quad (8)$$

여기서 $R(0)$ 는 수직 입사 음향 감쇠 지수이다. 식(9)[6]는 자유음장에 대한 음향 감쇠 지수(R)의 실험적 표현이며 필드 입사 질량법칙으로 일반적으로 알려져 있다.

$$R_f = R(0) - 5 \quad [dB] = 20 \log_{10} (mf) - 47 \quad [dB] \quad (9)$$

한계 주파수 이후 확산음장에서의 음향 감쇠 지수(R_d)에 대해 Cremer[6]는 식(10)과 같이 제안하였다.

$$R_d = R(0) + 10 \log_{10} \left(\frac{f}{f_c} - 1 \right) + 10 \log \eta - 2 \quad [dB] \quad (10)$$

2.2 무한 탄성 이중 중공 벽체에 대한 음향 투과 손실

이론 및 실험적 분석에 따르면 벽체의 질량이 2배가 될 경우 소음은 약 5~6dB 정도밖에 감소되지 않는다. 따라서 보다 효과적인 차음 대책을 위해 이중 중공 벽체 구조를 도입하는 것이 바람직하다. 일반적으로 이중 중공 벽체의 이론적 해석은 단일 벽체에 비해 잘 개발되어 있지 않다. 이는 기구적 연결 효과와 불균일하게 분포되어 있는 감쇠효과들을 고려하기 힘들기 때문이다. 따라서 본 절에서는 단순한 평면파가 임의의 각도 ϕ 로 입사되는 경우 이중 중공 벽체에 대한 이론적 배경을 기술하였다.

벽체 내부 및 외부 유체가 모두 동일하다고 가정하면 음향 감쇠 지수는 $kd \ll 1$ ($\omega \ll c/d$) 인 경우에 대해 식 (11)~(14)[6]와 같다.

$$R = R(\phi, m_1) \quad [dB] \quad (\omega < \omega_0 \sec \phi) \quad (11)$$

$$R = R(\phi, m_1) + 20 \log_{10} \eta \quad [dB] \quad (\omega \cong \omega_0 \sec \phi) \quad (12)$$

$$R = R(\phi, m_1) + R(\phi, m_2) + 20 \log_{10} (2kd \cos \phi) \quad [dB] \quad (\omega > \omega_0 \sec \phi) \quad (13)$$

$$\omega_0 = \left(\frac{\rho_0 c^2}{d} \left(\frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} \right) \right)^{1/2} \quad (14)$$

여기서 m_1 는 1차벽체의 질량 밀도(m_1)와 2차벽체의 질량밀도(m_2)를 합친 총 질량밀도이며, $R(\phi)$ 는 입사각 ϕ 의 음파에 대한 음향 감쇠 지수(Sound reduction index), ω_0 는 2중 벽체의 질량-공기-질량 고유주파수 (Mass-air-mass resonance frequency)이다. 여기서 질량-공기-질량 고유주파수는 음향

감쇠(Acoustic damping)를 무시하고($\rho_0 c = 0$), 구조 감쇠 및 강성(Mechanical damping and stiffness)를 무시($r, s = 0$)했을 경우 음향 전달 계수가 최대가 되는 주파수이며 이 주파수에서는 음향 투과 손실이 급격히 떨어지게 된다.

$kd \ll 1 (w \ll c/d)$ 가 성립하지 않는 주파수, 즉 $kd \geq 1$ 이상 주파수에서는 공기층에서의 음향 공진이 발생하므로, 이를 고려하여 음향 감쇠 지수(R)는 음향 공진점 및 비공진점에서 식(15)와 (16)[6]으로써 표현된다. 여기서 n 은 1, 2, ...으로 임의의 정수이다.

$$R = R(\phi, m_1) \quad [dB], kd = n\pi, f = \frac{1}{2\pi} \frac{c}{d} (n\pi) \quad (15)$$

$$R = R(\phi, m_1) + R(\phi, m_2) + 6 \quad [dB], \quad (16)$$

$$kd = \frac{(2n-1)\pi}{2}, f = \frac{1}{2\pi} \frac{c}{d} \frac{(2n-1)\pi}{2}$$

2.3 인클로저 부재의 이론적 계산 및 실험 결과

인클로저 부재의 음향 투과 손실 평가는 한국기계연구원에서 수행하였다. 시료는 KS F2808에 따라 $10m^2(4.2m \times 2.4m)$ 의 규격으로 제작하였으며 Fig. 1의 잔향실에서 수행하였다.

인클로저 부재는 외판 1.6t(Steel), 공기층 75t, 내장판 0.8t(Steel)의 이중 벽체로 구성하였고 내부 흡음률 증가를 위해 내판의 경우 타공판을 사용하였다. 또한 이중 중공 파티션의 효과를 증가시키기 위해 공기층 내에 흡음재 (Mineral Wool $120kg/m^3$)를 사용하였다.

음향 투과 손실은 음원실 및 수음실의 이동형 마이크로폰을 가지고 평균음압을 구하여 식(17)[8]을 통해서 구하였다.

$$L_{p2} \cong L_{p1} - TL + 10 \log_{10} \left(\frac{S_w}{A} \right) \quad (17)$$

여기서 L_{p2} 은 수음실의 평균음압, L_{p1} 은 음원실의 평균음압, TL 은 음향 투과손실, S_w 는 시료면적, A 는 수음실의 흡음 면적이다.

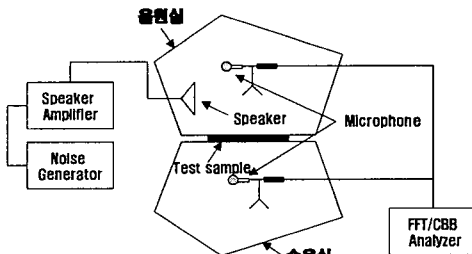


Fig. 1 Reverberation chamber for measuring TL

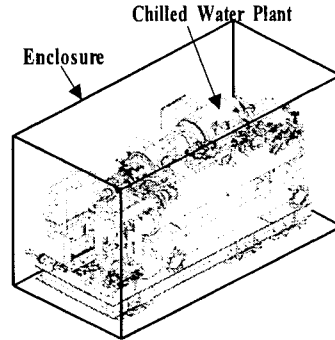


Fig. 2 Chilled water plant in a ship

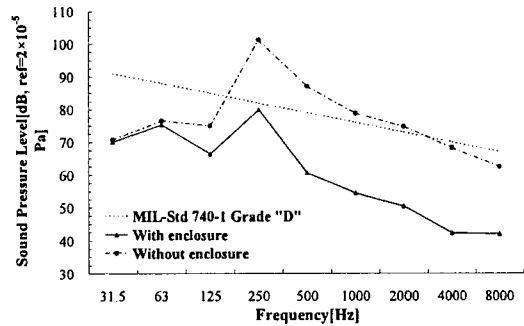


Fig. 3 Sound insertion loss of the enclosure of the chilled water plant

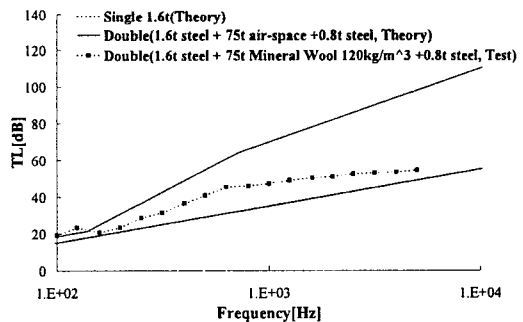


Fig. 4 Calculation and test results for sound transmission loss

Fig. 2는 본 연구에서 다루는 선박용 냉수 제조기이다. 이에 대해 공장에서 인클로저 적용 전 후 ISO 3744의 측정 방법에 따라 평균 음압을 측정된 결과 Fig. 3과 같음을 알 수 있었다.

Fig. 3에서 가장 문제가 되는 주파수는 250Hz로 인클로저 적용 후 음향 삽입 손실이 약 21dB 수준임을 알 수 있었다. 인클로저 부재에 대한 음향 투과 손실 측정 결과(한국기계연구원) 및 2.1, 2.2절의 이론식에 근거하여 음향 투과 손실을 계산한 결과는 Fig. 4과 같다. 여기서 이중 중공 벽체에 대한

질량-공기-질량 공진 주파수는 약 160Hz에서 발생하였다. 식 (4)를 통해 질량-공기-질량 공진 주파수 계산 결과 약 106Hz로 실험 결과 그 값이 훨씬 컸음을 알 수 있다. 이는 이론적 계산 결과의 경우 내부 흡음체에 의한 연결 강성을 무시했지만 실제로 내부 흡음체가 양쪽 벽체에 모두 연결되어 있으므로 이에 대한 강성 증가로부터 질량-공기-질량 공진 주파수가 증가된 것으로 보여진다. 공기층에 대한 음향 공진점의 경우 630~800Hz 사이에서 발생하였으며 이는 식(16)을 통해 계산한 결과 730Hz로 계산결과와 유사함을 알 수 있었다. 실제 투과 손실은 단일벽체에 비해서는 크지만 이중 벽체의 이론적 예측 결과에 비해서는 많이 작음을 알 수 있었다. 이는 내부 타공에 의한 차음 효과 저감 및 내부 공기층에 흡음재를 완전히 끼워 넣음으로써 이중 벽체의 효과가 저감되었기 때문으로 보여진다. 또한 공기층에 대한 음향 공진점(730Hz)이상에서는 이론 계산 결과가 음향 공진점에서 투과 손실량이 최소가 되는 현상(식 (14))을 고려하지 않았기 때문에 실험값에 대해 추가적인 오차가 포함되어 있다.

음향 투과 손실 측정 결과 가장 문제가 되는 250Hz에서 투과 손실 레벨이 28.5dB로 Fig. 3에서와 같이 실제 장비의 인클로저 적용 후 음향 삽입 손실보다 약 7.5dB 정도 많음을 알 수 있었다.

3. 인클로저의 음향 삽입 손실(Sound Insertion Loss) 예측

전 절에서 인클로저 부재의 음향 투과 손실과 인클로저의 삽입 손실간의 차이는 인클로저의 복잡한 내부 음장에 의한 효과 및 고체 전달음의 영향이라고 판단된다. 여기서 고체 전달음의 영향을 무시하고, 인클로저 내부 음장이 단순 잔향 음장(Reverberation field)이라고 가정하여 인클로저 내부 흡음률에 따른 음향 투과 손실과 삽입 손실간의 차이를 예측하고자 한다.

3.1 이론적 배경

인클로저의 음향 삽입 손실은 인클로저 적용 전 후 동일 지점에서의 음압차이로 식(18)[9]과 같으며 인클로저 적용 전 음압(L_{p0})과 인클로저 적용 후 음압(L_{p2})은 식(19)와 식(20)[9]과 같다.

$$IL = L_{p0} - L_{p2} \quad [dB] \quad (18)$$

$$L_{p0} = L_{w0} + 10 \log_{10} \left(\frac{Q_0}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \quad [dB] \quad (19)$$

$$L_{p2} = L_{w2} + 10 \log_{10} \left(\frac{Q_2}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \quad [dB] \quad (20)$$

여기서 L_{w0} 는 인클로저 적용 전 음향파워, L_{w2} 는 인클로

저 적용 후 음향파워, Q_0, Q_2 는 인클로저 적용 전, 후의 방향성 팩터(Directivity factor), R 은 실상수, r 은 측정점과 소스간의 거리이다.

인클로저 내부를 잔향 음장이라고 가정하고 측정 시료면으로 입사하는 음이 모두 흡수된다고 가정하면 수음실에서의 음향파워와 음원실에서의 음향 파워는 식(21)[9]의 관계를 가지게 된다.

$$W_2 = W_0 \left(\frac{S_e \alpha_e}{S_a} \right) \tau \quad [W] \quad (21)$$

여기서 W_2 는 인클로저에 의해서 방사되는 음향파워, W_0 는 소스(Source)의 음향파워, S_e 는 인클로저의 벽과 천정의 면적, α_e 는 인클로저의 벽과 천정의 흡음률(≈ 1.0), S 는 인클로저의 총 면적(= $S_e + S_f$), S_f 는 인클로저의 바닥 면적, a 는 인클로저의 평균 흡음률, τ 는 바닥을 포함하지 않은 인클로저의 투과 손실이다.

여기서 인클로저 적용 전후의 방향성 팩터가 동일하다고 가정하면 식(18)~(20)으로부터 삽입손실은 식(22)[9]와 같이 인클로저 적용 전,후의 음향파워로 표현할 수 있으며 식(21)로부터 이는 음향 투과 계수와 내부 평균 흡음률로 표현할 수 있다.

$$IL = L_{w0} - L_{w2} = 10 \log \left(\frac{W_0}{W_2} \right) \quad (22)$$

$$= 10 \log \left(\frac{S_a}{S_e \alpha_e} \frac{1}{\tau} \right) \quad [dB]$$

여기서 흡음률의 경우 내부 음장이 잔향 음장이라고 가정했을 때 식(23)[9]과 같이 Sabine의 식을 적용하면 잔향시간에 따른 인클로저 내부의 흡음계수를 예측할 수 있으며, 따라서 이를 가지고 인클로저의 음향 투과 손실 대비 삽입 손실 저감량을 예측할 수 있다.

$$A = \alpha S = 0.161 \frac{V}{T} \quad (23)$$

여기서 A 는 흡음면적, S 는 바닥을 포함한 인클로저 내부 면적, V 는 측정실의 체적, T 는 잔향시간이다.

3.2 냉수제조기 인클로저의 음향 투과 손실과 삽입 손실 차이 예측

인클로저에 의한 음향 투과 손실과 삽입 손실의 차이를 Sabine식을 이용한 흡음계수에 따라 예측해 보면 Fig. 5과 같다. 여기서 인클로저 및 냉수제조기의 치수는 Table 1과 같다. Fig. 5에서 내부 250Hz에서 잔향시간이 0.5초($\pm 50\%$)라

고 가정했을 경우 흡음률은 0.1~0.3정도로 이를 통해 음향 삽입 손실량을 계산해 보면 음향 투과 손실 대비 약 1.8~6.6dB 정도 차이가 날 것으로 예측된다.

실제로 냉수 제조기에 대한 인클로우저의 삽입 손실 측정 결과는 Fig. 6과 같으며 앞 절에서 언급했듯이 250Hz에서 벽체의 투과 손실과 삽입 손실간의 차이가 약 7.5dB으로 본 절의 가정을 통한 음압 상승 예측보다 더 큰 값의 차이를 보였다. 이는 본 절의 가정에 고체 전달음이 고려되지 않았고 인클로우저 내부를 단순 잔향 공간이라고 가정한 것 때문으로 예측된다. 따라서 인클로우저의 내부 흡음계수에 따른 음향삽입 손실과 투과 손실간의 차이와 고체전달음에 대한 음향 상승분을 포함한 여유분을 추가로 고려해서 인클로우저를 설계하는것이 바람직 할 것으로 생각된다.

또한 고주파로 갈수록 음향 삽입 손실과 투과 손실간의 차이가 커지는 것을 알 수 있었다. 이는 소음 시험을 공장 내에서 수행하였기 때문에 인클로우저 적용 후 장비의 소음 레벨이 고주파에서 배경소음(Background noise)과 차이가 크지 않거나 배경소음 보다 작아서 삽입 손실량을 정확하게 측정하지 못했기 때문으로 판단된다. 따라서 보다 정확한 측정을 위해서는 배경소음이 장비 소음에 비해 충분히 작은 무향 공간에서 수행되어야 할 것으로 판단된다.

시험 결과 및 적절한 가정을 통한 계산으로부터 인클로우저 부재의 음향 투과 손실 측정과 인클로우저 내부의 흡음률 데이터를 가지고 인클로우저의 음향 삽입 손실의 근사적 예측이 가능할 것으로 판단된다.

3.3 인클로우저의 삽입 손실 추가 개선 분석

인클로우저의 경우 시공이 되고 난 이후 성능이 나오지 않을 경우 그 개선이 쉽지 않다. 장비의 고체 전달음을 최소화 하고 틸새에 대한 대책을충분히 적용한 이후에도 성능에 문제가 생기는 경우 인클로우저를 새로 제작하는 경우가 발생하기도 한다. 전절에서도 언급하였듯이 인클로우저의 음향 삽입 손실의 예측에는 많은 가정들이 수반되기 때문에 그 정확도가 떨어질 수밖에 없다. 따라서 본 절에서는 3.2절에서 예측한 결과에 대해서 가장 문제가 되는 250Hz 소음에 대해서 추가적인 차음 대책을 수립하고자 한다.

Table 1 Dimension of the chilled water plant and enclosure

Items	Value	unit
W	4.6	m
D	2.1	m
H	2.5	m
W-chiller	4.1	m
D-chiller	1.6	m
H-chiller	2.0	m

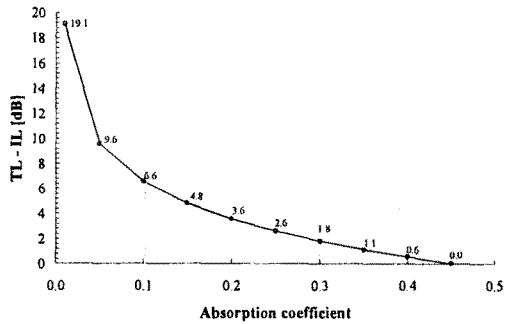


Fig. 5 Estimated difference between sound transmission loss and insertion loss of the enclosure according to the average absorption coefficient in the enclosure

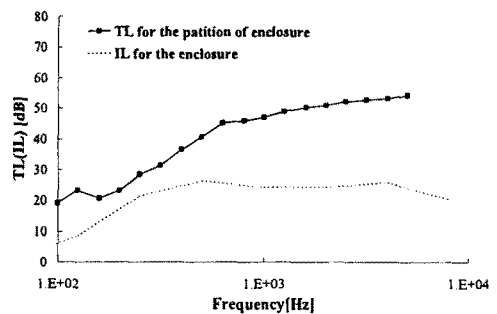


Fig. 6 Test results of the sound transmission loss and insertion loss of the enclosure

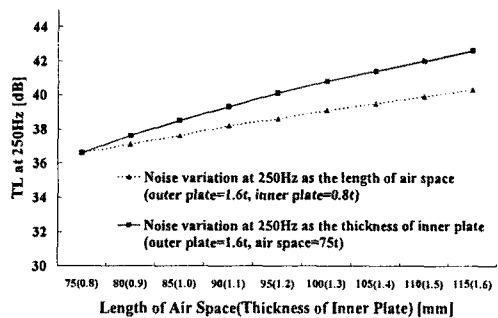


Fig. 7 The variation of TL at 250Hz according to the length of air space and the thickness of the inner plate

내부 타공판의 두께 및 공기층의 변화에 따른 음향투과손실은 250Hz에 대해 2.2절의 이론식을 이용하여 예측해 보면 Fig. 7과 같다. Fig. 7의 음향 투과 손실은 실제 음향 투과 손실보다 큰 값이지만 각 경우에 대한 차이를 가지고 상대적으로 어느 정도 음향 투과 손실 및 삽입 손실이 개선 가능한지 예측할 수 있다. 여기서 외측 강판의 두께를 고정된 상태에서 내측

강판의 두께 및 공기층의 변화에 따른 음향 투과 손실 예측 결과 공기층의 두께를 늘리는 것 보다 내장재의 두께를 증가시키는 것이 음향 투과 손실을 보다 효과적으로 개선시킬 수 있을 것으로 판단된다.

4. 결 론

장비의 소음 저감을 위해 사용되는 차음 벽체의 경우 이중 중공 벽체를 사용하게 되면 단일 벽체에 비해 차음 특성이 매우 향상된다. 본 논문에서는 선박의 냉수 제조기 소음 저감을 위해 적용되는 인클로우저에 대해 이중 중공 벽체를 이용하여 소음 저감 대책을 수립하고 실험을 통해 음향 투과 손실을 측정하였다. 하지만 일반적으로 인클로우저의 음향 삽입 손실의 경우 음향 투과 손실에 비해 낮은 값을 가지게 된다. 따라서 선박에 장착되는 냉수 제조기용 인클로우저의 삽입 손실을 예측하기 위하여 인클로우저 부재의 음향 투과 손실을 측정하고, 인클로우저 내부 음장을 잔향 공간이라고 가정하였다. 이를 통해 인클로우저의 음향 삽입 손실은 잔향시간이 0.75초라고 가정 했을 때 Sabine 식을 가지고 유추한 흡음계수를 가지고 계산하였고 계산결과 음향 투과 손실에 비해 약 6.6dB 상승될 것으로 예측되었다. 하지만 실제 음향 삽입 손실에는 벽체의 고체 전달음이 추가되기 때문에 음향 삽입 손실량은 음향 투과 손실에 비해 좀 더 큰 차이를 가질 것으로 예측된다. 또한 추가적인 인클로우저 성능 개선을 위해 이론적 계산으로 음향 투과 손실을 유추해본 결과 내장재의 두께를 키우는 것이 공기층 두께를 키우는 것에 비해 보다 효과적이라고 판단되며 0.8mm에서 1.6mm로 내장재 두께를 변경시켰을 때 250Hz에서 약 6dB정도 음향 투과 손실이 향상될 것으로 예측되었다.

실제 인클로우저의 경우 내부음장이 매우 복잡하기 때문에 본 논문의 가정을 통해 얻어진 결과는 근사치일 뿐이지만, 이러한 가정 및 계산을 통해 음향 투과 손실 측정으로 음향 삽입 손실을 근사적으로 예측함으로써 차음 대책을 수립하는데 있어 유용하리라 생각된다. 추후 선박에 적용되는 다양한 인클로우저에 대한 데이터들을 추가로 수집하여 음향 삽입 손실과 투과 손실의 차이에 대해 추가 분석 및 데이터베이스를 구축할 예정이다.

참 고 문 헌

- (1) MIL-STD-740-1, 1986. "Airborne Sound Measurement and Acceptance Criteria of Shipboard Equipment", Department of Defense Naval Sea Systems, USA.
- (2) Park, S. H., 2007, "Prediction and Measurement of Sound Transmission Loss for Multi-layered Acoustic Materials", Journal of KSNVE, Vol.17, No.11, pp.1013~1020.
- (3) Kang, H. J., 1997, " Sound Transmission Loss

of Double Panels(0) : A Double Wall with air Cavity", Journal of KSNVE, Vol.7, No.6, pp.945~952.

(4) Kim, B. K., Kim, J. S., Kim, H. S., Kang, H. J., Kim, S. R., 2003. "A Study on the Sound Insulation Performance of the Composite-Material Panel for Railroad Vehicle", Vol.6, No.1, pp.10~14.

(5) Won, S. G., Jung, W. B., Seo, Y. S., 2005. "The Analysis of Transmission Characteristics of Closed Structure with Internal Source Using FEM/BEM", Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp.900~904.

(6) Frank Fahy, 1985, "Sound and Structural Vibration-Radiation, Transmission and Response", Academic Press

(7) Pierce, A. D., 1981, "Acoustics: An Introduction to its Physical Principles and Applications.", McGraw-Hill, New York.

(8) KS F 2808, 2001, "Laboratory measurement of airborne sound insulation of building elements", KS, Korea.

(9) Irwin, J. D., Graf, E. R., 1979, "Industrial Noise and Vibration Control", Prentice-Hall, Inc.