

통계적 에너지 해석법에 의한 강구조물의 고체음전달에 관한 연구

안시영 · 장준표
수송시스템공학부

<요 약>

조용하고 편안한 선박을 만들기 위해 선박의 소음문제에 대처하는 최선의 방법은 문제가 발생하기전에 초기설계단계에서 철저한 소음예측을 수행하고 이에 따른 예방대책을 수행하는 것이다. 특히 선박에 있어서는 고체음의 전달특성이 좋은 강판으로 구성되어 있으므로 기관실에 인접된 수음실을 제외하면 공기음보다는 고체음의 영향이 더 크다고 할 수 있다. 때문에 고체음에 대한 소음해석방법의 개발이 필요하고 이러한 고체음에 대한 해석방법으로 통계적 에너지 해석법(Statistical Energy Analysis: SEA)이 잘 알려져 있다.

본 논문에서는 SEA법의 기본이론 정립 및 SEA이론을 토대로 고체음을 계산하는 프로그램을 개발하고 SEA법의 타당성을 확인하기 위해 강구조 모델을 이용하여 수치이론 계산을 하였고 참고문헌[4]의 자료와 비교하여 타당성을 확인하였다. 또한 구조물의 재료에 따른 고체음전달특성을 이상화된 선박을 모델로 하여 검토하여 보았다.

PREDICTION OF STRUCTURE - BORNE SOUND TRANSMISSION IN STEEL STRUCTURES USING STATISTICAL ENERGY ANALYSIS

S. Y., Ahn · J. P., Jang
School of transportation system engineering

<Abstract>

The noise levels on board ship must be predicted in the stage of initial design in order to build a quite and comfortable ship. In the noise within a steel structure like a ship, structure - borne sound has greater influence than air-borne sound. It is well known that

Statistical Energy Analysis(SEA) is one of the most useful analytical method to predict transmission loss of structure - borne noise.

In this paper, SEA is applied to get analytical estimates of structure-borne sound transmission loss in a steel structure model and an idealized ship model. It is found that the calculated results obtained by SEA have good agreements with some measured data.

1. 서 론

최근 몇 년동안 생활환경이 향상되어 갑에 따라 선박에 있어서도 거주구 및 작업구역에서의 쾌적한 환경이 요구되어져 오고 있다. 선박에 있어서 쾌적한 환경을 이루기 위한 조건으로 선내 소음저감 문제는 선원 및 여객의 청력보호, 정신신경적안전 및 작업능률향상을 위한 쾌적환경조성 관점에서 비롯되어 1970년의 ILO(The International Labour Organization) 해사협회에서도 '선내선원설비 그 외의 작업구역내의 유해한 소음의 규제에 관한 권고(제 141호)'가 채택되어지고 각국 정부에 선내소음의 규제를 행하는 제도를 설치토록 권고하고 있으며 IMO(International Maritime Organization)에서 소음규제에 관한 국제적인 공통의 협조를 설정하는 것을 목적으로 1980년 10월에 "The Code Noise Levels in Ships" 이 책정되어져 조선계약 사양서등에 허용한계치가 명시되어지고 이에 따라 그 중요성이 나날이 강조되어 가고 있다.

선박에 있어서는 주기를 비롯하여 각종 보기류 등의 소음원이 설치되어 있을 뿐만 아니라 음원과 수음실이 인접되어 있고 또 이들 사이에는 고체음의 전달특성이 좋은 강판으로 구성되어 있으면서 복잡한 형상의 구조물로 이루어져 있기 때문에 고체음과 공기음이 복합되어 전파되고 있다. 그런데 공기음은 소음원실과 그 인접격실에만 영향을 미치는 반면에 고체음은 소음원과 상당히 거리가 떨어진 격실에서도 그 영향이 나타나게 된다. 이러한 사실로 부터 선내소음예측에 있어서 고체소음전달해석은 가장 중요한 사항이 됨을 알 수 있다. 따라서 선박의 소음문제에 대처하는 최선의 방법은 문제가 발생하기전에 설계단계에서 부터 철저한 사전 소음예측을 수행하고 이에 따른 예방대책을 수립하는 것이다.

선박의 소음해석 방법중 고체음전달 해석방법으로서는 첫째 실전선 계측치를 기초로한 경험적 방법[1,2]과 둘째로 도파관 이론[3] 및 유한요소법과 통계적 에너지 해석법(SEA)[4-7,16,17]에 의한 방법이 있다. 그리고 이중 통계적 에너지 해석법(Statistical Energy Analysis : SEA)은 1960년대 초부터 연구가 시작되어 1970년도 초에 Lyon[5] 등에 의해 이론적인 체계가 확립되었으며, 그 이후 통계적 에너지 해석이론에 필요한 가정의 재정립 및 매개변수들에 대한 연구와 더불어 우주·항공기 분야의 진동·소음이론해석에 이용되어 왔으며 복잡한 구조물의 고주파수 진동해석에 SEA법을 이용한 논문들이 많이 발표되어 강판으로 구성된 구조물의 가청주파수 영역인 100Hz 이상의 고주파수 소음해석에 강력한 해석법으로 알려져 있다. 따라서 본 논문에서는 SEA법의 기본이론 정립 및 SEA이론을 토대로 고체음을 계산하는 프로그램을 개발하고 SEA법의 타당성을 확인하기 위해 철구조 모델을 이용하여 수치이론 계산을 하였고 참고문헌[4]와 비교하여 타당성을 확인하였다. 또한 구조물의 재료에 따른 고체음전달특성을 이상화된 선박을 이용하여 검토하여 보았다. 비교모델의 경우 SEA법 적용의 신뢰성을 확인할 수 있었으며 선체모델의 경우는 내장판의 종류에 따른 고체음전달특성을 알아보았는데 선체 상부구조요소로 올라감에 따라 내장판의 효과가 크게 나타나며, 하층요소는 상대적으로 내장판의 효과가 줄어들음을 알 수 있었다.

2. 통계적 에너지 해석법

2.1 정식화

SEA법의 기본이론은 대상 시스템의 에너지 평형이라 할 수 있다. 즉, 전체시스템을 세부시스템들의 결합으로 간주하고 정상상태에서 각 세부시스템에 유입 및 유출되는 파워는 같다는 원리에 기초하고 있다. SEA법에서는 복잡한 구조물이나 선박같은 대형구조물을 모델링하는 경우 다수의 세부시스템로 분류되어지고 각 세부시스템은 주어진 주파수 범위내에서 공진모드를 가지는 진동체로 여겨진다. 각 진동체는 에너지를 탄성에너지 또는 관성에너지의 형태로 저장하며 감쇠에 의해 소실된다. 그리고 이 에너지는 결합요소에 의해 다른 세부시스템으로 전달되어진다. 세부시스템의 평균에너지는 평형관계식에 의해 얻어진다.

그림1은 n개의 요소로 구성된 세부시스템사이의 파워흐름을 나타낸 것으로 평형조건식은 다음과 같다.

$$P_i^{in} = P_i^d + \sum_{j=1, j \neq i}^n P_{ij} \quad (2.1)$$

여기에서 P_i^{in} 는 요소 i의 외부입력파워, P_i^d 는 요소 i의 내부손실파워, P_{ij} 는 요소 i로부터 요소 j에의 실제 전달파워이다.

이 때 중심각주파수(center frequency) ω , 밴드폭 $\Delta\omega$ 인 주파수 범위에서 요소 i의 모달에너지를 E_{mi} , 요소 i의 모드수를 N_i , 내부손실계수(internal loss factor)를 η_i 라 하면 내부손실 파워 P_i^d 는

$$P_i^d = \omega \eta_i N_i E_{mi} \quad (2.2)$$

또, 요소 i와 j의 결합손실계수(coupling loss factor)를 η_{ij} 라 하면 실제 전달파워 P_{ij} 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} P_{ij} &= P_{ij}^i - P_{ji}^j \\ &= \omega \eta_{ij} N_i E_{mi} - \omega \eta_{ji} N_j E_{mj} \end{aligned} \quad (2.3)$$

가 된다.

식 (2.2), (2.3)를 식 (2.1)에 대입하면 파워흐름의 평형식은 다음과 같이 고쳐 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} P_i^{in} &= \omega \eta_i N_i E_{mi} + \sum_{j=1, j \neq i}^n \omega \eta_{ij} N_i E_{mi} - \sum_{j=1, j \neq i}^n \omega \eta_{ji} N_j E_{mj} \\ &= \omega N_i \left\{ (\eta_i + \sum_{j=1, j \neq i}^n \eta_{ij}) E_{mi} - \sum_{j=1, j \neq i}^n \eta_{ji} E_{mj} \right\} \end{aligned} \quad (2.4)$$

식 (2.4)을 행렬로 표시하여 보면

$$\{ P^m \} = w[A] \{ E_i \} \quad (2.5)$$

이 된다. 이때 식 (2.5)은 SEA법의 지배방정식으로서 이 식은 $E_i (i=1,2, \dots, n)$ 을 미지수로 한 연립 방정식을 나타내고 이 연립방정식을 대상주파수 밴드에 대해서 풀면 각 요소의 진동에너지 E_i 를 구할 수 있다. 여기에서 $\{ P^m \}$ 와 $\{ E_m \}$ 는 모든 요소의 외부 입력파워와 모드에너지를 표현하는 벡터이고 $[A]$ 는 정방행렬을 나타낸다.

일반적으로 우리가 계측 또는 평가할 수 있는 것은 구조물의 진동가속도이다. 평판의 경우에 진동에너지 E_i 와 진동가속도 a 및 진동가속도레벨 L_a (dB)와 의 관계는 다음과 같이 주어진다.

(1) 가속도 (Acceleration)

$$\langle a^2 \rangle_i = \frac{\omega^2}{\rho_b S} E_b \quad (2.6)$$

여기에서 $\langle a^2 \rangle$ 는 평판의 공간·시간2승평균가속도 ($(\text{m/s}^2)^2$), ρ_b 는 평판의 면밀도 (kg/m^2), S 는 평판의 면적 (m^2), E_b 는 평판의 시간평균진동에너지 (J)이다.

(2) 진동가속도레벨 (L_a)

$$L_a = 10 \log \left(\frac{a}{a_{\text{ref}}} \right)^2 \text{ (dB)} \quad (2.7)$$

여기에서 a 는 관심가속도 (m/sec^2), a_{ref} 는 기준가속도 (10^{-5}m/sec^2)이다.

2.2 주요인자

SEA법의 계산식에 포함된 지배적인 인자는 요소의 모드밀도 $n_i(f)$, 요소사이의 결합손실계수 η_{ij} , 요소의 내부손실계수 η_i 이다. 이들 인자들은 실험 또는 계산에 의해 구해지며 다음과 같은 식으로 표시된다.

(1) 모드 밀도(Modal density)

모드 밀도 $n(f)$ 는 단위 주파수당 평균 공진 모드수로 정의 되며 SEA계산의 타당성을 보장하기 위해서는 밀도가 높아야 한다[14]. 모드 밀도의 산정은 실험적인 방법으로 구할 수도 있으나 주로 이론식이 많이 이용되며 해석정밀도가 충분한 것으로 입증되고 있다. 본 논문에서

모드밀도 $n(f)$ 를 구하는 과정과 관계식들은 다음과 같다[15].

$$n(f) = \frac{\sqrt{3} \cdot S}{t \cdot C_l} \text{ modes / Hz} \quad (2.8)$$

여기에서, C_l 는 판의 종파 속도 (m/sec)로서 $C_l = \sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}}$ 와 같이 정의된다.

여기에서 t 는 판두께 (m), S 는 판의 면적 (m^2), E 는 판의 탄성계수 (N/m^2), ρ 는 판의 밀도 (kg/m^3), ν 는 판의 포아송비 (= 0.31)이다.

모드밀도는 공진 모드수(mode count) N 과 modal separation $\delta(f)$ 와 관련이 있다. 주파수 밴드폭 Δf 내의 공진 모드수 N_i 는

$$N_i = n_i(f) \cdot \Delta f(\text{modes}) \quad (2.9)$$

SEA법의 적용이 가능하기 위해서는 octave band인 경우에는 N 이 16 이상, one-third octave band인 경우에는 N 이 6 이상이 되는 것이 바람직하다[12].

손실계수(loss factor)는 요소간 파워의 이동 및 요소 내부에서 소멸되는 파워에 대한 척도로서 결합손실계수 η_{ij} 와 내부손실계수 η 로 구분된다. 결합손실계수 η_{ij} 는 요소간의 모드에너지 차이에 비례하는 파워의 이동과 관련되는 것으로서 어느 한 요소에서 볼 때 타 요소와의 결합으로 인한 파워의 유출, 즉 손실을 의미한다. η_{ij} 의 산정은 실험적으로 구하는 것은 어려우므로 일반적으로 이론식에 의해서 구해지고 있으며 간단한 경우에 대한 이론식은 다음과 같다.

(2) 결합손실계수

평판이 결합된 경우

$$\eta_{ij} = \frac{C_{gi} L_{ij}}{\pi \omega S_i} \cdot \tau_{ij} \quad (2.10)$$

여기에서 C_{gi} 는 요소 i 의 군속도 (m/sec), L_{ij} 는 요소 i 와 j 의 결합길이 (m) τ_{ij} 는 요소 i 및 j 의 결합형상에 따른 전달효율이며,

$$C_{gi} = 2C_B, \quad C_B = \left[\frac{Eh^2\omega^2}{12(1-\nu^2)\rho} \right]^{\frac{1}{4}}$$

C_B ; 판의 굽힘 전파 속도 (m/sec)

(3) 내부손실계수

요소 내부의 진동에너지는 내부감쇠 및 음향방사에 의한 에너지 손실이 발생한다. 내부손실계수 η 는 이 손실과 관계되며 단위시간당 손실에너지와 요소에 존재하는 평균에너지의 비로서 정의되고 다음식과 같이 표현된다.

(i) 단일판일 경우

$$\eta = \frac{P_{i,d}}{\omega E_i} \quad (2.11)$$

여기서, 내부손실계수 η 와 반출력 밴드폭(half power bandwidth) Δf , 감쇠율(decay rate) DR 및 잔향시간(reverberation time) T_{60} 과는 다음과 같은 관계가 있다[16]. 여기에서 잔향시간(reverberation time) T_{60} 이란 실내에서 일정한 세기의 소리를 공급하여 정상상태로 되었을 때 음원으로 부터 발성을 중지시켜 실내의 평균 에너지 밀도가 초기치보다 60dB 감쇄하는데 요하는 시간을 말한다.

(a) 반출력 밴드폭, Δf (Hz) :

$$\eta = \frac{\Delta f}{f} \quad (2.12)$$

시험편의 mobility 등을 측정하고, 각 공진점의 peak로 부터 반출력 밴드폭 Δf 및 공진 주파수 f 를 구한 후 식(2.12)에 의해서 단일 모드에 대한 내부손실계수 η 를 결정한다. 그러나, 만일 공진 모드수 N 이 많은 경우 혹은 모드중첩(modal overlap, $\frac{\Delta f}{\delta f}$)이 큰 경우는 밴드폭 내의 공진모드들에 대한 평균 η 를 결정하기가 어려운 단점이 있다.

(b) 감쇠율, DR (dB/sec) :

$$\eta = \frac{DR}{27.3f} \quad (2.13)$$

(c) 잔향시간, T_{60} (sec)

$$\eta = \frac{2.2}{f \cdot T_{60}} \quad (2.14)$$

시험편을 충격가진기(impact hammer) 등에 의해서 충격가진을 시킨다음, 가진 정지 후의 감쇠파형으로부터 DR 혹은 T_{60} 을 측정하여 식 (2.13),(2.14)으로 부터 내부손실계수 η 를 결정하는 방법으로서 실험방법이 비교적 쉬우며, 또한 정도가 높기 때문에 널리 사용되고 있다.

(ii) 복합판일 경우[13]

$$\eta_e = \eta_s + \sum \eta_i \quad (2.15)$$

$$\eta_i = \eta_i \frac{A_i m_i \langle V_i^2 \rangle}{A_s m_s \langle V_s^2 \rangle}$$

여기에서 η_e 는 등가내부손실계수, η_s 는 강판벽의 내부손실계수, η_i 는 부가내부손실계수, η_i 는 내장벽의 내부손실계수, A_i 는 강판의 면적 (m^2), m_i 는 강판의 면밀도(ρt) (kg/m^2), $\langle v_i^2 \rangle$ 는 강판의 평균제곱 종파속도 (m/sec), A_s 는 내장판의 면적 (m^2), m_s 는 내장판의 면밀도(ρh) (kg/m^2), $\langle v_s^2 \rangle$ 는 내장판의 평균제곱 종파속도 (m/sec)이다.

3. 수치계산

본 논문에서는 강구조물의 고체음 전달해석을 수행하기 위하여 SEA법의 해석이론을 토대로 작성한 전산프로그램을 이용하여 수치해석결과를 참고문헌[4]에 수록된 결과와 비교, 검토해 보았다. 우선 비교모델로서는 그림2에 나타낸 바와 같이 두께 2.4mm인 강판 16개와 두께 3.2mm인 강판 6개로서 총 22개의 강판으로 이루어진 간단한 구조물을 채택하여 각 판요소간의 상대적 고체음 전달손실레벨값을 비교, 검토하였다. 여기에서 프로그램 입력은 판요소 2에 1watt의 백색잡음(white noise)이 주어졌다고 가정되었고, 계산결과는 판요소 2와 타 요소와의 사이의 전달손실(transmission loss)레벨 차이를 구하였다. 계산 주파수 밴드는 one-third octave band로서 중심주파수 0.2kHz에서 12.5kHz까지 계산하였다. 그리고 모드수는 2장에서 설명한 (2.10)식을 이용하여 구하였으며 내부손실계수는 참고문헌자료를 이용하였다.

또한 본 논문에서 적용한 선박은 일반화물선으로 길이 63m인 선박을 두께 7mm인 강판 72개의 요소로 그림3과 같이 이상화하여 해석하였다. 이상화된 선체모델에서는 실제 선박의 고체음해석을 위한 근간으로서 판요소가 강판일 때와 내장판넬이 부가된 경우 3가지 재료(glasswool, rockwool, plywood)로서 내장재료에 따른 고체음전달특성을 파악하기 위하여 비교 계산하여 보았다. 한편 선체모델의 요소중 본 논문에서 결과로 나타낸 요소는 소음의 주관심의 대상으로서 선체 상부구조물인 선실과 wheel house의 결과만을 표시하였다. 프로그램 입력은 전체 판요소중 기관실의 바닥인 판요소 8에 1watt의 백색잡음(white noise)이 주어졌다고 가정되었고, 계산결과는 판요소 8의 계산결과로서 얻은 가속도레벨을 가지고 각 선실과 조타실의 전달손실레벨을 구하였고 또한 3가지 내장판넬의 재료에 따라 각 재료별로 판요소 8과 타요소 사이의 전달손실(transmission loss)레벨 차이를 구하였다. 계산에 사용된 주파수 밴드는 octave band로서 중심주파수 63Hz에서 8kHz까지 계산하였다. 그리고 모드수는 (2.10)식을 이용하여 구하였으며, 내부손실계수는 각 재료별로 전산프로그램에 입력하였고 plywood가 부착된 복합판에 대해서는 (2.15)식에 주어진 식을 사용하였고 강판과 나머지 복합판은 참고문헌[13]를 이용하였다.

4. 계산결과

4.1 비교모델

그림4,5,6,7는 1/3 옥타브 밴드 중심 주파수로 참고문헌[4]의 계산치와 실험치 그리고 본논문의 계산치의 비교이다. 이들 그림에서는 참고문헌의 계산치와 실험치가 본 연구의 계산치와 정

성적, 정량적으로 거의 일치함을 알 수 있으며, 다만 저주파수 부근에서 약간의 오차가 보이지만 2-3dB정도내의 오차이며 고주파수 부근에서는 본 연구의 계산치가 참고문헌의 계산치보다 오히려 참고문헌의 실험치에 더 가까운 것을 볼 수 있다. 그리고 4000Hz에서 갑자기 전달손실레벨값이 크게 올라가는 것은 이 주파수가 한계주파수이기 때문이라고 보여지고 여기에서 오차가 생긴 이유는 SEA법의 주요인자인 내부손실계수의 오차때문이라 보여진다. 그러나 결과적으로 보면 강구조물의 고체음 전달해석에 SEA법이 유용하게 사용되어질 수 있으리라 본다.

4.2 선체모델

그림8는 1/1 옥타브 밴드 중심 주파수로 단일강판으로만 되어있을 때의 고체음전달특성을 나타낸 것으로 전주파수 대역에서 거의 균일한 전달손실레벨값을 보이고 있다. 또한 진동원인 기관실의 바닥에서 멀어질수록 전달손실이 증가되는 것을 알 수 있다.

그림9,10,11은 강판 및 3가지 내장판넬을 부착했을 경우, 1/1 옥타브 밴드 중심 주파수로 고체음전달특성을 나타낸 것으로 기관실의 바로 위에 위치한 1층선실과 3층선실 및 조타실에서 고체음 전달손실레벨값을 보여준다. 이들 그림에서 단일강판으로 표시된 선은 그림8과 동일함을 보여주고 있다. 그리고 내장판넬에 따른 전달특성을 보면 glasswool은 단일강판과 같이 전 주파수 대역에서 전달손실레벨값이 균일하지만 단일강판보다는 전달손실레벨이 크므로 내장판의 효과를 알 수 있다. plywood는 저주파수 대역에서는 glasswool보다 내장판효과가 적지만 고주파수대역으로 갈수록 전달손실레벨값이 커져 고주파수에서는 강판과 3가지 내장판넬 중에 내장판효과가 가장 좋은 것을 볼 수 있다. 그리고 rockwool은 저주파수 대역에서는 4가지 재료중 가장 큰 전달손실레벨값을 보이고 있지만 고주파수로 갈수록 전달손실레벨값이 크게 떨어져 고주파수 대역에서는 내장판의 효과가 줄어드는 것을 볼 수 있다.

5. 결 론

본 논문에서는 SEA법을 이용하여 참고문헌의 전달손실레벨과 본 연구의 결과를 가지고 고체소음의 전달특성을 고찰하여 보았으며, 또한 내장판이 부착된 경우의 고체음전달특성을 해석 분석한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 비교모델의 경우 참고문헌의 결과와 본논문의 결과치가 전 주파수 범위를 통해 2-3dB 정도내에서 잘 일치하므로 SEA법 적용의 신뢰성을 확인해 볼 수 있었다.
- (2) 이상화된 선체모델에서 적용된 내장판의 종류에 따른 전달특성은 고주파 대역에서는 plywood, 저주파수 대역에서는 rockwool 이 높은 전달손실값을 보였으며, glasswool은 주파수에 관계없이 거의 일정한 손실값을 가짐을 확인하였다. 또한, 일반선체모델의 경우 선체상부구조요소로 올라감에 따라 내장판의 효과가 크게 나타나며, 하층요소는 상대적으로 내장판의 효과가 줄어들음을 알 수 있었다.

이상으로 참고문헌의 비교모델계산결과와 이상화된 선체모델의 계산결과를 바탕으로 이를 확장, 차후 보다 정도높은 해석을 위해서는 계산인자에 대한 실험을 통한 계통적 database의

확보가 필요함을 알 수 있었다. 또한 앞으로의 연구로 고체음과 공기음이 결합된 경우의 SEA 법 해석이 필요하다.

참 고 문 헌

- [1] J.H. Janssen, J. Buiten, "On Acoustical Designing in Naval Architecture", Inter-Noise 73, 1973.
- [2] J. Buiten and H. Andersen, "Simplified for Predicting Sound Level in Accomodation Spaces aboard Sea-Going Motorships" , Inter-Noise 79, 1979.
- [3] 김석원, 김재승, 김극천, "Wave Guide 이론을 이용한 고체소음 전달해석", 대한조선학회 추계연구회 논문발표집, 1989.
- [4] 강현주, 김재승, "SEA이론을 이용한 고체음 전달해석에 관한 연구", 大韓造船學會 論文集, 제29권, 제 1호, 1992.
- [5] R.H.Lyon, "Statistical Energy Analysis of Dynamic system, theory and applications", MIT press, 1975.
- [6] J. Odegaard Jensen, "A Calculation of Structure-borne Noise Transmission in Ships using Statistical Energy Analysis Approach", ISSA76, 1976.
- [7] 修理英達, 要原至道, "鋼構造モデルの騒音傳搬に關する實驗的研究(第 2報)"關西造船協會誌, 第 185號, 1982年 6月.
- [8] IMO, "Code on Noise Levels on Board Ships", IMO Resolution A. 468(XII), 1981.
- [9] M.J Crocker & A.J. Price, "Sound Transmission using statistical energy analysis", Journal of Sound and Vibration, Vol 9, No.3, 1963, p469.
- [10] 修理英達, 要原至道, "騒音傳搬に關する SEA法の適用と實驗", 日本關西造船協會誌, 第 173號, 6月, 1979.
- [11] L.Cremer, M.Heckl, E.E. Ungar, "Structureborne Sound", Springer Verlag, 1973.
- [12] Leo L. Beramek, "Noise and Vibration Control", McGraw Hill book company, 1971.
- [13] 日本造船研究協會 第156研究部會, "船舶騒音に關する調査研究報告書", 研究資料 No.286-1, 1978.
- [14] L.L. Kinsler, A.R.Frey, A.B. Coppens, J.V. Sanders, "Fundamentals of Acoustics", John Viley & sons, 1982.
- [15] S. Tashiro, K. Takahashi Takahiro, T. Koshino, T. Yoshikai, K. Hattori, T. Sato, "Noise Prediction Program on Board Ship Application of Statistical Energy analysis", Journal of the Society of Naval Architects of Japan, Vol.150, Dec. 1981.
- [16] 안시영, 김사수, "SEA법에 의한 선박소음해석 프로그램 개발 I", 울산대-현대중공업 산학협동연구보고서, 1996년.
- [17] S.Y. AHN, J.P. JANG, "Prediction of Structure-borne Sound Transmission in Steel Structures Using Statistical Energy Analysis", KORUS, 1997, p.95-99

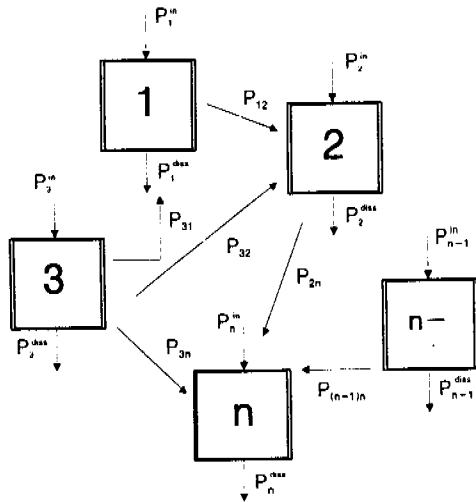


Fig.1 Block diagram representing power flow between n subsystems

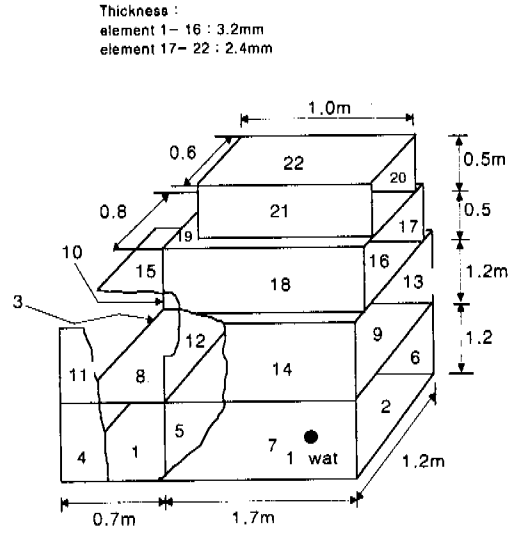


Fig.2. Comparison model[4]

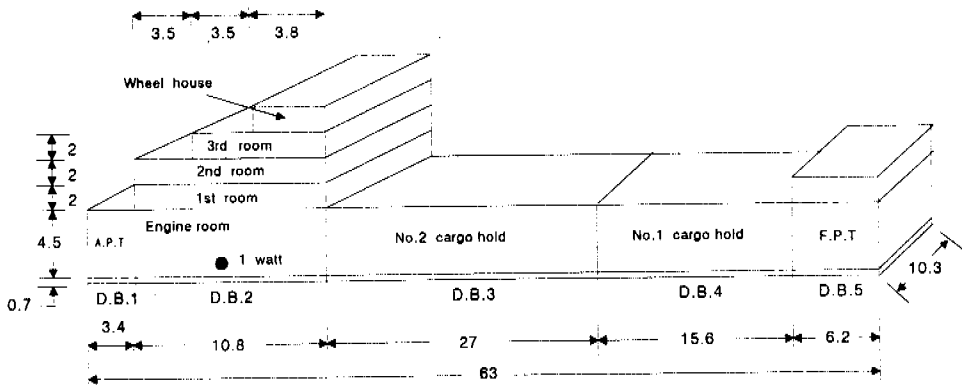


Fig.3. Idealized ship model

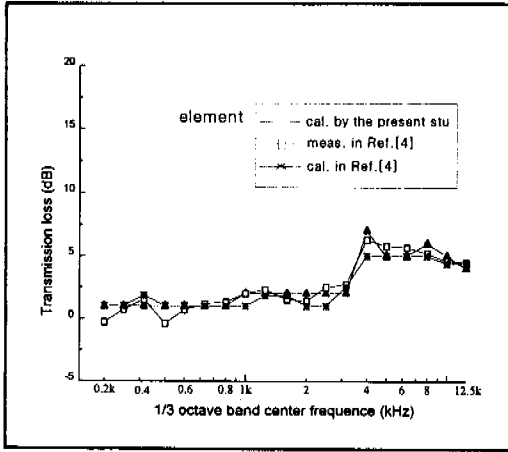


Fig.4. The comparison measured with calculated value of acc. level difference between element 2 and element 6

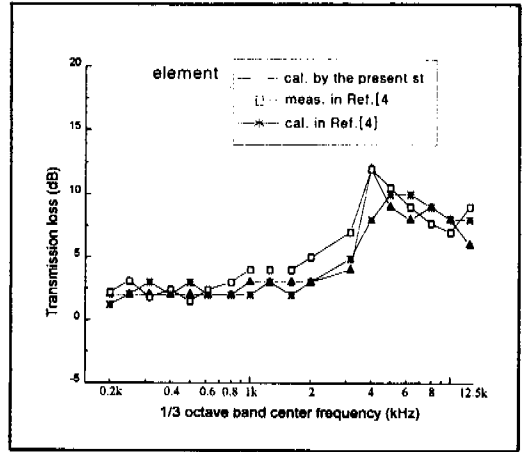


Fig.5. The comparison measured with calculated value of acc. level difference between element 2 and element 8

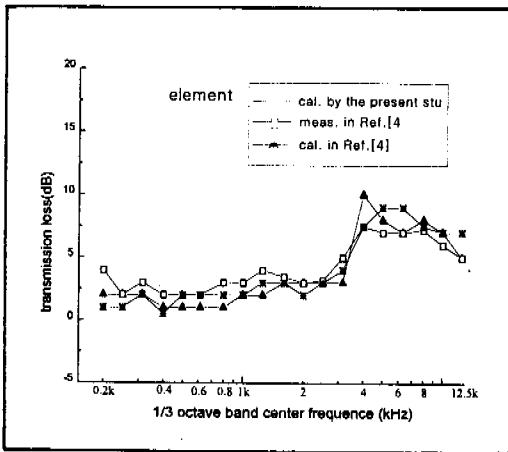


Fig.6. The comparison measured with calculated value of acc. level difference between element 2 and element 9

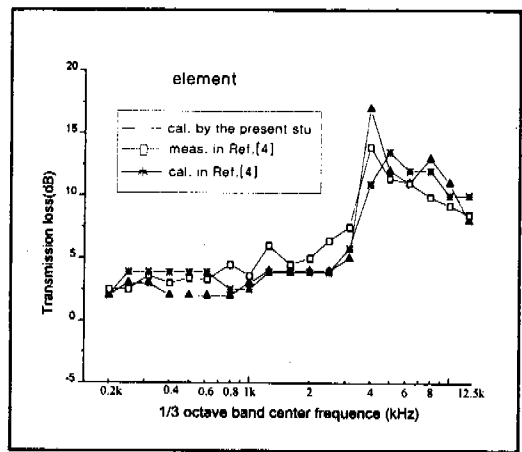


Fig.7. The comparison measured with calculated value of acc. level difference between element 2 and element 16

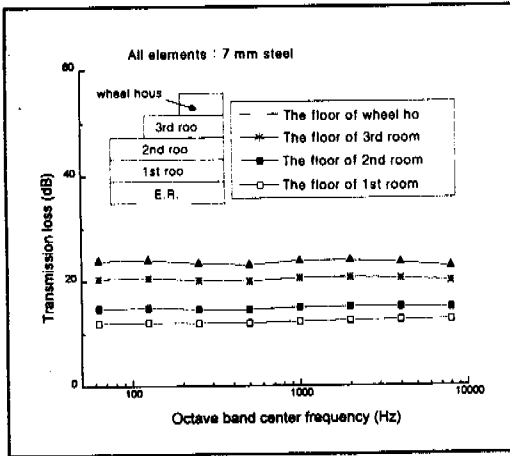


Fig. 8. Comparison of transmission loss between bottom element and other element

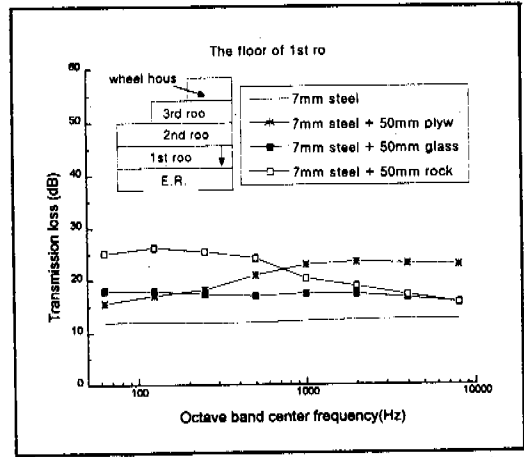


Fig. 9. Comparison of transmission loss between bottom element and floor element of 1st room

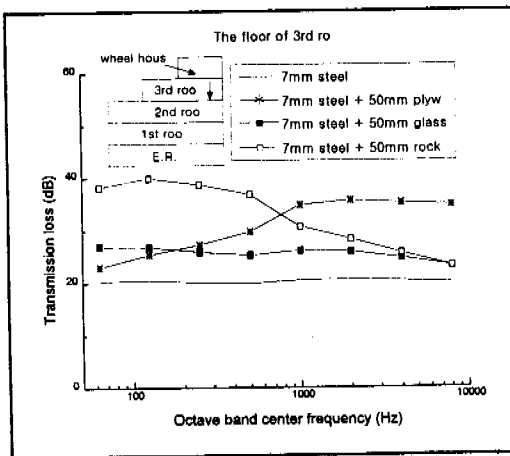


Fig. 10. Comparison of transmission loss between bottom element and floor element 3rd room

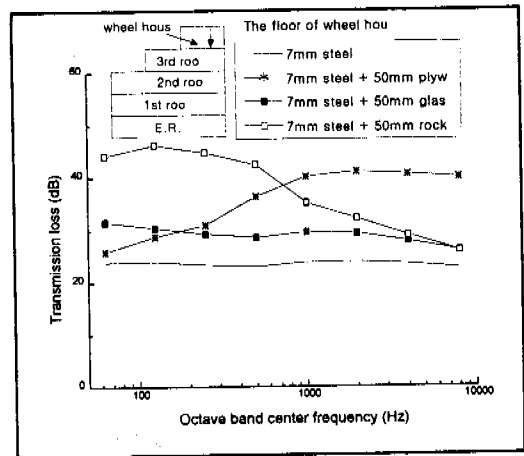


Fig. 11. Comparison of transmission loss between bottom element and floor element of wheel house