
 論 文

大韓造船學會誌
 第27卷 第2號 1990年 6月
 Journal of the Society of
 Naval Architects of Korea
 Vol. 27, No. 2, June 1990

도파관 이론을 이용한 고체소음 전달해석

김석원*, 김재승**, 김극천***

Attenuation of Structureborne Noise Using Wave Guide Theory

by

Suk W. Kim*, Jae S. Kim** and Keuk C. Kim***

요 약

본 연구에서는 도파관 이론을 이용하여 선체구조를 대상으로 고체 소음의 전달 손실 문제를 다루었다. 선체를 음향 도파관 계로 모형화 할 때, 단면 모드는 해당계의 경계조건 즉 늑골에서의 구속 조건에 의해 결정된다. 본 논문에서는 이와 같은 구속조건을 완화시켜 단면 모드를 조절할 경우, 도파관 이론이 저주파수 영역에 대하여도 예측치와 비교적 일치하는 결과를 주고 있음을 확인하였으며, 동시에 국부 요소의 질량과 감쇠의 변화가 고체소음의 전달 손실에 미치는 영향을 살펴 보았다.

Abstract

The vertical attenuation of structureborne noise in a ship structure is studied by means of the wave guide theory. When modeling a ship structure as an acoustic wave guide system the cross mode is derived from the assumption about the boundary of the system, i.e. the constraint due to transverse frames. In this paper, the constraint is relaxed so that the displacement at the boundaries could take place. The numerical result shows better agreement with the measured one than that of the previous assumption of fixed boundary condition in the low frequency region. The effect of local changes of mass and damping factors on the attenuation losses are also investigated numerically.

1. 서 론

선박에 있어서 주요 소음원은 주기관, 보조기관, 프로펠러 등이 있으며, 소음원에서 소음이 전파되는 유형에 따라 소음성분은 공기전파소음과 고체전파소음의 두가지로 나누어진다. 공기전파소음은 공기를 매체로

하여 소음원에서 바로 공기중으로 소음이 전파되어 나가는 성분으로서, 격벽에 의하여 상당히 많은 양이 감소된다는 특성을 가지고 있다. 고체전파소음은 소음원의 진동으로부터 기인하며, 이것이 구조물을 따라 진동의 형태로 전파되어 나가는 것이다. 선체의 경우, 고체전파소음은 갑판과 외판등 선장 구조를 매체로 상당히 먼 거리까지 에너지의 감소가 거의 없이 전파되

접수일자 : 1989년 11월 25일, 재접수일자 : 1990년 4월 2일

* 정희원, 대우조선공업(주) (연구당시 : 서울대 대학원)

** 정희원, 해사기술연구소

*** 정희원, 서울대학교 공과대학

는 것으로 알려져 있으므로, 거주구에서의 주된 소음 성분이 될 수 있다.

이와 같은 고체전파음을 예측하기 위한 방법으로는 유한요소법, SEA(Statistical Energy Analysis)기법 및 도파관이론(Wave Guide Theory) 등을 들 수 있다.

1962년 Lyon[1]에 의하여 제안된 SEA기법은 관심이 되는 계에 작용하는 에너지 균형을 기초로 하고 있다. 그러나, SEA기법의 기본 가정은 모드밀도가 높아야 한다는 제약이 있으므로 선박에서는 약 1KHz 이상인 범위에서 유용한 것으로 알려져 있다.

유한요소법은 저주파수 범위에서 유용한 결과를 주고 있으나, 주파수가 높아지면 공진모드가 급격히 증가하게 되므로 계산시간이 막대해질 뿐만 아니라 계산 결과 또한 신뢰성이 떨어지게 된다.

Heckl[2] 이 격자구조의 진동을 해석하기 위하여 사용한 방법을 기초로 하는 도파관 이론은 구조물을 음향도파관 모델로 나타낼 수 있다는 가정에 근거를 두고 있는데, 종래에는 선박의 경우 주파수가 약 250 Hz 이상일때 유용하게 적용되는 것으로 간주되어 왔다[3].

본 논문에서는 도파관 이론을 이용하여 고체전파소음의 전달손실을 계산, 이를 실선계측에서 얻은 계측 결과[4]와 비교 검토한 결과 도파관 계의 단면 모드(cross mode)를 조절함으로써 저주파수 영역에서도 비교적 계측치와 일치하는 결과를 얻을 수 있음을 확인 하였으며, 극부요소의 감소와 질량의 변화가 고체소음의 전파에 미치는 영향을 살펴 보았다.

2. 정 식 화

2.1. 해석방법 및 모델링

일반적으로 선체구조의 횡단면은 Fig. 1과 같이 이상화시킬 수 있으며, 이와 같은 구조물은 다음과 같은 가정에 의하여 도파관 모델로 간주될 수 있다.

- 1) 평행한 늑골들은 도파관 모델의 경계를 형성한다.
- 2) 소음원으로부터의 power 흐름은 도파관 계 내에서 판요소의 굽힘파(flexural wave)로 전달된다.
- 3) 판요소들의 결합점에서의 변위는 회전 변위만 존재한다.
- 4) 두 판요소의 연성은 두요소 사이의 결합점에서 늑골에 수직인 각변위 혹은 모멘트로부터 발생한다.

이와 같은 가정하에서 판요소의 변위와 모멘트는 결합점에서의 각변위만으로 나타낼 수 있다. 물론 이러한 결과는 두 판요소 사이의 작은 회전에 의하여 변하지 않는다는 가정을 기초로 하고 있다.

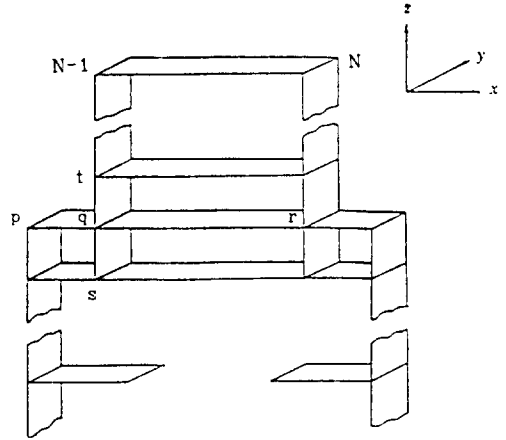


Fig. 1 Vertical section for a ship structure

2.2. 판요소의 변위

Fig. 2와 같이 x, y 방향의 길이가 L_x, L_y 인 판요소를 생각하자.

이때, 판요소의 굽힘파에 대한 미분방정식은 각속도 ω 인 단순조화운동을 가정하고, $e^{i\omega t}$ 항을 생략하면 다음과 같이 주어진다.

$$\nabla^4 W(x, y) - \kappa^4 W(x, y) = 0 \quad (1)$$

여기서 $W(x, y)$ 는 판요소의 횡변위이고, κ 는 판요소의 굽힘파수(bending wave number)로서 다음과 같이 주어진다.

$$\kappa = \kappa_0 \left(1 + \frac{i\eta}{4}\right), \quad \kappa_0 = \left(\frac{m\omega^2}{D}\right)^{1/4} \quad (2)$$

여기서, κ_0 : 자유굽힘파수

η : 판의 전체적인 감쇠계수

m : 판의 단위면적당 질량

D : 판의 굽힘강성

판의 횡변위 $W(x, y)$ 를 변수분리 하면

$$W(x, y) = w(x)g(y) \quad (3)$$

여기서, $g(y)$ 는 해당 도파관 계의 단면모드에 해당하

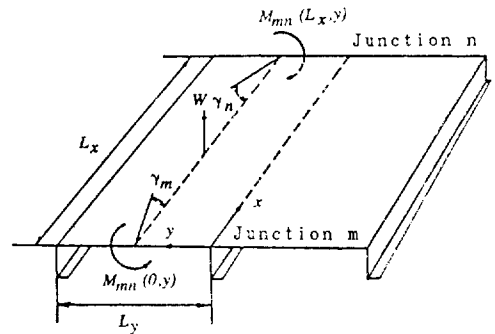


Fig. 2 Plate element between the junction m and n

며 $w(x)$ 는 x 방향의 횡변위를 나타낸다. 이제 단면모드의 파수를 k_y 로 가정하고 식 (3)을 식 (1)에 대입하면

$$\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} - 2k_y^2 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + k_y^4 w - \kappa^4 w = 0 \quad (4)$$

식 (4)의 일반해는 다음과 같이 표시된다.

$$w(x) = A_1 \sin \kappa_2 x + A_2 \cos \kappa_2 x + A_3 \sinh \kappa_1 x$$

$$\begin{aligned} A_1 &= \frac{\gamma(0)[X(1 - \cos \alpha_2 \cosh \alpha_1) - \sinh \alpha_1 \sin \alpha_2] - \gamma(L_x)X(\cosh \alpha_1 - \cos \alpha_2)}{\kappa_2[2X(1 - \cos \alpha_2 \cosh \alpha_1) - (1 - X^2)\sinh \alpha_1 \sin \alpha_2]} \\ A_2 &= \frac{\gamma(0)[X \sin \alpha_2 \cosh \alpha_1 - \cos \alpha_2 \sinh \alpha_1] - \gamma(L_x)[X \sin \alpha_2 - \sinh \alpha_1]}{\kappa_2[2X(1 - \cos \alpha_2 \cosh \alpha_1) - (1 - X^2)\sinh \alpha_1 \sin \alpha_2]} \\ A_3 &= \frac{\gamma(0)}{\kappa_2 X} - \frac{A_1}{X}, \quad A_4 = -A_2 \end{aligned} \quad (7)$$

여기서, $\gamma(0)$ 와 $\gamma(L_x)$ 는 양단에서의 회전변위를 나타내며

$$\alpha_1 = \kappa_1 L_x, \quad \alpha_2 = \kappa_2 L_x, \quad X = \frac{\kappa_1}{\kappa_2} \quad (8)$$

를 표시한다. $\alpha_1 \gg 1$, 즉, 고주파수인 경우에는 $\sinh \alpha_1 \approx \cosh \alpha_1$ 이 성립되므로

$$\begin{aligned} A_1 &= \frac{\gamma(0)(X \cos \alpha_2 + \sin \alpha_2) + \gamma(L_x)X}{\kappa_2[2X \cos \alpha_2 + (1 - X^2)\sin \alpha_2]} \\ A_2 &= \frac{\gamma(0)(\cos \alpha_2 - X \sin \alpha_2) - \gamma(L_x)}{\kappa_2[2X \cos \alpha_2 + (1 - X^2)\sin \alpha_2]} \\ A_3 &= A_2 \\ A_4 &= -A_2 \end{aligned} \quad (9)$$

실제 선박에 있어서 식 (9)가 적용될 수 있는 하한 주파수는 약 60Hz 정도가 된다 [4].

이제, 판요소 내에서의 굽힘모멘트는 다음과 같이 표현된다.

$$M(x, y) = M'(x)g(y) = -D \cdot \frac{d^2 w}{dx^2} \cdot g(y) \quad (10)$$

그러므로, 판요소 양단에서의 굽힘모멘트는

$$\begin{aligned} M(0, y) &= D \kappa_2 [\gamma(0)F_1(\alpha_2) - \gamma(L_x)F_2(\alpha_2)]g(y) \\ M(L_x, y) &= D \kappa_2 [\gamma(0)F_2(\alpha_2) - \gamma(L_x)F_1(\alpha_2)]g(y) \end{aligned} \quad (11)$$

여기서,

$$\begin{aligned} F_1(\alpha_2) &= \frac{(1 + X^2)(\cos \alpha_2 - X \sin \alpha_2)}{2X \cos \alpha_2 + (1 - X^2)\sin \alpha_2} \\ F_2(\alpha_2) &= \frac{1 + X^2}{2X \cos \alpha_2 + (1 - X^2)\sin \alpha_2} \end{aligned} \quad (12)$$

또한, 해당 단면모드의 임계 주파수(cutoff frequency)보다 충분히 높은 주파수만을 고려하면

$$F_1(\alpha_2) = 1 - \tan \alpha_2, \quad F_2(\alpha_2) = \frac{1}{\cos \alpha_2} \quad (13)$$

로 간단히 정리된다.

2.3. 판요소 사이의 연성

판요소 사이의 연성은 결합점에서의 굽힘모멘트로

$$+ A_4 \cosh \kappa_1 x \quad (5)$$

여기서,

$$\kappa_1 = (\kappa^2 + k_y^2)^{1/2}, \quad \kappa_2 = (\kappa^2 - k_y^2)^{1/2} \quad (6)$$

이며, A_1, A_2, A_3, A_4 는 판의 x 방향 경계조건식으로부터 다음과 같이 구해진다.

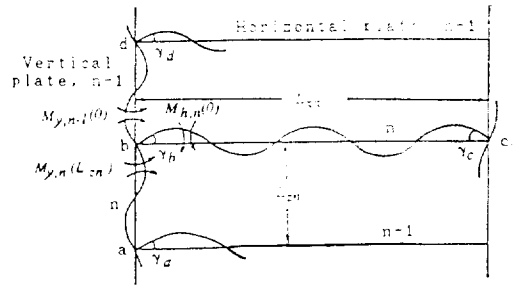


Fig. 3 Resulting bending moments and angular displacements at a T-junction

부터 기인한다. 그러므로 이런 연성을 나타내는 관계식을 Fig. 3에 보인 것과 같은 T-결합의 형태를 예로 들어 구하자.

결합점 b에서의 모멘트 평형식은 다음과 같다.

$$M'_{v,n-1}(0) + M'_{h,n}(0) = M'_{v,n}(L_x) \quad (14)$$

판요소의 굽힘강성을 각각 $D_{h,n}, D_{v,n-1}, D_{v,n}$ 이라 하고, 식 (6)에 나타난 파수를 수평방향과 수직방향의 요소에 대하여

$$\kappa_{2h,n} = (\kappa_{v,n}^2 - k_y^2)^{1/2}, \quad \kappa_{2v,n} = (\kappa_{v,n}^2 + k_y^2)^{1/2} \quad (15)$$

라 정의하고 ϕ_n 과 ψ_n 을 각각 다음과 같이 정의하면

$$\phi_n = \kappa_{2h,n} L_x, \quad \psi_n = \kappa_{2v,n} L_x \quad (16)$$

각 굽힘모멘트는 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} M'_{h,n}(0) &= \kappa_{2h,n} D_{h,n} [\gamma_b F_1(\phi_n) - \gamma_c F_2(\phi_n)] \\ M'_{v,n-1}(0) &= \kappa_{2v,n-1} D_{v,n-1} [\gamma_b F_1(\psi_{n-1}) - \gamma_a F_2(\psi_{n-1})] \\ M'_{v,n}(L_x) &= \kappa_{2v,n} D_{v,n} [-\gamma_b F_1(\psi_n) + \gamma_a F_2(\psi_n)] \end{aligned} \quad (17)$$

이것을 식 (14)에 대입하면

$$(Z_{bc} + Z_{ba} + Z_{bd})\gamma_b - Y_{ba}\gamma_a - Y_{bc}\gamma_c - Y_{bd}\gamma_d = 0 \quad (18)$$

여기서,

$$\begin{aligned} Z_{mn} &= D_{mn} \kappa_{2m,n} F_1(\alpha_{2mn}) \\ Y_{mn} &= D_{mn} \kappa_{2m,n} F_2(\alpha_{2mn}) \\ m, n &= a, b, c, d \end{aligned}$$

이며, D_{mn} , $\kappa_{2m,n}$, α_{2mn} 은 m, n 사이 에 있는 요소에 대한 해당값을 표시한다. 이와같은 모멘트 평형식을 각 요소들의 결합점에서 계산하여 정리하면 다음과 같이 된다.

$$[A][\gamma]=[M] \quad (19)$$

여기서,

$$[\gamma]=\begin{bmatrix} \gamma_1 \\ \gamma_2 \\ \vdots \\ \vdots \\ \gamma_N \end{bmatrix}, \quad [M]=\begin{bmatrix} M_1 \\ M_2 \\ \vdots \\ \vdots \\ M_N \end{bmatrix} \quad (20)$$

N 은 구조물 전체의 결합점 수이며, 행렬 $[A]$ 의 각 요소는 다음과 같다.

$$A_{mn}=\begin{cases} \sum_{k=1, \dots, m-1, m+1, \dots, N} Z_{mk} & \text{for } m=n \\ -Y_{mn} & \text{for } m \neq n \end{cases} \quad (21)$$

합수 Z_{mk} 과 Y_{mn} 은 결합점 m, n 사이 에 판요소가 없으면 0이 되며, 주파수의 함수이다. 식 (19)의 우변은 소음원 요소의 결합점에서는 단위 모멘트의 값을 가정하며, 그 외의 결합점에서는 내부 모멘트 평형을 고려하여 모두 0의 값을 갖는다. 따라서 소음원이 되는 결합점에 단위 모멘트를 가했을 때 각 결합점에서의 각변위를 구할 수 있다. 소음원 판요소는 2개의 결합점을 갖고 있으며 양단에서의 각변위는 서로 독립적인 것으로 간주할 수 있으므로 각 결합점에 대하여 각변위를 구해야 하며, 최종적인 제곱 평균 각변위는 두 소음원 결합점에 대하여 계산한 값의 합으로 결정된다.

2.4. 판요소의 평균속도

판요소 양단에서의 회전각이 주어질 때, 판요소의 평균속도 $\langle \bar{v}^2 \rangle$ 는 진동계의 power 균형에 의하여 다음과 같이 구해진다.

판요소가 정상상태로 진동하고 있다면, 판요소의 양단에서 가해지는 평균 입력 power P 와 판요소의 평균 에너지 E 와의 관계식은

$$P=\omega\eta E \quad (22)$$

판요소의 전체 에너지는 $mL_xL_y\langle \bar{v}^2 \rangle$ 로 주어지므로, 판요소의 평균속도는 다음과 같다.

$$\langle \bar{v}^2 \rangle = \frac{P}{\omega\eta mL_xL_y} \quad (23)$$

여기서, $\langle \quad \rangle$ 는 판요소 전체에 대한 평균이며, $\bar{\quad}$ 는 시간에 대한 평균을 나타낸다.

한편 평균 입력 power P 는 판요소 양단에서의 회전각에 의하여 유발되므로

$$P=\frac{1}{2}\text{Re}\left\{-i\omega\int_0^{L_y}\left[\left(\frac{\partial W}{\partial x}M^*\right)_{x=0}-\left(\frac{\partial W}{\partial x}M^*\right)_{x=L_x}\right]dy\right\} \quad (24)$$

여기서, M^* 는 M 의 켈레복소수를 나타낸다.

$x=0$ 인 끝단에서의 입력 power P_1 을 구해보면

$$P_1=\frac{1}{2}\text{Re}\left\{-i\omega\int_0^{L_y}\left[\frac{\partial W}{\partial x}M^*\right]_{x=0}dy\right\} \quad (24)$$

여기서

$$\left[\frac{\partial W}{\partial x}\right]_{x=0}=\gamma(0)g(y), \quad [M]_{x=0}=M'(0)g(y) \quad (25)$$

이 되므로,

$$P_1=\frac{1}{2}D\omega|\gamma(0)|^2\int_0^{L_y}g^2(y)dy\text{Im}\{\kappa_2^*F_1^*(\alpha_2)\} \quad (26)$$

또한, 실제 선박에서 대부분의 관심 주파수대에서는

$$\text{Im}\{\kappa_2^*F_1^*(\alpha_2)\}\approx\kappa_0 \quad (27)$$

로 근사될 수 있으므로

$$P_1=\frac{1}{2}D\kappa_0\omega|\gamma(0)|^2\int_0^{L_y}g^2(y)dy \quad (28)$$

와 같이 된다. 그러므로, 전체 power는

$$P=\frac{1}{2}D\kappa_0\omega\{|\gamma(0)|^2+|\gamma(L_x)|^2\}\int_0^{L_y}g^2(y)dy \quad (29)$$

식 (23), (29)에 의하여 판요소의 평균 속도는 다음과 같이 된다.

$$\langle \bar{v}^2 \rangle = \frac{D\kappa_0}{2\eta mL_xL_y}\{|\gamma(0)|^2+|\gamma(L_x)|^2\}\int_0^{L_y}g^2(y)dy \quad (30)$$

2.5. 전달손실

고체소음의 전달손실(TL)은 다음과 같이 정의된다.

$$TL=10\log\frac{\langle \bar{v}^2 \rangle_{ref}}{\langle \bar{v}^2 \rangle_b}dB \quad (31)$$

여기서, $\langle \bar{v}^2 \rangle_b$: 관심 판요소의 평균 속도

$\langle \bar{v}^2 \rangle_{ref}$: 기준 판요소의 평균 속도

윗식의 적용에 있어서 $\langle \bar{v}^2 \rangle_{ref}$ 는 주로 소음원이 놓여 있는 판요소의 옥타브 혹은 1/3옥타브 밴드 평균속도로서 실측치 혹은 경험식[9]에 의해 구해진다.

관심이 되는 판요소의 밴드 내 평균속도는 식 (30)을 이용하여 식 (32)와 같이 주어진다.

$$\langle \bar{v}^2 \rangle_b = \int_{f_1}^{f_2} \langle \bar{v}^2 \rangle df \quad (32)$$

여기서, f_1 : 해당 밴드의 하한 주파수

f_2 : 해당 밴드의 상한 주파수

어느 한 주파수 밴드 내에서의 평균속도를 구하기 위해서는 각 주파수별로 상대적인 $\langle \bar{v}^2 \rangle$ 를 고려해줄 필요가 있다. 상대적 속도는 주로 소음원의 고체소음 출력 특성에 지배되며, 일반적으로 어느 한 밴드 내에서는 각 주파수별 입력 power가 일정하다는 가정이 적용된다. 이를 만족시키기 위해서 단위 모멘트를 가하여 얻은 각변위에 개개의 주파수에 따라 다음과 같은 비례 상수 K 를 곱한다.

$$K = \left[\frac{\omega_{ref} \text{Im}(\gamma_{s,ref})}{\omega \text{Im}(\gamma_s)} \right]^{1/2} \quad (33)$$

여기서, ω_{ref} 와 $\gamma_{s,ref}$ 는 해당 band 내에서 임의의 기준 주파수 및 소음원 결합점의 기준 각변위를 나타낸다. 이와 같은 방법으로 각 결합점에서의 각변위를 결정하고 식 (32)를 이용하여 각 관요소에서의 밴드에 대한 전체 속도를 구하여, 전달손실을 구하게 된다.

3. 수치계산 예

계산 대상선의 모델은 Fig. 4와 같으며, 기준 모델의 입력 자료는 Table 1과 같다.

Table 1에서 ζ 는 갑판에 놓여 있는 중량물의 질량 효과를 나타내며, ξ 는 각 관요소에 따른 감쇠계수의

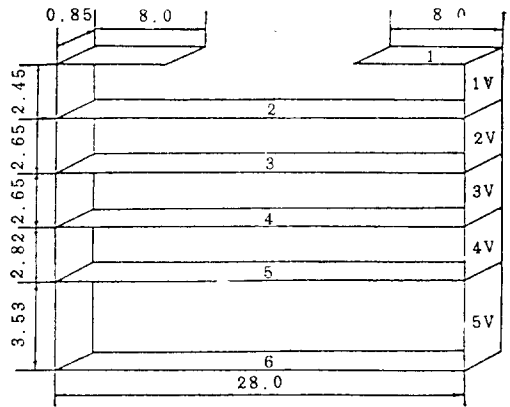


Fig. 4 Basic model for the calculation(unit : meter)

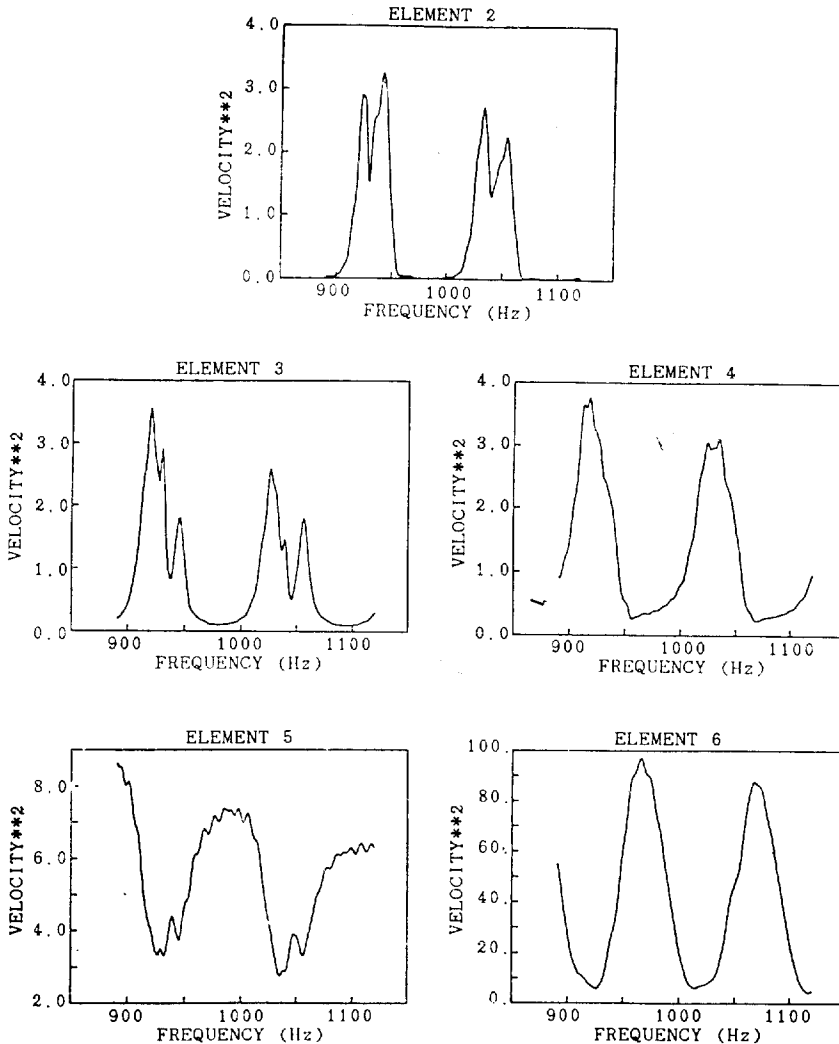


Fig. 5 Calculated velocities for horizontal plate elements

Table 1 Input parameters for basic model

item ele. no.	horizontal			vertical		
	ξ	ζ	thickness (mm)	ξ	ζ	thickness (mm)
1	0.35	1.	9.	0.5	1.	8.
2	0.7	1.	7.5	0.5	1.	8.
3	1.	1.	7.5	0.5	1.	9.
4	1.	2.	7.5	0.5	1.	10.
5	1.	2.	11.	0.5	1.	12.5
6	1.	2.	14.5			

변화를 표시하는 계수들로서 실제 계산시, 관요소의 길량과 감쇠 계수는 다음식에 의하여 계산되었다.

$$m = \zeta m_0, \quad \eta = \xi \gamma_0 \quad (34)$$

여기서, m_0 : 관요소 자체의 단위 면적당 길량

γ_0 : Steel의 주파수에 따른 감쇠계수

한편, 식 (3)에 보인 단면 모드의 파수로서는 다음의 두 가지를 택하여 계산하였다.

$$(1) \quad k_y = \frac{3\pi}{2L_y}$$

[4,5,6]에 의하여 제안된 값으로서 이때의 단면 모드는 다음과 같다.

$$g(y) = \sin\left(\frac{3\pi}{2L_y}y - \frac{\pi}{4}\right), \quad \frac{L_y}{6} \leq y \leq \frac{5L_y}{6}$$

$$g(y) = 0, \quad y < \frac{L_y}{6}, \quad y > \frac{5L_y}{6} \quad (35)$$

이와 같은 단면 모드는 누골선에서의 경계조건에 대하여 이를 고정으로 간주하는 경우에 해당하는 것으로 볼 수 있다.

(2) $k_y = 0$

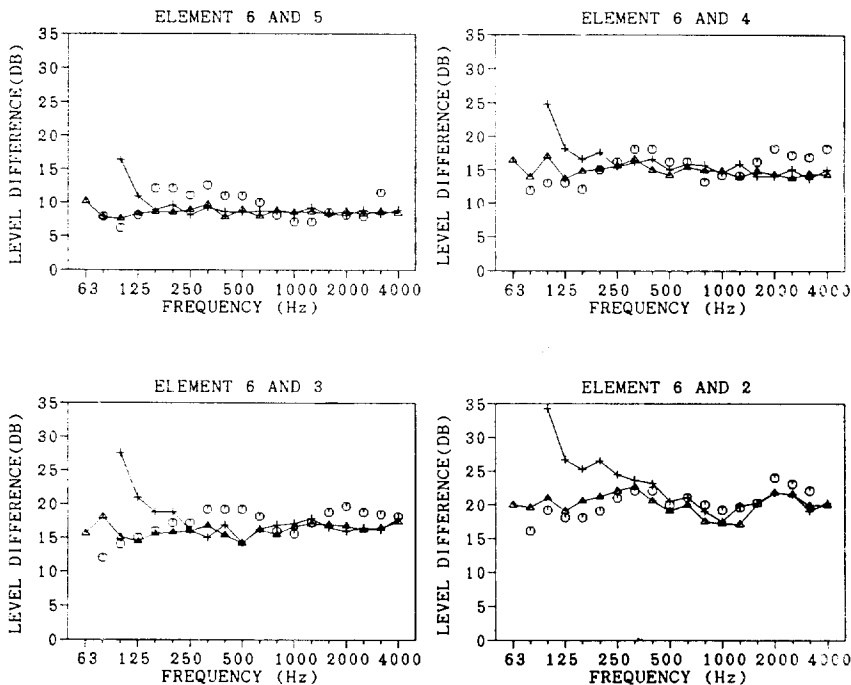
이 경우는 누골선에서의 경계조건에 대하여 이를 연속판의 접속선으로 간주하는 것으로서 해당 단면 모드는

$$g(y) = 1 \quad (36)$$

로 주어지게 된다.

평균 속도 $\langle \bar{v}^2 \rangle_0$ 를 구하기 위해 본 논문에서는 해당 주파수 밴드를 100개의 구간으로 나누어 수치 적분을 수행하였으며, Fig. 5는 1 KHz 1/3옥타브 밴드에서의 각 갑판에 대한 주파수별 속도분포를 보여준다. 이와 같은 계산과정을 거쳐 구한 각 갑판에서의 속도수준차이, 즉, 전달손실을 예측치와 함께 Fig. 6에 보였다.

Fig. 7, 8, 9는 $k_y = 0$ 인 경우의 계산결과로서 Fig. 7은 Table 1에 보인 기본 모델에서 $\zeta_{k3} = 2$ 로 바뀌었을 경우, Fig 8은 $\xi_{k3} = 2$, Fig. 9는 $\xi_{k4} = 1$ 로 바뀌었을 경우의 계산결과와 기본 모델의 계산결과를 비교한 것이다.



○ Measured[4] + Fixed B.C. $\Delta k_y = 0$

Fig. 6 Velocity level difference

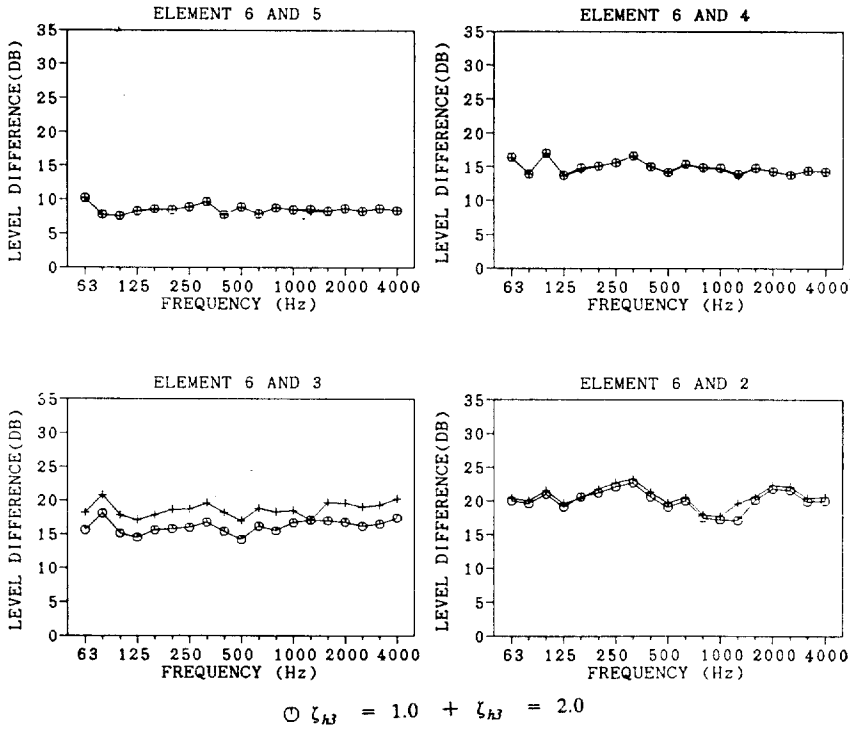


Fig. 7 Effects of added mass on the velocity level difference: for ζ_{h3} , refer to eqn. (34)

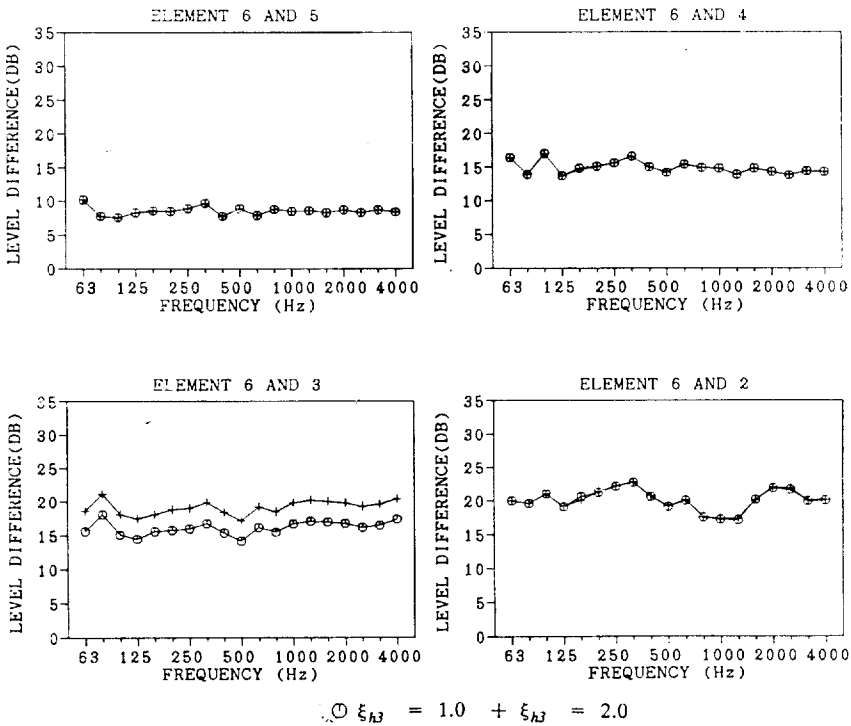


Fig. 8 Effects of loss factor of horizontal element on the velocity level difference: for ξ_{h3} , refer to eqn.(34)

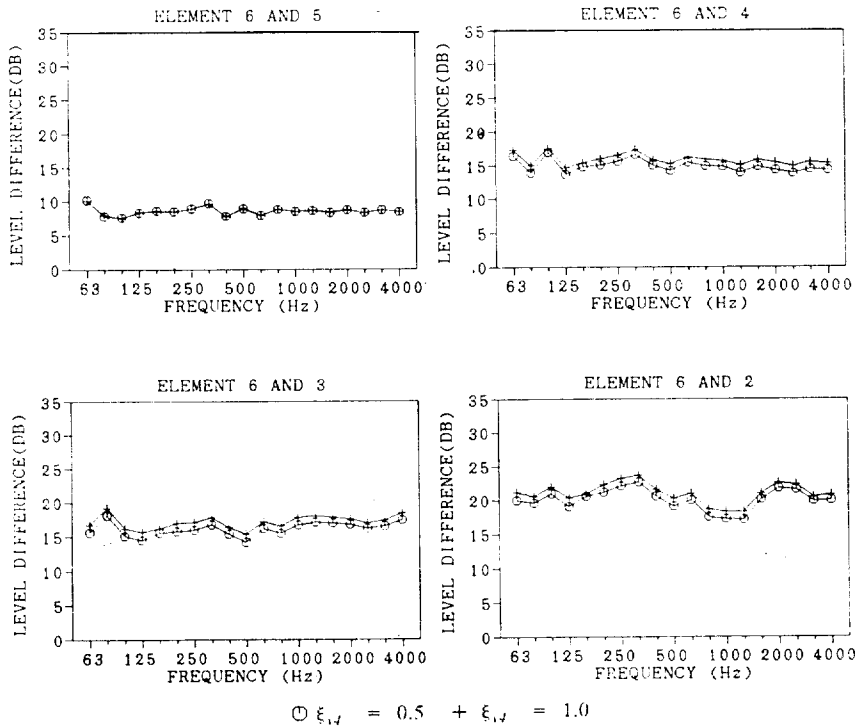


Fig. 9 Effects of loss factor of vertical element on the velocity level difference: for ξ_{i4} , refer to eqn.(34)

4. 고찰 및 결론

Fig. 5로부터 고체 소음원 장비로부터의 주파수별 입력 power가 일정하더라도, 각 감판에서의 고체소음 주파수 분포는 일정하지 않음을 알 수 있다. 이러한 현상은 높은 수준의 고체소음을 갖는 주파수 성분은 자감판의 국부적인 구조특성에 따라 결정됨을 말해주는 것으로서, 소음원 장비의 특정 주파수 성분이 강하게 나타날 경우 이로부터 멀리 떨어진 감판에서 문제가 될 수 있음을 시사하고 있다.

Fig. 6을 살펴보면 대략 250Hz 이상의 주파수에서는 $k_y=0$ 의 결과나 $k_y=\frac{3\pi}{2L_y}$ 의 결과가 거의 비슷한 값을 보여준다. 그러나, 250Hz 이하의 주파수에서는 $k_y=0$ 의 결과가 계측치와 비교적 일치하고 있으며, $k_y=\frac{3\pi}{2L_y}$ 인 경우에는 모든 감판에서 일률적으로 높은 값을 보여준다. 이와같은 이유는 도파관 계에서 단면 모드에 따른 임계 주파수로부터 찾을 수 있다, 즉, $k_y=\frac{3\pi}{2L_y}$ 인 경우 임계 주파수는 계산 대상 모델에서 약 250Hz가 되어 이 주파수 이하가 되면 해당 도파관 계에 진행파가 존재하지 못하기 때문이다. 참고로, $k_y=0$ 인 경

우의 임계 주파수는 0 Hz로 주어진다. 본 결과로부터 선체를 도파관 계로 모델링할 때 누출선에서의 경계조건에 대하여 이를 연속선의 접속선으로 간주하는 것이 바람직하다.

본 계산에서는 모두 해당 도파관 계의 최저차 단면 모드만을 고려하였다. 이로부터 계산결과와 계측치를 비교해 볼 때 선체를 통한 고체소음은 주로 최저차 단면 모드를 통하여 전달됨을 알 수 있다.

한편, 계산결과와 계측결과와의 오차는 심한 곳에서 5dB정도이나 전반적으로 2~3dB정도로 만족스러우며, 이러한 오차는 계측치[4]의 결과가 엄밀한 의미에서의 평균속도가 아니라 감판 중앙부 임의의 한 곳이라는 결과, 모델링에 있어서 입력 자료의 부정확성등에서 기인하는 것으로 생각된다.

Fig. 7과 Fig. 8은 한 수평요소의 질량과 감쇠계수가 변화되었을때 고체소음 전달손실의 영향을 보여준 것으로서, 수평요소의 국부적 변화는 해당 요소에만 영향을 끼치며, 쉽게 짐작할 수 있듯이 2배의 질량 혹은 감쇠의 증가는 약 3dB의 전달손실 증가를 초래함을 보여주고 있다.

Fig. 9는 수직요소의 감쇠계수를 증가시킨 것으로서

이때에는 전달손실이 해당 수직부재위의 모든 수평부재에 영향을 끼침을 알 수 있다.

이상의 결과를 종합하면, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

(1) 선체를 도파관 계로 모델링할 때 늑골선에서의 경계조건에 대하여 이를 연속관의 접속선으로 간주하면 고주파수 영역 뿐만 아니라 저주파수 영역에서도 비교적 만족스러운 결과를 얻을 수 있다.

(2) 고체소음은 최저차 단면모드에 의하여 지배적으로 전달된다.

(3) 고체소음 전달손실은 소음원의 직상부 갑판에서 가장 크며 이로부터 멀리 떨어진 갑판일수록 적어진다.

(4) 수평요소의 질량 및 감쇠가 변화하는 경우 다른 요소들의 전달손실에 미치는 영향은 거의 없으며, 수직요소에 대한 것이 변화되는 경우에는 이의 상부 모든 요소에 있어서 그 영향이 나타난다.

참 고 문 헌

- [1] R.H. Lyon, "Power flow between linearly coupled oscillators," *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 34, No. 5, 1962.
- [2] M. Heckl, "Investigations on the vibrations of grillages and other simple beam structures," *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 36, 1964.
- [3] Proceedings of 9th I.S.S.C., Genova, 1985.
- [4] A.C. Nilsson, "Attenuation of structure-borne sound in super-structures on ships," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 55, No. 1, 1977.
- [5] A.C. Nilsson, "Wave propagation in simple hull-frame structures of ships," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 44, No. 3, 1976.
- [6] A.C. Nilsson, "Reduction of structure-borne sound in simple ship structures: Results of model tests," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 61, No. 1, 1978.
- [7] A.C. Nilsson, "A Method for the prediction of noise and velocity levels in ship constructions," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 94, No. 3, 1984.
- [8] K. Andresen et al., "Noise Prediction and Prevention," *Shipboard Acoustic Proceedings*, I.S.S.A., 1986.
- [9] Design guide for airborne noise control, Technical and Research Bulletin 3-37 S.N.A.M.E., 1983.
- [10] R. Szilard, "Theory and Analysis of Plates: Classical and numerical methods", Englewood Cliffs, Prentice Hall Inc., New Jersey, 1974.
- [11] R.H. Lyon, "Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems: Theory and Application", M.I.T. Press, Cambridge, Massachusetts, 1975.
- [12] P.W. Smith, Jr. and R.H. Lyon, *Sound and Structural Vibration*, Bolt Beranek and Newman Inc., Cambridge, Massachusetts.
- [13] L.L. Beranek et al., *Noise and Vibration Control*, McGraw-Hill Book Inc., 1971.
- [14] F. Fahy, *Sound and Structural Vibration: Radiation, Transmission and Response*, Academic Press Inc., 1985.