

선박 선미부 소음 현상 규명 및 저감에 관한 연구

A study on noise source identification of ship stern structure

이철원†·최수현*·김노성**
 C.W. Lee, S.H. Choi, N.S. Kim

Key Words : Propeller(프로펠러), Wave Number Integral Method(파수 적분법), Fast Field Method(고속장 처리법)

ABSTRACT

This study looks over the relation between propeller and noise in ship stern structure. Near field noise and vibration measurements are compared with the analytical results using wave number method. To avoid singularity in wave number integration method, fast field method is introduced. Analytical results show that main transmission mechanism of high frequency noise is structure-borne type and that of low frequency noise is a air-borne type.

1. 서론

최근 선박건조에 있어서 기준에 중요시 여겨지던 구조적 안정성, 유체 역학적 내항성 뿐만 아니라 선내 탑승자들의 안락함을 위한 저진동 저소음 설계의 필요성이 증대 되고 있다. 더욱이 저소음 저진동 설계는 여객선, LNG 선박 등 일부 고부가가치 선박에 있어서는 가장 중요한 요소로 대두되고 있다.

본 연구는 이러한 현재의 건조 환경 변화에 능동적으로 대처하고 근래에 선주들로부터 문제가 제기 되고 있는 선미부 소음의 현상 규명 및 저감 방안제시를 목적으로 하였다.

선체의 선미부 소음 문제는 주로 Steering Gear Room(S.G. Rm.)에서 발생한다. 이 구역의 소음 규정은 주로 IMO 규정에 의거 110dBA 를 적용한다. 그러나 최근 일부 선주들에 의해서 이 지역의 소음 규정치가 100dBA 로 하향화 되어가는 추세이다.

본 연구는 S.G.Rm.의 주 소음원을 검증하고 이의 전달 경로를 파악하기 위하여 파수 적분법을 통한 지배인자 추출을 수행 하였으며 이의 검증을 위하여 실적 LNG 선의 S.G.Rm. 및 After Peak Tank(A.P.TK.)의 고주파 진동 및 소음 계측을 수행하였다.

2. 박판에서의 음 전달 특성 분석

2.1 3 차원 무한 평판 가짐에 의한 음의 발생 분석

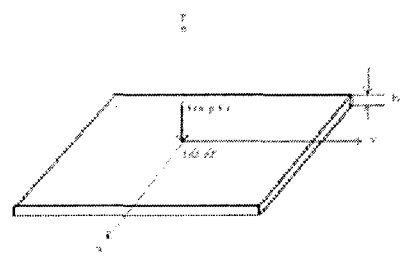


Fig. 1 3 차원 무한 평판

본 연구에서 실선 계측은 S.G. Deck 상부 약 30 cm 지점에서 이루어 졌으며 이를 고려 할 때 직접 음장이 지배적이고 S.G. Deck 의 크기가 음의 파장에 비해 충분히 크다는 가정하에 음장을 3 차원 무한 평판으로 가정 하였다.

Fig. 1 과 같은 시스템에서 음장 지배 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 P}{\partial z^2} = \frac{1}{C_0^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} \quad 1)$$

음압 P 는 시간 및 공간 Fourier 변환으로부터 다음의 관계식을 만족한다.

† 책임저자; 대우조선해양 선박해양 기술연구소
 E-mail : cwlee77@dsme.co.kr
 Tel : (055) 680-5551, Fax : (055) 680-2142

* 대우조선해양 선박해양 기술연구소

** 대우조선해양 선박해양 기술연구소

$$P_1(k_x, k_y, z, \omega) = A_1(k_x, k_y, \omega) \exp\left(-\sqrt{k_x^2 + k_y^2 - k_0^2} z\right) \quad z \geq 0$$

$$P_2(k_x, k_y, z, \omega) = A_2(k_x, k_y, \omega) \exp\left(\sqrt{k_x^2 + k_y^2 - k_0^2} z\right) \quad z \leq 0$$

2)

평판의 변위 W 와 작용 힘 f 의 시간 및 공간영역에서의 Fourier 변환은 다음의 관계식을 만족한다.

$$W(x, y, z, t) = \frac{1}{2\pi} \iiint F(k_x, k_y, z, \omega) e^{-j(k_x x + k_y y - \omega t)} dk_x dk_y d\omega \quad 3)$$

$$f(x, y, z, t) = \frac{1}{2\pi} \iiint F(k_x, k_y, z, \omega) e^{-j(k_x x + k_y y - \omega t)} dk_x dk_y d\omega \quad 4)$$

위의 식들을 평판 경계에서 유체 입자의 속도 연속 조건과 힘의 평형 조건에 적용함으로써 다음의 음압 관계식을 얻을 수 있다.

$$P_2(k_x, k_y, z, \omega) = \frac{\rho_0 \omega^2 \exp\left(\sqrt{k_x^2 + k_y^2 - k_0^2} z\right)}{\sqrt{k_x^2 + k_y^2 - k_0^2}} \frac{-F(k_x, k_y, \omega)}{D(k_x^2 + k_y^2)^2 - \omega^2 \mu + j\omega r - \frac{2\rho_0 \omega^2}{\sqrt{k_x^2 + k_y^2 - k_0^2}}} \quad 5)$$

2.2 고속장 처리법

본 연구에서는 음의 계측 지점이 평판으로부터 1m 이내의 근접 음장영역으로서 단지 Pole 의 Residue 에 의한 전달 음장만을 고려시 고체음의 영향을 제대로 평가 할 수 없을 것으로 판단 하였다. 또한 실험 여건상 평판 진동의 고주파 영역 모드 영향을 계측 및 가정하는 것이 불가능 할 것으로 판단하여, 고주파 영역에서의 모드 밀도는 매우 높다는 가정하에 이들의 전달 음장 및 Evanescent 영역의 모든 모드 영역을 한번에 수치적으로 고려 할 수 있는 방법으로서 Schmidt 등에 의해서 제안된 고속장 처리 방법을 도입하였다.

식 5)는 $k_x^2 + k_y^2 = k^2$ 이라 하면 다음과 같이 2차원 문제로 근사화 할 수 있다.

$$P(k, z, \omega) = \frac{\rho_0 \omega^2 \exp\left(\sqrt{k^2 - k_0^2} z\right)}{\sqrt{k^2 - k_0^2}} \frac{-F(k, \omega)}{Dk^4 - \omega^2 \mu + j\omega r - \frac{2\rho_0 \omega^2}{\sqrt{k^2 - k_0^2}}} \quad 6)$$

식 6)의 시간 영역의 해는 시간 영역의 Fourier 변환으로부터 다음과 같음을 알 수 있다.

$$p(x, t, z) = \frac{1}{2\pi} \iint \frac{\rho_0 \omega^2 \exp\left(\sqrt{k^2 - k_0^2} z\right)}{\sqrt{k^2 - k_0^2}} \frac{-F(k, \omega) \exp[-j(kx - \omega t)]}{Dk^4 - \omega^2 \mu + j\omega r - \frac{2\rho_0 \omega^2}{\sqrt{k^2 - k_0^2}}} dk d\omega \quad 7)$$

식 7)의 파수 영역 적분은 Coincidence 파수 영역과 Vacuo 파수 영역에서 Pole 을 갖는다.

식 7)은 다음과 같은 형태의 Kernel 적분으로 표현 할 수 있다.

$$f(x) = \int H(k) dk \quad 8)$$

식 8)에서 Kernel $H(k)$ 가 복소 평면의 실수 축에서 Fig. 2 와 같이 Pole 을 갖는다면 실수영역에서 적분이 불가능하다.

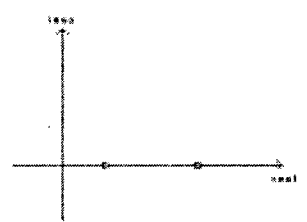


Fig. 2 복소 영역에서 Kernel Pole

Fig. 2 에서 Real Axis 의 Pole 은 식 7) 고체음 식의 Vacuo 주파수와 Coincidence 주파수에 해당하는 파수이다. 이러한 함수에서의 일반적인 적분방법인 Residue 적분은 오로지 전달 음장의 지배 성분만을 표현한다.

식 8)의 적분에 Cauchy-Riemann 적분법을 적용하면 선적분은 Analytic 영역에서 적분 경로에 독립적이므로, Fig. 3 과 같이 적분경로를 Pole 영역을 회피하는 근사영역으로 설정하여 적분을 수행하면 된다.

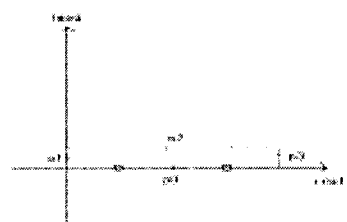


Fig. 3 Kernel 의 적분 경로

Fig. 3 에서 원적분경로는 p0 이다. 이 때에 p0 는 특이점을 포함하므로 적분이 불가능하다. 따라서 적분 경로를 p1, p2, p3 로 변경하였다. 따라서 p0 에서 특이점을 제외한다면 이는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\int_{p0} H(k)dk \approx \int_{p1} H(k)dk + \int_{p2} H(k)dk + \int_{p3} H(k)dk \quad 9)$$

식 9)에서 적분 경로 p0 와 p1, p2, p3 경로의 적분값의 차는 p1 과 p2 의 길이에 비례한다. 이 때 적분 변수 k를 k + jε 이라 하면 ε은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\varepsilon = \frac{3}{2\pi(M-1)\log e} (k_{\max} - k_{\min}) \quad 10)$$

식 10)을 식 9)에 적용하면 다음의 관계식을 만족한다.

$$\int_{k_{\min}}^{k_{\max}} H(k)dk \approx \int_{k_{\min} + j\varepsilon}^{k_{\max} + j\varepsilon} H(k - j\varepsilon)dk \quad 11)$$

식 7)은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$p(x) = \int \overline{H(k)} \exp(-j kx) dk \quad 12)$$

식 11)을 식 12)에 적용하면 다음을 얻을 수 있다.

$$p(x) = e^{-\varepsilon x} \int_{k_{\min} + j\varepsilon}^{k_{\max} + j\varepsilon} H(k - j\varepsilon) e^{-j kx} dk \quad 13)$$

식 13)은 공간 영역에서 Fast Fourier 변환과 같은 형태이다. 따라서 이의 계산은 FFT 알고리즘의 Data 영역에 원래 Kernel 함수에 파수 k 값 대신 k + jε에 의하여 FFT 를 수행하면 그 결과 값은 파수 영역에서의 적분 값을 나타내게 된다.

2.3 단위 충격하중 가진 응답 분석

본 장에서는 계측 자료 음원의 주파수 특성을 파악하기 위하여 3 차원 무한 평판의 단위 충격하중 및 단위 진동 변위에 의한 음장 응답 해석을 수행 하였다.

Fig. 1 에서 가진력 f가 단일 주파수로 가진 되는 집중하중일 경우 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$f(x,t) = F_0(\omega_0) \delta(x-x_0) \exp(j\omega_0 t) \quad 14)$$

이로부터 단위 가진 응답 특성 및 단위 진동 응답 특성은 각각 다음과 같다.

$$p(x, \omega, z) = \frac{1}{2\pi} \int \frac{-\rho_0 \omega^2 \exp[-\sqrt{k^2 - k_0^2} z] e^{-j(kx - \omega t)}}{\sqrt{k^2 - k_0^2} [Dk^4 - \mu\omega^2 + jr\omega - \frac{2\rho_0 \omega^2}{\sqrt{k^2 - k_0^2}}]} dk \quad 15)$$

$$P(x, \omega, z) = \frac{j\rho_0 \omega V(\omega) e^{j\omega t}}{2\pi} \int \frac{\exp[-\sqrt{k^2 - k_0^2} z]}{\sqrt{k^2 - k_0^2}} e^{-j kx} dk \quad 16)$$

식 14)를 식 13)에 대입하면 Fig. 4 ~ Fig. 6 과 같이 단위 충격 하중 가진에 의한 두께 13mm 박판의 고체음 전달 방정식의 계산결과를 얻을 수 있다. 이때 수치 해석에 사용된 재료의 물성치는 표 2 와 같다.

물성치	
Young's Modulus	2.06e11
Poisson's Ratio	0.3
Damping Ratio	0.05
Thickness	13mm
Stand-off Distance	1.0m

표. 2 수치 해석 재료 특성치

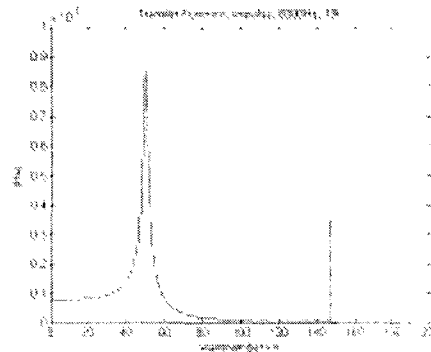


Fig. 4 파수 영역에서 전달함수 강도

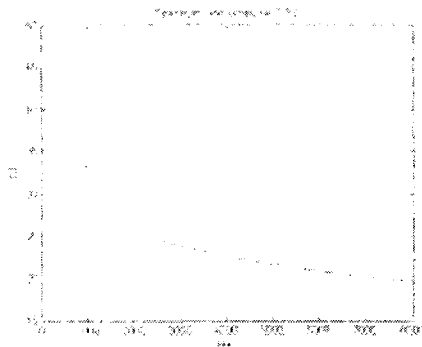


Fig. 5 고체음의 스펙트럼 Level

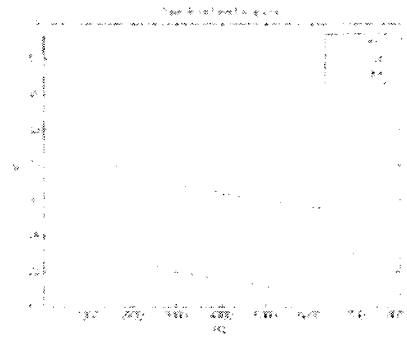


Fig. 7 판두께에 따른 스펙트럼 Level

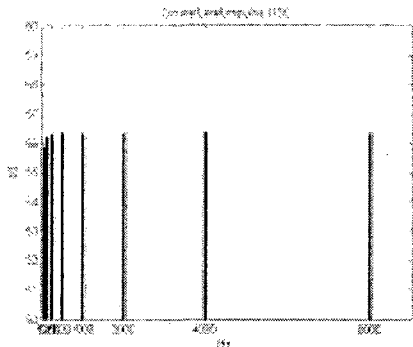


Fig. 6 고체음의 Octave Level

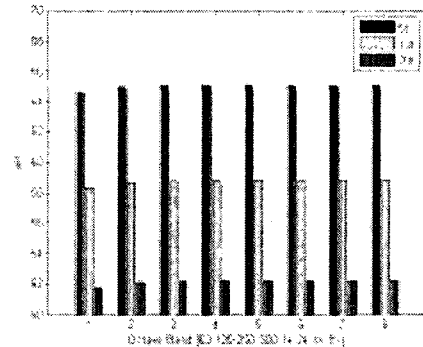


Fig. 8 판두께에 따른 Octave Level

Fig. 4 는 두께 13mm 박판의 8kHz, 단위 하중에 대한 전달 함수의 파수에 따른 변화를 보여 준다. 그림에서 보는 바와 같이 Coincidence 주파수와 Vacuo 주파수에서 최대치를 보이며 특히 Vacuo 주파수에서는 특이점을 갖는다.

Fig. 5 는 단위 하중에 의한 두께 13mm 박판의 고체음의 스펙트럼을 보여준다. 이로부터 같은 힘이 발생 할 때 각 주파수별 발생하는 음압은 주파수에 반비례함을 알 수 있다. 그러나 Fig. 6 에서 알 수 있는 바와 같이 이를 Octave Level 로 표시 할 경우 각 Band 별 Level 은 1dB 범위 안에서 서로 같게 된다. 이는 스펙트럼 Level 에서의 차가 Band 폭과 상쇄되었기 때문이다. 따라서 같은 크기의 힘에 의해 발생하는 고체음의 음압은 1 Octave Band 에서 서로 같은 값을 가진다는 것을 알 수 있다.

Fig. 7 과 Fig. 8 은 판의 두께에 따른 고체음의 차이를 보여 주고 있다. 실험 대상 박판 두께는 5mm, 10mm, 15mm 이다. Fig. 7 은 판의 두께가 2 배 증가할 때 일반적인 박판에서 음압은 약 6.5 dB 가 감소함을 보여주고 있다. 이는 음압은 박판의 진동 Level 에 비례함에 따라 두께가 다른 박판에 같은 힘이 작용할 경우 두꺼운 판의 응답이 더 작기 때문이다

3. 실선 계측 및 실험

3.1 실선 계측 Data 처리 방법

본 연구에서는 S.G. Rm 소음의 전달 경로 및 특성을 파악하기 위하여 실선의 S.G. Deck 및 A.P. TK의 진동 및 소음을 계측 하였다.

계측된 각각의 진동 소음 값은 주파수 영역에서 심한 변동을 갖는다 따라서 이의 보정을 위하여 Butterworth 저주파 통과 필터를 이용하였다.

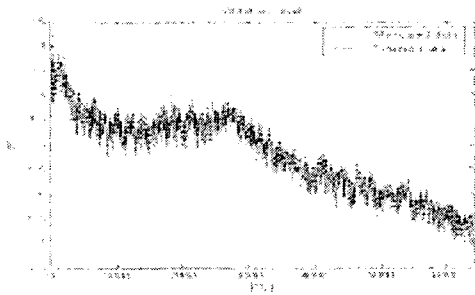


Fig. 9 Data 처리 결과

3.2 계측 결과

A 선의 계측은 Main Engine 79, 86, 89 rpm 에서 수행 되었으며 A.P.TK와 S.G. Rm.에서 진동 및 소음을 각각 계측 하였으며, 결과는 Fig. 9 ~ 12 에 나타내었다.

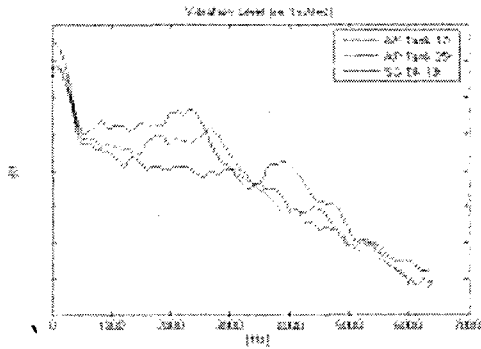


Fig. 9A 호선의 89rpm 에서 진동 계측 결과

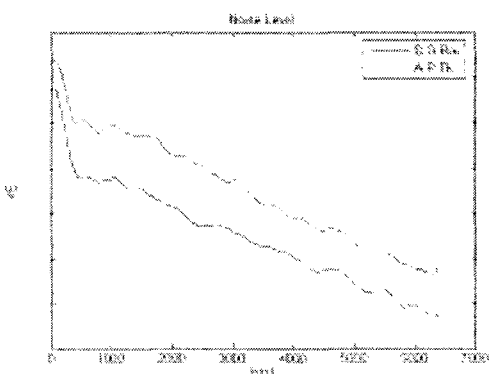


Fig. 10A 호선의 89rpm 에서 소음 계측 결과

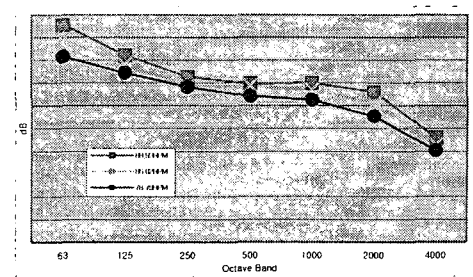


Fig. 11 A 호선의 A.P. Tank 에서의 Octave Band 별 소음 계측 결과

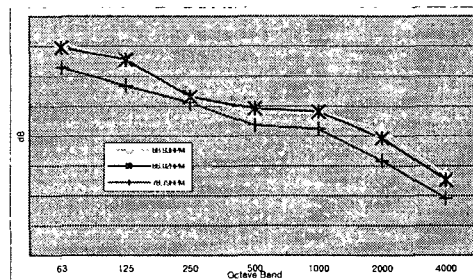


Fig. 12 A 호선의 S.G. Rm.에서의 Octave Band 별 소음 계측 결과

B 선의 소음 계측은 70, 75, 78, 81, 84, 85, 87, 89 rpm 에서 수행하였으며, 계측 결과는 Fig. 13. 에 나타내었다.

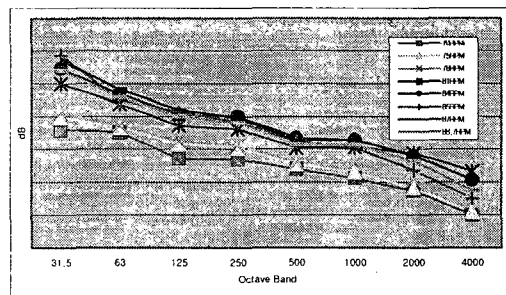


Fig. 13 B 호선의 S.G.Rm.에서의 Octave Band 별 소음 계측 결과

4. 해석 및 계측 결과 분석

4.1 주요 소음 주파수 영역

위 결과에 나타난 바와 같이 S.G.Rm. 소음의 특징은 주파수가 증가함에 따라 소음 Level 이 감소하는 특성을 갖는다. 그러나 실제 규제치인 Overall Level 의 관점에서 접근하기 위하여 각각

의 계측결과를 dBA 단위로 환산한 결과는 다음의 Fig. 14, Fig. 15 와 같다.

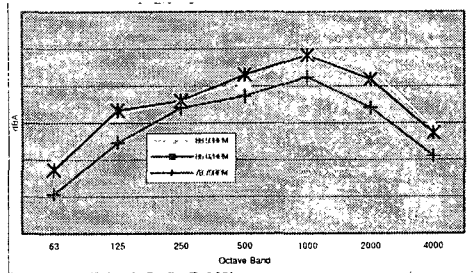


Fig. 14 A 호선의 S.G.Rm.에서의 소음 Level

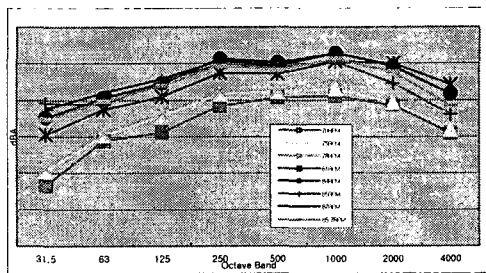


Fig. 15 B 호선의 S.G.Rm.에서의 소음 Level

Fig. 14 와 Fig. 15 에서 알 수 있는 바와 같이 실제 소음 기여도가 큰 주파수 영역은 1kHz 대역임을 알 수 있다.

4.2 음원 분석

Fig. 14 와 Fig. 15 에서와 같이 전체 소음 Level 은 Propeller 회전수에 비례하여 증가 함을 알 수 있다. 이는 이 지역 소음원은 Propeller 의 회전수에 강하게 종속되고 있음을 알 수 있다. 이로부터 S.G. Rm. 지역의 주 소음원은 Propeller 임을 알 수 있다.

Fig. 12 와 Fig. 13 에 나타난 바와 같이 S.G. Rm. 소음은 주파수가 증가함에 따라 소음 Level 이 감소 한다. 이는 Fig. 6 에서 알 수 있는 바와 같이 주파수 별로 일정한 힘이 작용할 경우 판으로부터 방사되는 음압의 Octave 별 Level 은 거의 일정함을 고려 할 때, 이 시스템의 가진력이 주파수 종속적임을 알 수 있으며 가진력은 주파수가 증가함에 따라 감소하는 특성을 갖는 것으로 예상 할 수 있다. 이러한 특성을 만족하는 Propeller 가진력 성분으로서 Propeller 변동 압력이 있다. 따라서 이상과 같은 계측 결과 및 수치해석 결과로부터

Propeller 변동압력이 주 음원으로 작용하고 있음을 예상 할 수 있다.

4.3 고체음 해석

본 연구에서는 S.G. Rm.에서의 소음 중 고체음과 A.P. Tank 소음의 소음 차단 벽에 의한 영향을 알아 보기 위하여 범용 소음 계산 Program 을 이용한 소음 감쇄 계산과 식 16)를 이용한 고체음 계산을 수행하였다.

S.G. Deck 의 전달 손실은 다음의 Fig. 16 과 같다.

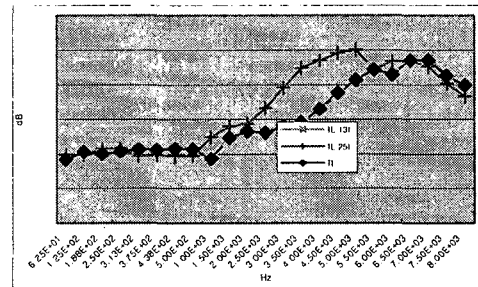


Fig. 16 S.G. Deck 의 전달 손실

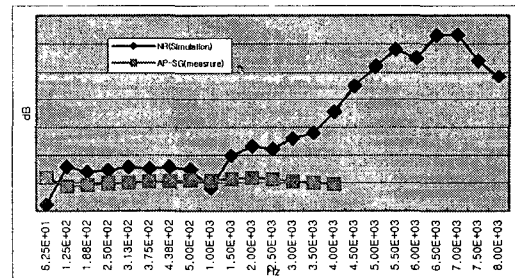


Fig.17 소음 감쇄

Fig. 16 과 같이 계산된 TL 을 이용하여 A.P. Tank 의 소음의 S.G. Rm.에서의 감쇄는 다음의 식을 이용하여 계산할 수 있다.

$$NR = TL - 10 \log S + 10 \log \bar{\alpha}_2 S_2 \quad (17)$$

식 17)을 이용하여 계산된 소음 감쇄를 Fig. 17 에 나타내었다. Fig. 17 의 결과로부터 1 kHz 이하의 주파수 영역에서 소음 감쇄는 실제 계측 결과와 유사하나 그 이상의 주파수에서는 계산상 소음 감쇄가 계측 소음 감쇄와 비교할 때 매우 큰 값을 나타냄을 알 수 있다.

식 17)을 이용한 교체음은 다음의 Fig. 18 과 같다.

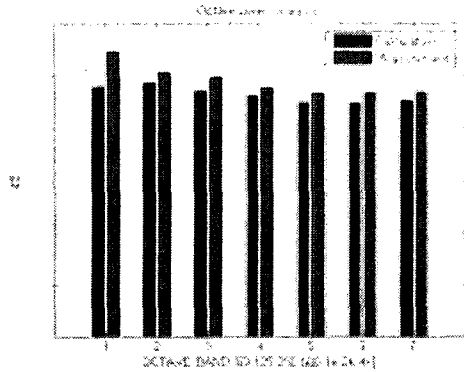


Fig. 18 고체 소음

Fig. 18로부터 저주파에서의 교체음의 영향은 매우 적으나 1kHz 이상의 영역에서의 소음 Level은 약 3dB의 오차에서 일치함을 알 수 있다.

위의 결과들로부터 1kHz 이하의 저주파 소음은 A.P Tank 소음의 S.G. Deck을 통한 전달이 강하며, 그 이상 주파수 대역의 소음은 구조 진동을 통한 교체음임을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구 과제는 실선 소음의 Propeller RPM 별 계측과 Propeller 변동 압력 특성 그리고 가진력과 소음량의 상관 관계를 밝혀냄으로써 선미부 소음의 주 소음원은 Propeller임을 확인 하였다. 그러나 Propeller Cavitation 과 Propeller 회전수가 소음에 미치는 영향에 관한 연구는 추가적으로 이루어져야 할 것으로 생각된다.

고속장 처리 방법을 이용하여 선박 Deck 상의 근접 음장을 계산 함으로써, 박판 진동에 의한 진동 량과 소음 사이의 상관 관계를 밝혀냈다. 이의 결과와 실선 계측 자료를 바탕으로 실선 선미부 소음의 고주파 대역 소음의 주 전달 경로는 교체음임을 밝혀 냈다.

Deck 의 TL 계산으로부터 A.P Tank 소음의 감쇄량을 계산함으로써 선미부 소음 중 저주파 대역 소음의 주 전달 경로는 S.G. Deck을 통한 직접 전달음임을 밝혀 냈다.

이상과 같은 연구 결과로부터 선미부 소음의 저감 대책으로서, A.P Tank 소음의 저주파 대역의 소음을 저감하기 위하여서는 S.G. Deck 두께 증가를 제시하였으며, 고주파 대역의 저감을 위하여서는 소음의 전달경로 해석과 이의 변경 및 Impedance, Damping 처리가 효과적일 것으로 예상된다.

참고문헌

- 1) Francis B. Hildebrand, "Advanced Calculus for Applications", MIT Press, 1976.
- 2) Henrik Schmidt, "Computational Ocean Acoustics", AIP Press, 1993.
- 3) W. Seong, "Structure-Borne and Flow Noise Reductions", SNU Press, 2001.
- 4) J.D. Irwin, "Industrial Noise and Vibration Control", Prentice Hall, 1979.