

## 수중 프로펠러의 소음 예측에 관한 연구 (Part 1. 비공동 소음)

설한신\*\*, 이수갑\*, 표상우\*\*, 서정천\*\*

서울대학교 기계항공공학부\*  
서울대학교 조선해양공학과\*\*

### Numerical Analysis of Underwater Propeller Noise (Part 1. Non-Cavitating Noise)

Hanshin Seol\*\*, Soogab Lee\*, Sangwoo Pyo\*\* and Jung-Chun Suh\*\*

School of Mechanical and Aerospace Engineering\*, Seoul National University  
Department of Naval Architecture and Ocean Engineering\*\*, Seoul National University

#### Abstract

The non-cavitating noise of underwater propeller is considered numerically in this study. The main purpose is to analyze non-cavitating noise from underwater propellers in various operating conditions with different configurations. Noise is predicted by using time-domain acoustic analogy, boundary element method, and computational hydro-acoustics. The flow field is analyzed with potential-based panel method, and then time-dependant pressure data are used as the input for Ffowcs Williams-Hawkings formulation to predict far field acoustics. Furthermore, boundary element method and computational hydro-acoustics are also considered to investigate duct propeller and ducted multi-stage propeller to consider the reflection and diffraction of sound waves. With this methodology, noise intensity and directivity of each noise sources could be well analyzed.

※Keywords : Propeller (추진기), Noise (소음), Non-cavitating Noise (비공동 소음), Acoustic Analogy (음향 유사법), BEM(경계 요소법), CHA (전산수력음향학)

접수일: 2003년 10월 20일, 승인일: 2004년 1월 30일

†주저자, E-mail: hsseol7@snu.ac.kr

Tel: 02-880-7545(1318)

## 1. 서론

수중 프로펠러의 소음 문제는 특히 잠수함의 개발 이후로 매우 중요시 되어 왔으며 현재는 고급 여객선등에서 수중 프로펠러 소음 문제가 대두되고 있다. 기존의 함정이나 수중 무기체계(잠수함, 어뢰)의 경우 추진기관인 프로펠러 뿐만 아니라 엔진이나 축, 베어링등의 기계류의 소음도 무시할 수 없었으나 최근 탑재되는 기계류의 저소음화에 따라 추진 프로펠러에 의한 소음의 방사 및 자체 소음의 기여도가 증가하여 중요한 소음원으로 작용하게 되었다. 따라서 수중 프로펠러의 소음은 함정의 생존능력과 작전 수행능력에 직결되는 아주 중요한 문제라고 할 수 있다. 그러므로 저소음 추진기관의 개발은 전투능력의 향상 측면에서 매우 중요하다. 예전부터 선진국들은 수중 프로펠러의 성능향상과 더불어 소음 감소에 막대한 인력과 자원을 투자하여 왔다. 하지만 이에 대한 기술 이전과 자료의 공개는 거의 이루어지지 않고 있으며 군사상 기밀에 해당하는 국내의 함정 추진기의 설계 또한 대부분 외국에서 이루어져 왔기에 이에 관한 자료가 많이 부족한 상황이다. 따라서 수중 프로펠러의 소음 측정과 예측에 관한 원천 기술을 획득하는 것은 군사적면 뿐만 아니라 산업적 측면에서도 매우 긴요한 과제라 할 수 있다.

또한 프로펠러의 소음은 소음 강도가 크고 프로펠러의 형상, 크기, 블레이드 수에 따라 독특한 음문(音紋)이 존재하여 함정의 식별 자료로 사용되기 때문에 굉장히 중요하다.

수중 프로펠러 소음은 크게 공동(cavitation)소음, 비공동소음, 명음(singing)소음으로 나뉜다. 공동이 발생하면 일반적으로 위의 세가지 소음원 중 가장 큰 강도를 가지며 소음도의 급격한 증가뿐만 아니라 프로펠러 성능 저하와 함께 선체 진동 및 프로펠러 손상을 유발한다. 그러나 잠수함의 경우는 수상 선박과 달리 작전 심도에서 높은 정수압 때문에 공동이 발생되지 않는 경우가 많다. 따라서 공동소음뿐 아니라 비공동 소음 또한 중요하다고 할 수 있다.(Ross, 1976)

이번 연구의 주된 대상이 된 프로펠러 비공동 소음은 주파수 스펙트럼의 특성에 따라 불연속 주

파수 소음과 광대역 소음으로 구분할 수 있다. 불연속 주파수 소음은 블레이드의 회전에 의한 회전 소음(rotational noise)과 프로펠러 후류 상호작용 소음(wake interaction noise)등에 의하여 나타나며 광대역 소음은 난류 유입 소음(turbulence interaction noise)과 와류 소음(vortex noise)등에 의하여 나타난다.

수중 추진기와 같이 회전의 소음 스펙트럼에서 우선적으로 발견되는 톤(tone)들은 회전의 통과 주파수(BPF, Blade Passage Frequency)의 정수배의 하모닉에서 발생하는 불연속 주파수 소음이며 비공동 상태에서 가장 지배적인 소음이 된다. 넓은 주파수 영역에 걸쳐 연속적인 스펙트럼을 가진 광대역 소음은 전자의 회전의 통과 주파수 소음과는 달리 특성을 결정하기 어려우며 와류와 같은 임의의 교란에 의해 발생하나 불연속 주파수 소음에 비하여 무시할 수 있을 정도로 그 세기가 작다.

따라서 본 논문에서는 공동이 발생하지 않는 경우에 임의의 형상을 가지며 표면에서 임의의 하중 조건을 갖는 수중 프로펠러의 비공동 회전의 통과 주파수 소음을 예측하였다.

임의의 형상을 가지며 프로펠러 표면에서 비정상 하중조건을 가지는 추진기의 비공동 소음 예측을 위하여 Lighthill(1952)의 방정식에 근거한 Ffowcs Williams/Hawkings(1969)의 음향 상사법을 시간영역에서 수치적으로 구현하였다. FW-H 방정식을 수치적 시간 미분을 필요로 하지 않는 Farassat/Myer (1988)가 제안한 형태를 이용하였고 지연시간은 Newton 방식의 반복계산에 의하여 계산하였다. 수중 추진기의 하중 소음 예측에 필요한 표면 압력 분포는 비공동 추진기 소음의 경우 가장 중요한 입력치로 실험이나 수치적 방법을 이용하여 계산 할 수 있는데 본 연구에서는 포텐셜을 바탕으로한 패널법을 이용하였다.(서정천 등, 1993) 또한 덕트 프로펠러와 덕트 및 전류 스테이터를 가지는 복합 프로펠러의 소음 방향성을 해석하기 위하여 경계요소법과 전산수력음향학을 이용하였다. (Seol 등, 2002) (이수갑 등, 2000) 이러한 수치해석을 통하여 비공동 운용시의 소음원 특성을 파악하는 것은 적절한 소음 제어 대비책을 마련하는 기반이 될 것이다.

2. 이론

2.1 유동 해석

수중 추진기에 대한 패널 방법은 Kerwin(1997) 등에 의해 정립되었다. 이 방법은 속도 포텐셜에 관한 Green의 제 3 정리에 기초를 둔 것이다.

$$2\pi\phi = \int_S \phi \frac{\partial G}{\partial n} dS + \int_{S_w} \Delta\phi \frac{\partial G}{\partial n} dS \quad (1)$$

여기서 프로펠러 몸체 \$S\$는 블레이드 \$S\_B\$, 허브 \$S\_H\$, 그리고 덕트 \$S\_D\$로 구성되어있으며 후류 \$S\_w\$는 블레이드 후류 \$S\_{BW}\$와 덕트 후류 \$S\_{DW}\$로 구성된다. 프로펠러와 덕트의 표면은 dipole과 source를 분포 시킨 쌍곡면 패널로 이산화 한다. 여기서 블레이드 뒷전에서 압력 균형을 이용한 Kutta 조건을 적용시켜 유일해를 구하였다. 표면에서 속도를 구하고 이를 Bernoulli 방정식에 적용시켜 표면에서의 압력분포를 계산한다. 따라서 프로펠러 블레이드 표면에서의 압력 \$P\_B\$는 다음과 같은 식으로 구할 수 있다.

$$P_B = P_\infty - \rho \vec{V} \cdot \nabla \phi - \frac{1}{2} \rho (\nabla \phi)^2 \quad (2)$$

패널 방법을 이용한 비정상 프로펠러 해석은 Hsin(1990)등에 의해서 개발되었다. 이 방법은 Discrete time-stepping 알고리즘에 기반을 둔다. 적분 방정식 (1)을 매 시간마다 계산하여 시간에 종속적인 항들을 update 하는 것이다.

식(1)을 이산화 한 식은 아래와 같다.

$$\begin{aligned} \sum_{j=1}^{N_p} a_{i,j} \phi_j(n) + \sum_{m=1}^{M_B+M_D} W_{i,m,1} \Delta\phi_{m,1}(n) &= RHS_i(n) \\ RHS_i(n) &= \sum_{K=1}^{N_B} \sum_{j=1}^{N_p} b_{i,j}^K \sigma_j^K(n) - \sum_{K=2}^{N_B} \sum_{j=1}^{N_p} a_{i,j}^K \phi_j^K(n) \\ &\quad - \sum_{K=2}^{N_B} \sum_{m=1}^{M_B+M_D} \sum_{l=1}^{N_w} W_{i,m,l}^K \Delta\phi_{m,l}^K(n) \\ &\quad - \sum_{m=1}^{M_B+M_D} \sum_{l=2}^{N_w} W_{i,m,l}^K \Delta\phi_{m,l}(n) \end{aligned} \quad (3)$$

여기서 \$N\_B\$는 블레이드 개수, \$N\_w\$는 블레이드와 덕트의 후류 패널개수, \$N\_p\$는 블레이드와 허브, 덕트의 총 패널수를 의미한다. 계수 \$a\_{i,j}^K\$와 \$b\_{i,j}^K\$는 \$K\$ 블레이드 위 \$j\$ 패널의 이중극(dipole)과 생성향(source) 분포에 의한 \$i\$ 패널에 영향을 미치는 포텐셜을 의미한다.

2.2 시간 영역 음향 상사법

Ffowcs Williams/Hawkings(1969)는 Lighthill(1952)의 음향 상사법을 이용한 지배 방정식을 유도하였으며 Farrassat/Myer(1988)은 Ffowcs Williams-Hawkings 방정식을 이용하여 적분형태의 식을 개발하였다. 이 적분형태의 방정식은 물체의 형상과 움직임을 고려하여 해를 구할 수 있다. Lighthill(1952)방정식에 근거한 Ffowcs Williams/Hawkings(1969)에 의해 제시된 음향상사 방정식은 식(4)와 같으며 \$f(\vec{y},t)=0\$ 이 회전익 표면을 나타내며 그 외부 영역에서 \$f > 0\$ 가 성립한다고 하면 FW-H 방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \square^2 p'(\vec{x},t) &= \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \nabla^2 p \quad (4) \\ &= \frac{\partial}{\partial t} [\rho_0 v_n |\nabla f| \delta(f)] - \frac{\partial}{\partial x_i} [l_i |\nabla f| \delta(f)] \\ &\quad - \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} [T_{ij} H(f)] \end{aligned}$$

여기서 \$p'\$는 음압, \$\rho\_0\$와 \$c\_0\$는 미교란 상태의 공기밀도와 음속을 나타내며 \$v\_n\$은 국부적인 회전익면에 수직인 속도이며 \$l\_i\$는 단위 면적당 유체에 가해지는 힘을, \$T\_{ij}\$는 Lighthill 텐서를 나타낸다. 식(4)의 우변 첫번째 항에 포함되는 \$v\_n\$은 물체 표면에 수직인 속도 성분으로 두께를 가진 프로펠러 블레이드의 회전으로 인해 생성되는 홀극(monopole) 소음원이 되며 두번째 항과 세번째 항은 각각 이중극(dipole) 소음원, 사중극(quadrupole) 소음원으로서 표면 압력분포에 의한 음원과 와류 소음과 같은 유체내의 비선형 효과를 나타낸다.

Green 함수와 블레이드 고정 좌표계로의 변환

을 이용하고, 프로펠러의 회전속도가 수중의 음속에 비하여 매우 느리기 때문에 사중극항을 무시하면 식 (4)는 다음과 같은 적분식으로 변형할 수 있다.

$$4\pi p'(\vec{x}, t) = \frac{1}{c_0} \frac{\partial}{\partial t} \int_{f=0} \left[ \frac{\rho_0 c_0 v_n + l_r}{r(1-M_r)} \right]_{ret} dS \quad (5)$$

$$+ \int_{f=0} \left[ \frac{l_r}{r^2(1-M_r)} \right] dS$$

$l_r = l_i \hat{r}_i$ 로서 음파 방사 방향으로의 단위 유체 면적에 가해지는 힘이다. 아래 첨자  $ret$ 는 위의 적분이 지연시간에서 행해져야 함을 의미한다. 지연 시간은 음향학적 패널상의 음원이 관찰자에게 시간  $t$ 에 들리는 소리를 방사하는 시간이다.

식(5)를 거리가 음원의 위치 변수임을 통하여 지연시간  $\tau$ 의 함수 관계를 이용하면 아래와 같은 최종식을 얻을 수 있다.

$$p'(\vec{x}, t) = p'_T(\vec{x}, t) + p'_L(\vec{x}, t) \quad (6)$$

여기서

$$4\pi p'_T(\vec{x}, t) = \int_{f=0} \left[ \frac{\rho_0 \dot{v}_n}{r(1-M_r)^2} \right]_{ret} dS$$

$$+ \int_{f=0} \left[ \frac{\rho_0 v_n (r \dot{M}_i \hat{r}_i + c_0 M_r - c_0 M^2)}{r^2(1-M_r)^3} \right]_{ret} dS$$

$$4\pi p'_L(\vec{x}, t) = \frac{1}{c_0} \int_{f=0} \left[ \frac{\dot{l}_i \hat{r}_i}{r(1-M_r)^2} \right]_{ret} dS$$

$$+ \int_{f=0} \left[ \frac{l_r - l_i M_i}{r^2(1-M_r)^2} \right]_{ret} dS$$

$$+ \frac{1}{c_0} \int_{f=0} \left[ \frac{l_r (r \dot{M}_i \hat{r}_i + c_0 M_r - c_0 M^2)}{r^2(1-M_r)^3} \right]_{ret} dS$$

$p'_T(\vec{x}, t)$ ,  $p'_L(\vec{x}, t)$ 는 각각 두께소음과 하중소음 항을 나타내며,  $\dot{M}_i$ 와  $\dot{l}_i$ 는 각각 지연시간에 대한 미분을 나타낸다. 위 식은 복잡한 피적분항을 가지고 있으나 관찰자 시간에서의 수치적 미분

에 의한 정확도 손실을 줄일 수 있는 장점이 있다. 또한 임의의 블레이드 형상과 움직임 그리고 임의의 하중조건에 대해 모두 적용할 수 있으며 근접장(near-field)과 원지장(far-field)에 대한 효과를 나타낼 수 있다.

또한 위에서 언급한 지연시간은 아래와 같은 형태로 계산되어진다.

$$g = \tau - t + \frac{r}{c_0}$$

그러나  $r$ 이  $\tau$ 의 함수이기 때문에 닫힌 형태(closed form)로 계산될 수는 없으며 수치적 반복 계산이 필요하다.

$$c(\tau^* - t) + r = 0 \quad (7)$$

식(7)에서  $\tau^*$ 는 지연시간, 음원시간 또는 방사시간을 의미하여, 주어진 관찰자 시간  $t$ 에 대한 해의 의미로서 위첨자 \*를 첨가하였다. 본 논문에서는 회전익상의 각 음원 지연시간의 결정에 매우 빠른 수렴성을 가지는 Newton 방법이 적용되었다.

위에서 언급한 바와 같이 식(6)은 임의의 운동을 하는 회전익에 모두 적용될 수 있다. 임의의 운동을 하는 회전익의 소음 예측을 위해서는 좌표 변환이 필요하다. 모든 계산은 공간 고정 좌표계  $(x_1, x_2, x_3)$ 에서 이루어지며 회전익 고정 좌표계  $(\eta_1, \eta_2, \eta_3)$ 에서 계산된 수치들은 행렬 변환을 이용해 변환되었다.

공간 고정 좌표계의 원점은 비회전 운동 좌표계  $(X_1, X_2, X_3)$ 의 원점과 벡터  $\vec{y}_0(t)$ 에 의해 관계되며, 관찰자 시간  $t=0$ 일 때 두 좌표계는 일치한다. 회전익 고정 좌표계는 운동 좌표계에 대해  $\psi$ 만큼 회전된 좌표계이다. 벡터  $\vec{\eta}$ 를 회전익 고정 좌표계상의 위치벡터라고 하면 공간 고정 좌표계에서의 위치벡터  $\vec{y}$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$\vec{y} = \vec{y}_0(t) + A_1 A_2 \vec{\eta} \quad (8)$$

$A_1, A_2$ 는 각각 회전축의 기울기와 회전익을 나타내는 1차변환 행렬이다.

소음 계산은 우선 블레이드 표면을 여러 개의 패널로 나누는 것으로 시작된다. 식 (6)의 적분은 피적분항의 각 패널의 중심 값을 패널 전체의 값으로 근사화하여 계산하였다. 패널은 방사 소음에의 기여도가 가장 큰 블레이드 팁 부분에서의 정확도 향상을 위하여 팁 부분에 밀집시켰으며 시위방향으로는 곡률변화가 심한 블레이드의 앞전 부분에 밀집되도록 하였다. 또한 Newton 방법을 통하여 지연시간을 계산하였다. 식 (6)은 날개 두께에 의한 음압과 날개 표면에서의 하중 변화에 의한 음압을 선형적으로 더하여 전체 음압을 계산하며 이들은 또한 근접장 항들과 원지장 항들로부터 얻어진다. 모든 패널에 의한 영향을 합하면 음압의 시간에 대한 변화가 얻어진다.

음압 변화는 푸리에 변환을 통해 각 하모닉에 대한 음압수준(Sound Pressure Level)의 단위를 가진 음향 스펙트럼으로 변환된다. 각각의 하모닉에 대한 푸리에 계수는 다음과 같은 식으로 나타낸다.

$$a_n(\bar{x}) = \frac{2}{T} \int_0^T p'(\bar{x}, t) \cos(\omega_n t) dt \quad (9)$$

$$b_n(\bar{x}) = \frac{2}{T} \int_0^T p'(\bar{x}, t) \sin(\omega_n t) dt$$

계산에 의한 결과는  $p'(\bar{x}, t)$  에 대한 불연속적 값들을 나타내므로 뒷식들은 수치적으로 적분하여야 한다. 수치 적분은 Simpson 적분법을 이용하였으며 이는 Fast Fourier Transform 에 비해 정확한 결과를 가져온다.  $n$  번째 하모닉에 대한 음압수준은 다음과 같은 식으로 계산된다.

$$SPL_n = 10 \log_{10} \frac{a_n^2(\bar{x}) + b_n^2(\bar{x})}{P_{ref}^2} \quad (10)$$

여기서  $P_{ref}$  는 기준음압(reference pressure)으로 수중인 경우  $1.0 \mu Pa$  을 사용하였다. 그리고 전음압수준(Overall Sound Pressure Level)은 다음과 같이 계산하였다.

$$L = 10 \log_{10} \left( \sum_i 10^{L_i/10} \right) \quad (11)$$

### 2.3 경계 요소법 (BEM)

음장 내의 총음압은 기지의 입사음압과 미지의 산란음압의 합으로 표시 할 수 있다.

$$p'_i(r, \psi, z, t) = p'_i(r, \psi, z, t) + p'_s(r, \psi, z, t) \quad (12)$$

물체가 없는 공간 영역에서 산란음압은 균일(homogeneous)음파 방정식의 해이다. 덕트와 함께 움직이는 좌표계에서 모든 음향 변수들은 회전 모드의 시간 하모닉으로 나타낼 수 있으며 음압과 속도의 관계는 운동량 방정식으로부터 구해지며 이동 좌표계에서 산란 음압은 헬름홀츠 방정식의 해가 되는데 덕트가 정지하고 있다고 가정하면 다음 식 (13)과 같은 형태가 된다.

$$\left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2}{\partial z^2} - \frac{m^2}{r^2} + k^2 \right] P_s = 0$$

$$U_r(r, z) + \frac{i}{k} \frac{\partial P}{\partial r}(r, Z) = 0 \quad (13)$$

일반적으로 장수함이나 어뢰에서는 liner 를 사용하지 않기 때문에 덕트 벽면에서 완전반사 경계 조건을 적용하였으며 유일한 해를 가지기 위하여 식 (14)와 같이 덕트 뒷전에 Kutta 조건을 적용시켜 물리적으로 타당한 해를 얻었으며 식(15)와 같은 Sommerfeld 방사조건을 만족한다.

$$\lim_{z \rightarrow a^+} [Q^+(Z) - Q^-(Z)] = 0 \quad (14)$$

$$\lim_{\rho = \sqrt{r^2 + z^2} \rightarrow \infty} \sqrt{\rho} \left( \frac{\partial Q}{\partial \rho} + i k \rho Q \right) = 0 \quad (15)$$

일반적인 경계 요소법은 특정 파동수에서 특이(singular)하기 때문에 이러한 한계를 극복하기 위하여 아래와 같은 Burton/Miller(1971)가 제시한 방법을 이용하였다.

$$\left\{ (M_k - \frac{1}{2}I + \mu N_k) \phi \right\} s(\mathbf{p}; \mathbf{n}_p) \quad (16)$$

$$= \left\{ (L_k + \nu (M'_k + \frac{1}{2}I)) v \right\} s(\mathbf{p}; \mathbf{n}_p)$$

2.4 전산 수력 음향학 (CHA)

BPF tonal noise는 블레이드와 스테이터 간 혹은 후류와의 상호작용에 의해 발생하는 소음으로 저속에서 가장 우세한 소음이다. 톤이 발생하는 주파수는 회전하는 블레이드 수, 고정된 스테이터 수, 회전속도의 함수이다. 원주 방향의 모드를  $m$  이라고 하면 다음과 같은 식으로 표현된다.

$$m = k\beta \pm nV \quad (17)$$

여기서  $\beta$ 는 블레이드 개수,  $V$ 는 스테이터 개수이다. 이런 모드를 가지는 프로펠러가 덕트내에 있을 때 원주 방향 및 반경방향의 모드 ( $m, \mu$ )는 다음과 같이 표현된다.

$$p'(x, r, \theta, t) = \text{Re} \left( \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{m=-\infty}^{\infty} \sum_{\mu=0}^{\infty} \hat{p}_{nm\mu} e^{-i\alpha x} \right) \quad (18)$$

전파해 나가는 음향파를 다음과 같이 가정하고

$$p'(r, x, t) = \text{Re} \left[ \hat{p}(r) e^{i(\alpha x - \omega t)} \right] \quad (19)$$

덕트 내에서 경계조건과 더불어 식(19)와 원통 좌표계에서 축대칭 Euler 방정식을 이용하여 정리하면 다음과 같은 특성치 문제가 된다.

$$\frac{\partial^2 \hat{p}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \hat{p}}{\partial r} + (\omega^2 - \alpha^2) \hat{p} = 0 \quad (20)$$

특성치와 특성함수는 다음과 같다.

$$a_n = (\omega^2 - k_n^2)^{1/2}, \quad \hat{p}_n = J_0(k_n r)$$

여기서  $k_n$ 은 1차 Bessel 함수의 근이다. 따라서 덕트 모드 해는 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} u \\ v \\ p \end{bmatrix} = \text{Re} \left\{ A_n \begin{bmatrix} \frac{a_n}{\omega} J_0(k_n r) \\ \frac{ik_n}{\omega} J_1(k_n r) \\ J_0(k_n r) \end{bmatrix} e^{i(\alpha_n x - \omega t)} \right\} \quad (21)$$

식 (21)을 덕트 내부의 입사파 경계 조건으로 적용한다.

길이는 덕트 반지름  $R$ , 속도는 음속  $c$ , 시간은  $R/c$ , 밀도는  $\rho_0$ , 압력은  $\rho_0 c^2$ 으로 무차원 하였다.

공간 차분법으로는 7-point DRP 기법을 사용하였고 시간 적분법은 Adams-Bashford 방법을 기본으로하여 최적화된 4 단계 외재적 적분법을 사용하였다.

3. 수치해석 결과와 분석

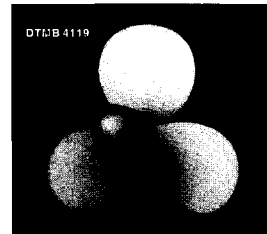


Fig. 1 Propeller model

수중 프로펠러의 유동장 해석 결과를 기반으로 소음 예측을 수행하였다. 프로펠러 모델은 Fig.1에서 보듯이 일반 프로펠러(DTMB4119)와 덕트를 가지는 프로펠러(KA470+JD75), 그리고 전류 스테이터와 덕트를 함께 가지는 프로펠러에 대하여 앞에서 언급한 수치해석 방법을 이용하여 소음을 예측하였다. 계산에 사용된 상수 값들은 다음과 같



전면에서 체적변화가 가장 심하므로 회전면 방향으로 주된 소음이 많이 전파됨을 볼 수 있고 하중소음은 프로펠러 표면의 압력 변화에 의해서 생기는 이중극 음원항의 소음이므로 프로펠러 추력과 항력이 주된 원인이 된다. 따라서 하중소음은 추력과 항력 방향인 프로펠러 회전면에 수직인 방향으로 전파됨을 알 수 있다. 이 결과는 Fig.4 에서도 잘 나타나 있는데 이 그래프는 소음원에 따른 소음원의 전파 방향을 알아 보기 위한 방향성 그래프이다.

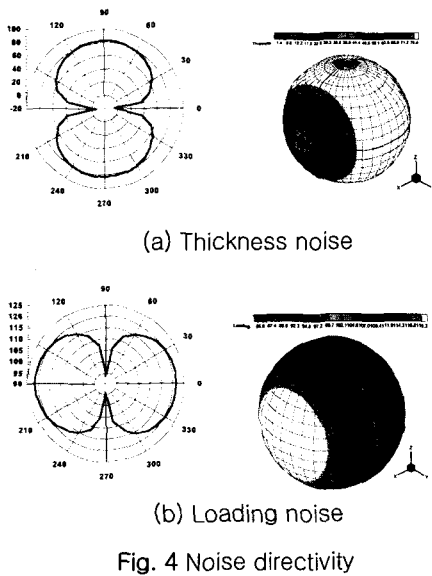


Fig. 4(a) 에서 두께 소음은 '8' 자 형태로 프로펠러 회전면 방향으로, 하중소음은 회전면에 수직인 추력과 항력 방향으로 주로 전파됨을 볼 수 있다.

소음 예측이 유입류 조건에 크게 영향을 받기 때문에 비정상 유동 중의 프로펠러에 의해 발생하는 소음의 방향성은 정상유동에 비하여 복잡한 형태를 보인다. 이를 관찰자의 위치에 따라 알아보기 위하여 프로펠러 중심에서 블레이드 반경의 10 배 되는 위치에서의 비정상 두께소음과 하중소음의 음압수준을 3 차원 contour 그래프와 함께 나타내었다. 그래프에서 나타나듯이 원거리에서 두께소음은 전체 소음레벨에 거의 영향을 미치지 못

해 하중소음이 지배적임을 알 수 있고 위에서 설명한 방향성도 잘 보여주고 있다.

### 3.1.2 덕트 프로펠러의 소음예측

덕트 프로펠러의 소음 예측을 위한 모델로 Wageningen KA4-70 프로펠러와 JD75 덕트의 조합을 사용하였다.(Fig.1) 프로펠러와 덕트 사이에 지지대가 없고 덕트의 길이가 소음의 파장에 비해 매우 짧기 때문에 cut-off 주파수를 고려하지 않은 자유 방사로 가정하였다.

음압의 시간에 따른 변화와 소음 스펙트럼을 Fig. 5 에 나타내었고 소음원에 따른 방향성을 Fig. 6 에 나타내었다.

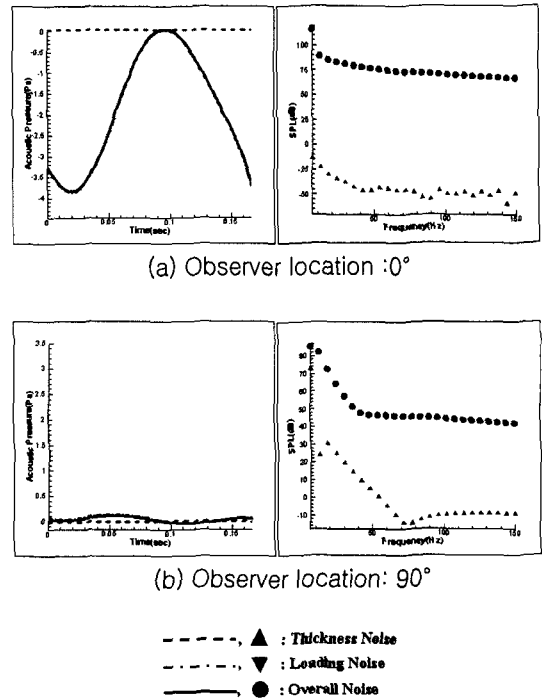
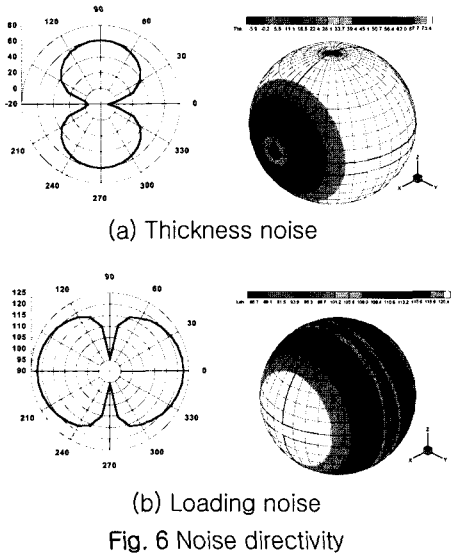


Fig. 5 Acoustic pressure & noise spectra

소음의 방향성은 덕트가 없는 일반 프로펠러와 비슷한 경향을 보였다. 두께 소음, 하중 소음 모두 덕트 없는 프로펠러의 경우와 거의 동일한 방향성을 보여주는 것으로 보아 예상대로 덕트는 소음방향성에 거의 영향을 주지 않음을 알 수 있다. 이는 Fig. 6 의 3 차원 방향성 Contour 에서도 알 수





(a) Thickness noise

(b) Loading noise

Fig. 6 Noise directivity

있으며 프로펠러에 의해 발생하는 소음이 저주파에서 덕트가 프로펠러에 의해 발생하는 소음의 파장보다 매우 짧아 소음의 전파에 거의 영향을 미치지 못하고 있기 때문이다. 실제 잠수함에서 덕트는 추진 효율을 높이거나 공동 소음을 저감하는 특성을 가지고 있는데 이번 연구에서와 같이 공동이 일어나지 않는 경우에는 소음 특성에 큰 영향을 주지 못하였다.

3.2 BEM 을 이용한 덕트 프로펠러 소음 해석

모든 물리량은 길이를  $r_{max}$ , 질량을  $\rho_0 r_{max}^3$ , 시간을  $\Omega^{-1}$ 로 무차원화 하여 사용하였다. 수중 프로펠러의 경우 전진속도가 음속에 비하여 매우 작기 때문에 프로펠러가 정지해 있는 경우로 가정하였다.

경계요소법(BEM)을 이용하여 구현한 프로그램의 검증에 위하여 Fig. 7 과 같이 두께가 없는 원통형 덕트를 이용하여 이론적 값들과 비교하였다. 이론적으로 원통형 덕트에서  $n$  차 모드 수와 축과 이루는 각은 다음과 같은 식으로 표현 할 수 있다.

$$k_z = \frac{\kappa}{\beta} \left[ -M_F \pm \sqrt{1 - \left(\frac{v_m}{\kappa}\right)^2} \right]$$

$$\theta_n = \pm \cos^{-1} \frac{\beta \sqrt{\kappa^2 - (n\pi)^2}}{\sqrt{\beta^2 \kappa^2 + M^2 (n\pi)^2}} \quad (22)$$

식 (22)를 이용하여 이론적인 축방향 모드와 구현한 수치해석 방법으로 구한 결과 값을 비교하여 Table 1 에 정리하였다.

비교 결과 이론적 값들과 개발된 툴을 이용해 구해진 수치해석 해와 잘 일치 함을 볼 수 있었다.

이러한 검증을 시행 한 후 실제 형상의 덕트를 계산에 사용하였으며 사용된 덕트 모델은 JD-75 덕트 이다. Fig. 8 은 JD-75 를 가지는 프로펠러와 원통형 좌표계에서의 모델링을 보여준다.

블레이드를 모사하는 이중극 소음원을  $0.9 r_{max}$  에 위치 시켰으며 1 차 원주 방향모드에 대하여 BPF 에서의 4 개의 파동수에 대하여 계산을 수행하여 결과의 경향성을 음향상사법 및 전산공력음향학의 결과와 비교하였다.

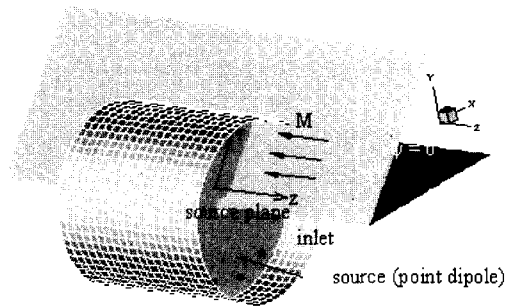


Fig. 7 Test model (Cylindrical duct)

Table 1 Comparison of mode number and directivity

	axial mode number		axial mode direction angle	
	theory	observed	theory	observed
1 BPF(k=2.0)	1	1	0	0
2 BPF(k=4.0)	2	2	51.8	53
3 BPF(k=6.0)	2	2	31.6	35
4 BPF(k=8.0)	3	3	23.1, 51.8	25, 53

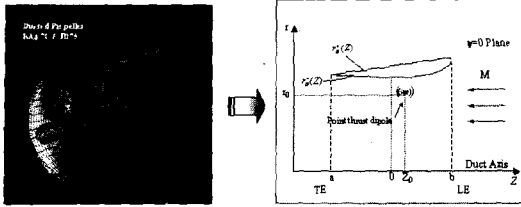
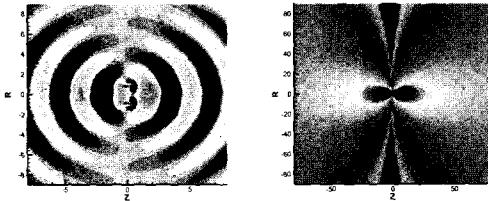
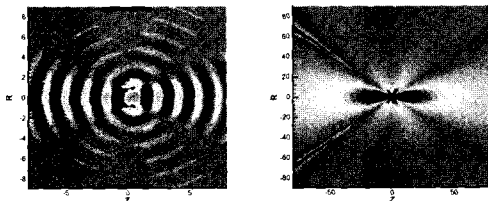


Fig. 8 Duct and noise source modeling

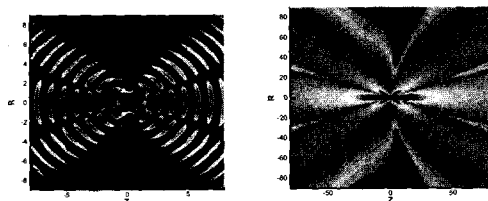
Fig.9 는 각 파동수에서의 음압과 소음 방향성을 나타낸 것이다. 파동수  $k$  값은 각각 2,4,6,8 이며 이 경우 BPF 가 1,2,3,4 가 되도록 블레이드 회전수를 설정하였다. BPF 하모닉이 증가할수록 축방향 모드가 증가하여 음압로브의 개수가 증가함을 볼 수 있으나 1BPF 가 주된 소음이 되므로 음향상사법의 결과와 동일한 결과를 얻을 수 있었다.



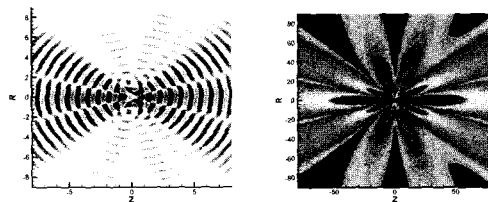
(a) 1 BPF



(b) 2 BPF



(c) 3 BPF



(d) 4 BPF

Fig. 9 Acoustic pressure fields & noise directivity

3.3 CHA 를 이용한 복합 프로펠러 소음 해석

Fig.10 은 계산 영역과 각 부분의 경계조건을 도식화 한 것이다.

Fig.11 은 모드 별로 덕트 입구 근접장에서의 음향파의 구성을 나타내고 있다. 고차 모드 일수록 차단 주파수에 가까워져 덕트 밖으로 나가는 압력의 크기가 작아지는 것을 발견 할 수 있다.

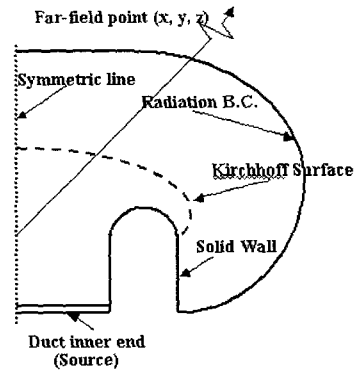


Fig. 10 Computation domain & boundary condition

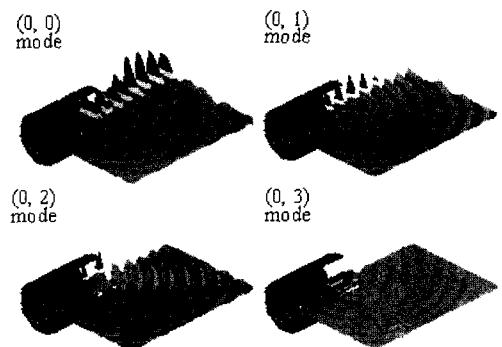


Fig. 11 Acoustic pressure fields

(0,0)모드는 반지름 방향의 변화를 수반하지 않는 평면파이므로 축방향으로 주로 전파해가고 (0,1), (0,2) 모드는 반지름 방향의 변화로 인하여 각이 큰 방향으로 주된 파가 전파해 가는 것을 볼 수 있다. 이러한 근접장 내의 결과를 이용하여 Kirchhoff 방법을 이용하여 원음장(far-field)에서의 소음 방향성을 예측해보면 Fig.12 와 같은 결과를 얻을 수 있다.

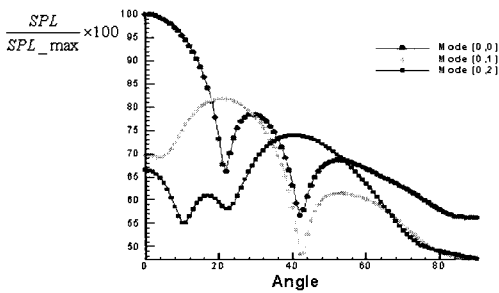


Fig. 12 Far-field noise directivity

Fig.12 에서 볼 수 있듯이 모드 별로 상이한 전파 방향을 보이거나 주된 소음은 (0,0) 모드로 블레이드 회전면에 수직인 방향으로 주된 소음이 전파해 나감을 알 수 있다.

#### 4. 결론

다양한 형태의 수중 프로펠러의 비공동 소음을 음향 상사법, 경계 요소법, 전산 수력 음향학등을 적용하여 소음원 또는 모드 별로 해석하였다.

임의의 형상과 유입류 조건을 가지는 수중 프로펠러의 비공동 소음을 예측하기 위하여 Lighthill(1952) 방정식에 근거한 Ffowcs Williams/Hawkings(1969) 방정식을 수치적 시간 미분이 필요하지 않은 Farassat/Myer(1988)에 의한 형태를 이용하였다. 수중 프로펠러를 다루는 본 연구에서는 프로펠러의 회전 속도는 음파의 전달속도에 비해 작기 때문에 지연시간의 계산이 간단한 Newton 방식의 반복계산에 의해 지연시간을 계산하였다.

시간영역 음향 상사법을 이용한 소음 예측 결과 두께소음은 프로펠러 회전에 의한 체적변화로 인한 주기성으로 인하여 소음이 발생하므로 프로펠러 형상과 회전속도에 영향을 받고 유입류 조건에는 큰 영향을 받지 않았으며 체적 변화가 가장 심한 회전면 방향으로 소음이 전파함을 확인할 수 있었다. 하중소음은 불규칙한 블레이드 표면 압력 섭동에 의한 임의적 요소가 지배적인 이종극 소음향으로 프로펠러의 추력과 항력 방향인 회전면에 수직인 방향으로 전파함을 볼 수 있었다. 두 소음원 중 프로펠러에서 멀리 떨어진 관찰자 위치에서 두께소음 보다는 하중소음이 지배적이라는 사실과 비공동 수중 프로펠러 소음의 경우 하중소음이 더 중요함을 알 수 있었고 각 소음원 별로 3 차원 방향성 해석을 통해 이를 확인할 수 있었다.

개발된 프로그램의 검증을 위하여 경계 요소법을 이용한 1<sup>st</sup> BPF 와 몇 개의 하모닉에 대한 음장을 해석하여 이론값과 비교, 잘 일치함을 확인하였으며 이후 실제 덕트 형상을 이용하여 음장과 소음 방향성을 예측하였다.

계산 결과 고차의 BPF 로 갈수록 파장이 짧아짐에 따라 덕트의 영향을 받아 음의 산란과 회절 현상이 강해져 음압 로브의 개수가 증가하였지만 주된 소음은 프로펠러에 수직인 방향임을 볼 수 있었다. 마찬가지로 덕트와 전류 스테이터를 가지는 복합 프로펠러 모델에는 전산공력 음향학을 이용하여 근접장에서의 BPF Tonal 소음을 해석하였다.

또한 시간영역 음향 상사법과 경계요소법으로 계산한 비공동 수중 프로펠러의 주된 소음의 파장이 덕트의 길이에 비해 매우 길어 블레이드를 싸고 있는 덕트의 영향을 거의 받지 않음을 알 수 있었다.

군사적 목적 및 예측의 어려움 등으로 인해 비공동 수중 추진기 소음과 관련된 자료의 공개가 거의 이루어지고 있지 않기 때문에 본 논문에서는 실험결과와의 비교가 이루어지지 못하였다. 하지만 개발된 수치기법을 이용하여 공기중의 팬등과 같은 회전기계소음을 예측하여 실험결과와 비교해 본 결과 매우 높은 정확도를 보였다.

이상과 같은 수치해석적 기법을 이용한 수중 프

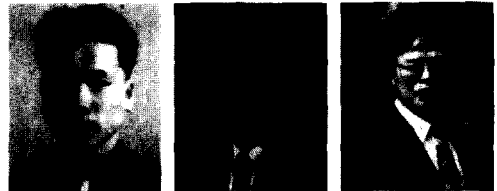
로펠러의 비공동 소음 분석 및 지배적인 소음의 특성을 파악한 기법 및 결과는 향후 적절한 수중 추진기의 소음 제어책을 마련하는 기반으로 활용 할 수 있을 것이다.

#### 후 기

본 연구는 국방과학연구소 수중음향 특화연구센터의 '수중 추진기 소음 해석 연구 (UA-41)'의 일부로 수행 되었으며 도움을 주신 관계자 여러분께 감사드립니다.

#### 참 고 문 헌

- 김영기, 이진태, 이창섭, 서정천, 1993, "포텐셜을 기저로 한 패널법에 의한 프로펠러의 정상 성능 해석," 대한조선학회 논문집, 제 30 권 제 1 호, pp. 73-85.
- 설한신, 정병석, 정철웅, 이수갑, 2000, "수중 추진기 소음 예측에 관한 연구," 제 1 회 한국유체공학학술대회, 무주, pp. 255-258.
- Burton, A.J. and Miller, G.F 1971, "The application of integral equation methods to the numerical solution of some exterior boundary value problems", Proceedings of the Royal Society, London, Series A 323, pp. 201-210.
- Farassat, F. and Myer, M.K., 1988, "Extensions of Kirchhoff's formula to radiation from moving surfaces." J. of Sound and Vibration, Vol.123, pp. 451-460.
- Ffowcs Williams, J.E. and Hawkings D.L, 1969, "Sound generated by turbulence and surfaces in arbitrary motion," Philosophical Transactions of Royal Society Series. A 264, no.1151, pp.321-342.
- Hsin, C.Y., 1990, Development and analysis of panel methods for propellers in unsteady flow, Ph.D Thesis, MIT, Department of Ocean Engineering.
- Kerwin, J.E., Black, S.D., Taylor, T.E. and Warren, C.L. 1997, "A design procedure for marine vehicles with integrated propulsor," Proceedings of the Propeller/ Shafting '97, Virginia Beach, VA, pp.(21-1)-(32-16).
- Lighthill, M. J., 1952, "On sound generated aerodynamically," Proceedings of the Royal Society London, Series A 211, no. 1107, pp.564-587.
- Ross, D., 1976, Mechanics of Underwater Noise, Oxford: Pergamon Press.
- Seol, Hanshin. , Jung Byoungsok, Suh J.-C., and Lee Soogab. 2002, "Prediction of non-cavitating underwater propeller noise," J. of Sound and Vibration, vol.257, pp. 131-156.



< 설한신 > < 이수갑 > < 서정천 >