

수중 프로펠러의 비공동 소음 예측에 관한 연구

살한신, 정병석, 정철웅, 이수갑
 서울대학교 기계항공공학부, 공력소음 및 소음제어 연구실

A Numerical Study on the Prediction of Marine Propeller Non-Cavitation Noise

Hanshin Seol, Byungsok Jung, Cheolung Cheong, and Soogab Lee

Aeroacoustics & Noise Control Lab

School of Mechanical and Aerospace Engineering Seoul National University

hsseol7@snu.ac.kr ysteria@plaza.snu.ac.kr accu99@snu.ac.kr solee@plaza.snu.ac.kr

요약문

수중 프로펠러의 비공동 소음을 Ffowcs William-Hawkings 형태의 음향 상사 방정식을 시간영역에서 해석하였으며 전산공력음향학(CAA)과 경계 요소법(BIEM)등 수치적 방법을 통해 해석하였다.

덕트 없는 프로펠러와 덕트 프로펠러에 대해서 비균일 유입류 조건에 대해서 소음 강도와 방향성을 예측하였으며 이는 수중 프로펠러의 운용시 지배적인 소음원을 구별하고 그 특성을 파악하여 적절한 소음 제어책을 마련하는 기반이 될 것이다.

본 연구에서는 공동이 발생하지 않는 경우에 임의의 형상을 가지며 표면에서 임의의 하중조건을 갖는 수중 프로펠러의 소음 예측을 위해 Ffowcs Williams-Hawkings (이하 FW-H) 방정식을 시간 영역에서 수치적으로 해석하였다. 그리고 덕트가 있는 경우에 대해서는 FW-H 방정식을 이용한 시간영역음향 상사법과 전산공력음향학(Computational Aeroacoustics) 그리고 경계 요소법(Boundary Integral Equation Method) 방법을 통해 소음의 방향성과 강도를 수치적으로 해석하였다.

시간 영역 음향 상사법에서 하중 소음의 해석을 위한 유동장 해석은 포텐셜을 바탕으로 한 패널방법을 이용한 비정상 유동장의 프로펠러 해석결과를 사용하였다.

1. 서론

수중 프로펠러의 소음 문제는 특히 잠수함의 개발 이후로 매우 중요시되어 왔으며, 선진국들은 수중 프로펠러의 성능향상과 더불어 소음 감소에 막대한 인력과 자원을 투자하여 왔으나 군사적 동맹국일지라도 기술 이전과 자료 공개는 거의 이루어지지 않고 있다. 따라서 수중 프로펠러의 소음 측정과 예측에 관한 원천기술을 획득하는 것은 군사적 측면에서 매우 중요한 과제이다.

그리고 소형 잠수정이나 어뢰에 자주 사용되는 덕트는 프러펠러를 보호하고 소음을 차단시키는 것 이외에도 고속형 덕트의 경우 직진 성능을 향상시키고 감속형의 경우 공동소음을 저감시키는 효과를 가지고 있으므로 덕트 프로펠러에 대한 연구 또한 수행되어야 할 것이다.

프로펠러의 비공동 소음은 일정한 두께를 갖는 프로펠러의 날개가 회전하며 일으키는 체적 변화에 의한 홀극 두께 소음과 날개 표면의 압력 변화에 의한 이중극 하중 소음으로 구분할 수 있다.

수중 프로펠러는 선미에 위치하기 때문에 선체의 점성 경계층에 의해 발생하는 와류의 영향, 프로펠러 축의 경사, 선박의 조종 및 선미의 부가물(appendage) 등으로 인하여 비균일 후류의 영향에 놓이게 되며 다양한 소음을 방사한다.

2. 이론

2.1 시간영역음향 상사법

가. 지배 방정식

지배 방정식은 Ffowcs William-Hawkings에 의해 제시된 음향상사 방정식이다. $f(\vec{y}, t) = 0$ 가 회전익 표면을 나타내며, 그 외부 영역에서 $f > 0$ 가 성립한다고 하면, F W-H 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \nabla^2 p' = \frac{\partial}{\partial t} [\rho_0 v_n | \nabla f | \delta(f)] - \frac{\partial}{\partial x_i} [L_i | \nabla f | \delta(f)] - \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} [T_{ij} H(f)] \quad (1)$$

(1)식의 우변 첫 번째 항에 포함되는 v_n 은 물체 표면에 수직인 속도성분으로 회전익 블레이드의 두께에 의한 홀극(monopole) 소음원이 된다. 두 번째 항과 세 번째 항은 각각 쌍극(dipole), 사중극(quadrupole) 소음원으로서 표면 공기력 분포에 의한 음원과 유체내의 비선형 효과를 나타낸다. 본 연구에서는 공동이 발생하지 않는 느린 유속에 관해서만 다루므로 사중극항에 대해서는 무시

하고 식을 변형시키면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$4\pi p'(\vec{x}, t) = \frac{1}{c_0} \frac{\partial}{\partial t} \int_{f=0} \left[\frac{\rho_0 c_0 v_n + l_r}{r(1-M_r)} \right]_{ret} dS \quad (2)$$

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

(2)식에서 $l_r = l_i \hat{r}_i$ 로서 음파 방사 방향으로의 단위 유체면적당 가해지는 힘이고 M_r 은 방사 방향으로의 마하수이다. r 이 음원의 위치변수를 통하여 지연시간 τ 의 함수임을 이용한 관계를 이용하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$p'(\vec{x}, t) = p'_{\tau}(\vec{x}, t) + p'_{L}(\vec{x}, t) \quad (3)$$

여기서,

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

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

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

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

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

윗식의 $p'_{\tau}(\vec{x}, t)$, $p'_{L}(\vec{x}, t)$ 는 각각 두께소음과 하중소음을 나타내며, \hat{M}_i 와 l_i 는 각각 지연시간(음원시간)에 대한 미분을 나타낸다. 윗식은 또한 임의의 블레이드 형상과 움직임, 그리고 임의의 메커니즘에 의한 하중조건에 모두 적용될수 있으며, 근접장(near-field)와 원지장(far-field)의 효과가 각각 $1/r^2$, $1/r$ 항들에 의해 나타난다.

나. 지연 시간의 계산

지연시간은 r 이 τ 의 함수이기 때문에 닫힌형태(closed form)로 계산될 수는 없으며 수치적 반복계산이 필요하다. 그러므로 관찰자 시간 t 와 위치 \vec{x} 를 고정시키면,

$$\frac{\partial g}{\partial \tau} = 1 - M_r$$

인 관계를 얻는다. $M_r < 1$ 이면 $\partial g / \partial \tau$ 는 항상 양의 값을 가지게 되며, 본 연구에서와 같이 모든 회전익 영역에서 M_r 이 1보다 작은 경우는 함수 g 가 τ 의 단조증가함수가 되어 오직 하나의 해를 갖는다. 이 경우에는 회전익상의 각 음원 지연시간의 결정에 매우 빠른 수렴성을 갖는 Newton의 방법이 적용될 수 있다.

다. 계산방법과 소음예측 프로그램

위에서 언급한 수치 해석을 위한 프로그램을 개발하였다. 소음 계산은 우선 회전익 표면을 여러 개의 패넬로 나누어 모든 패넬에 의한 음압의 영향을 합하면 음압이 시간에 대한 변화가 얻어진다. 음압 변화는 푸리에 변환을 통해 각 하모닉(harmonic)에 대해 음압수준(Sound Pressure Level)의 단위를 가진 음향 스펙트럼으로 변환된다. 각각의 하모닉에 대한 푸리에 계수는 다음의 식으로 나타난다.

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

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

계산에 의한 결과는 $p'(\vec{x}, t)$ 에 대한 불연속적 값을 출력하므로 윗식들은 수치적으로 적분된다. 수치적분은 Simpson 적분법을 이용하였으며, 이는 Fast Fourier Transform에 비해 정확할 뿐만 아니라 2^M 개의 계산점 조건에 의한 제약이 없다. n 번차 하모닉에 대한 음압수준은 다음의 식으로 계산된다.

$$SPL_n = 10 \log_{10} \frac{a_n^2(\vec{x}) + b_n^2(\vec{x})}{p_{ref}^2}$$

여기서 $p_{ref} = 10^{-6}$ Pa 이다.

전 음압수준(Overall Sound Pressure Level)도 다음과 같이 계산된다.

$$L = 10 \log \left(\sum_i 10^{L_i/10} \right)$$

위와 같이 계산하여 비균일 유입류 조건에서의 3차원 방향성 contour를 계산하였다.

2.2 CAA를 이용한 BPF Tonal Noise 해석

1. BPF Tonal Noise Modeling

BPF tonal noise는 로터와 스테이터간의 깃과 깃 혹은 후류와의 상호작용에 의한 발생하는 소음으로 저속에서 가장 우세한 소음이다. 톤이 발생하는 주파수는 회전하는 로터 깃, 고정된 스테이터 깃의 수, 축의 회전속도의 함수이다. 원주방향의 모드를 m 이라고 하면 다음과 같은 식으로 표현된다.[3]

$$m = kB \pm nV$$

여기서 B 는 로터의 개수, V 는 스테이터의 개수이다. 이런 모드를 가지는 프로펠러가 덕트내에 있을 때, 원주방향 및 반경방향의 모드 (m, μ)는 다음 식과 같이 표현된다.

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

$$\text{where } \hat{p}_{nm\mu} = A_{nm\mu} J_m(k_{m\mu} r) e^{i(k_{\mu} x + m\theta + \phi_{m\mu})}$$

2. 덕트 내부 경계조건 적용을 위한 이론식 유도

원통 좌표 계에서 선형화된 축대칭 Euler 방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}\frac{\partial u}{\partial t} &= -\frac{\partial p}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial t} &= -\frac{\partial p}{\partial r} \\ \frac{\partial p}{\partial t} &= -\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{v}{r}\right)\end{aligned}\quad (4)$$

위 식에서 u 와 v 를 소거하면 다음과 같은 p 에 대한 식을 얻을 수 있다.

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - \left(\frac{\partial^2 p}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{\partial^2 p}{\partial x^2}\right) = 0 \quad (5)$$

전파해 가는 음향파를 다음과 같이 가정하면,

$$p(r, x, t) = \text{Re}[\hat{p}(r) e^{i(\alpha x - \omega t)}] \quad (6)$$

덕트 내에서의 경계조건과 더불어 (6)식을 (5)식에 대입하고 정리하면 다음과 같은 특성치 문제(eigenvalue problem)가 된다.

$$\begin{aligned}\frac{\partial^2 \hat{p}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \hat{p}}{\partial r} + (\omega^2 - \alpha^2) \hat{p} &= 0 \\ \frac{d\hat{p}}{dr}(1) &= 0\end{aligned}\quad (7)$$

특성치와 특성함수는 다음과 같다.

$$\begin{aligned}\alpha_n &= (\omega^2 - k_n^2)^{\frac{1}{2}} \\ \hat{p}_n &= J_0(k_n r)\end{aligned}$$

여기서 k_n 은 1차 Bessel 함수의 근이다.

따라서 duct mode 해는 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} u \\ v \\ p \end{bmatrix} = \text{Re} \left[A_n \begin{bmatrix} \frac{\alpha_n}{\omega} J_0(k_n r) \\ \frac{ik_n}{\omega} J_1(k_n r) \\ J_0(k_n r) \end{bmatrix} e^{i(\alpha_n x - \omega t)} \right] \quad (8)$$

위 (8)식을 덕트 내부의 입사파 경계조건으로 적용한다.

3. 수치적 방법

지배방정식은 (4)식과 같은 축대칭 선형 Euler방정식을 사용한다. 길이는 덕트의 반지름 R , 속도는 c (sound speed), 시간은 R/c , 밀도는 ρ_0 , 압력은 $\rho_0 c^2$ 으로 무차원화한다.

공간차분법으로는 7-point DRP(Dispersion Relation Preserving) 기법[4]을 사용하고 시간적분법으로는 Adams-Bashford 방법을 기본으로 최적화된 4단계 외재적 적분법을 사용한다. 벽면경계조건으로는 가상점 개념[5]을 이용한 경계조건을 사용하고 원방의 경계조건으로는 방사경계조건과 유출류경계조건을 사용한다.[6] 계산 조건은 블레이드 개수는 $B=7$, 스테이터 개수 $V=7$, 무차원 각속도 $\omega=10.3$ 일 때를 계산하였다.

2.3 경계 요소법

1. 지배 방정식

음장 내의 총음압은 기지의 입사음압과 미지의 산란음압의 합으로 표시할 수 있다.

$$p_i' = p_i'(r, \Psi, z, t) + p_s'(r, \Psi, z, t)$$

입사음압은 산란음압과는 독립적이다.

물체 표면이 없는 공간 영역에서 산란음압은 균일(homogeneous)음파 방정식의 해이다.

$$\left[\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial}{\partial r} \right) - \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \Psi^2} - \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right] p_s' = 0$$

덕트와 함께 움직이는 좌표계에서 모든 음향 변수들은 회전모드(spinning mode)의 시간 하모닉으로 나타낼 수 있으며, 음압과 속도(acoustic velocity)의 관계는 운동량 방정식으로부터 구해진다.

$$\frac{\partial u_n(r, \Psi, z, t)}{\partial t} + \frac{\partial p_n'(r, \Psi, z, t)}{\partial n} = 0$$

이동 좌표계에서 P_s 는 Helmholtz 방정식의 해가 되는 데 덕트가 정지하고 있는 경우는 다음과 같은 형태가 된다.

$$\left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2}{\partial z^2} - \frac{m^2}{r^2} + k^2 \right] P_s = 0 \quad (9)$$

$$U_N(r, z) + \frac{1}{ick} \frac{\partial P_A(r, z)}{\partial n} = 0$$

2. 경계조건

Myers[7]는 유동이 존재하는 경우에 물체표면에서 속도와 압력이 다음과 같은 경계 방정식을 만족한다는 것을 보였다.

$$U_N^\pm(Z) + \left(1 + \frac{M_F^2}{\beta} \frac{\partial}{\partial z} \right) \frac{P_i^\pm(Z)}{\zeta^\pm(Z)} = 0$$

덕트가 정지해 있는 경우 식 (9)를 이용하면

$$\frac{P_i^\pm(Z)}{\zeta^\pm(Z)} - \frac{1}{icq} \left(\frac{\partial P_i}{\partial n} \right)^\pm = 0$$

3. 경계 적분방정식의 정식화

Helmholtz 방정식을 속도 포텐셜을 사용하여 간단히 표현하면 다음과 같다.

$$\nabla^2 \phi(x) + k^2 \phi(x) = 0$$

초기에 Chen 과 Schweikert[8], Chertock[9]는 Green의 제2공식(Green's second theorem)으로부터 유도된 기본적인 적분 방정식을 도입하였다. 본 논문에서는 아래와 같은 Burton과 Miller[11]의 방법을 사용하였다.

$$\begin{aligned}\left\{ \left(M_k - \frac{1}{2} I + \mu N_k \right) \phi \right\} s(p, n_p) &= \\ \left\{ \left(L_k + \mu \left(M_k^t + \frac{1}{2} I \right) \right) \psi \right\} s(p, n_p)\end{aligned}\quad (10)$$

여기서

$$\{L_k \eta\}_r(p, q) \equiv \int_r G_k(p, q) \eta(q) dS_q$$

$$\{M_k \eta\}_r(p, q) \equiv \int_r \frac{G_k(p, q)}{\partial n_q} \eta(q) dS_q$$

$$\{M_k^t \eta\}_r(p, u_p) \equiv \frac{\partial}{\partial u_p} \int_r G_k(p, q) \eta(q) dS_q$$

$$\{N_k \eta\}_r(p, u_p) \equiv \frac{\partial}{\partial u_p} \int_r \frac{\partial G_k(p, q)}{\partial n_q} \eta(q) dS_q$$

여기서 Γ 는 경계, n_q 은 q 에서 경계 Γ 에 수직인 단위

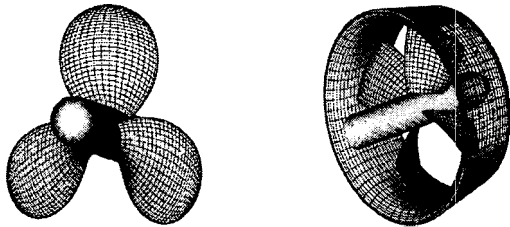
법선 벡터, $\eta(q)$ 는 $q \in \Gamma$ 에서 정의된 함수, $G_k(p, q)$ 는 Helmholtz 방정식의 이차원 free-space Green 함수로 아래와 같다.

$$G_k(p, q) = \frac{i}{4} H_0^{(1)}(kr) \quad (11)$$

$\text{Im}(\mu) \neq 0$ 이면 위의 적분방정식은 유일 해를 갖는다. 적분 연산자의 크기를 비교해 보면 가중치 μ 가 $\mu \propto \frac{1}{k}$ 일 때 양쪽에 있는 항이 균형을 이룬다.

3. 계산결과 및 검토

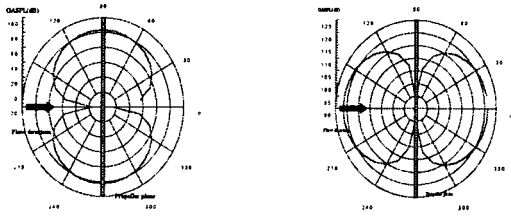
3.1 시간영역음향 상사법



(a) DTMB4119 (b) KA470+JD75

그림 1. 모델 프로펠러

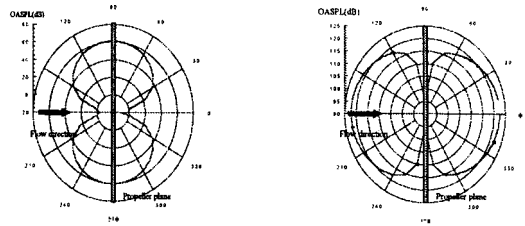
그림 1은 계산에 이용된 모델과 생성된 패널을 보여준다. 각각의 경우 소음 계산은 블레이드 반경의 10배 되는 지점에서 소음해석을 수행하였으며 이 때 음속은 1500m/s, 밀도는 1026 kg/m^3 , SPL(Sound Pressure Level)의 기준 압력은 10^{-6} Pa 을 사용하였다.



(a) 두께 소음 (b) 하중 소음

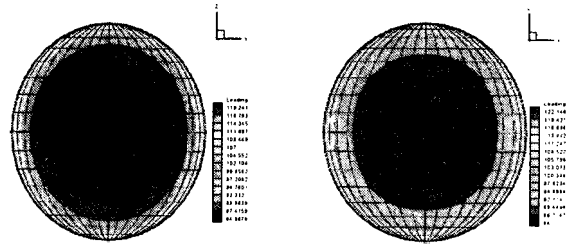
그림 2. 덕트가 없는 프로펠러의 소음 방향성

그림 2는 덕트가 없는 프로펠러의 방향성을 나타내는 그림인데 두께 소음의 경우는 프로펠러 회전면을 따라 소음이 전파해 나가며 하중 소음의 경우는 회전면에 수직인 방향으로 소음이 전파해 나갈 수 있음을 알 수 있으며 이 때 두께 소음은 80dB 정도이고 하중 소음은 122dB 정도로 하중 소음이 지배적임을 알 수 있다.



(a) 두께 소음 (b) 하중 소음

그림 3. 덕트 프로펠러의 소음 방향성



(a) DTMB4119 (b) KA470+JD75

그림 4. 하중 소음 방향성

그림 3은 4개의 블레이드와 짧은 덕트를 가진 프로펠러를 모델로 계산해 보았다. 이 경우도 덕트 없는 경우와 마찬가지로 방향으로 소음이 전파해 나갔으며 두께 소음이 60dB 이고 하중 소음이 123dB의 계산 결과가 나왔다.

그림 4는 덕트 없는 프로펠러와 덕트 프로펠러의 하중 소음의 방향성을 비교해 보았다. 위에서 계산한 결과와 마찬가지로 덕트 없는 프로펠러와 덕트 프로펠러의 하중 소음 방향성은 매우 비슷하게 나왔다. 이는 이번 연구에서 사용한 덕트가 프로펠러에 의해서 발생하는 소음의 파장에 비해 매우 짧아 소음이 전파할 때 덕트의 영향을 거의 받지 않음을 알 수 있다.

3.2 CAA를 이용한 BPF Tonal Noise 해석

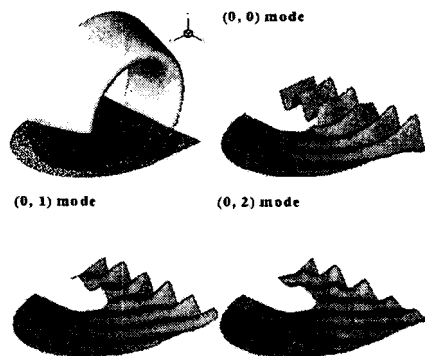


그림 5. 덕트의 모양과 모드별 근접장에서의 음향파

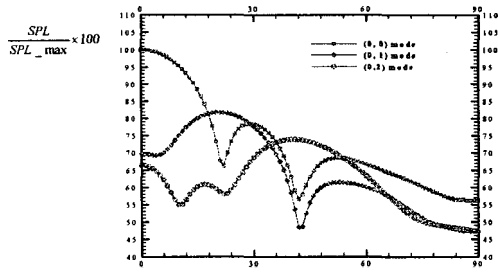


그림 6. 원방에서의 음압 레벨

그림 5에서 덕트의 모양과 격자, 그리고 모드별로 덕트 입구 근접장에서의 음향파의 구성을 나타내고 있다. 고차 모드일수록 차단 주파수에 가까워져서 덕트 밖으로 나가는 압력의 크기가 작아지는 것을 발견할 수 있다. (0,0) 모드는 반지름 방향에 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. 그림 6에서 Kirchhoff 적분방법을 이용하여 50R 위치에서 음압레벨 (SPL)을 나타냈다. 모드가 커질수록 축과 이루는 각이 큰 곳에서 최대치가 나타난다. 하지만 절대적 크기를 비교해보면 (0, 0) 모드가 크고 결국 원방에서 주된 영향은 (0, 0) 모드가 지배적인 영향을 주게 된다.

3.3 경계 요소법

모든 물리량은 길이를 r_{max} , 질량을 $\rho_0 r_{max}^3$, 시간을 Ω^{-1} 로 무차원화하여 사용하였다. 수중 프로펠러의 경우 전진속도가 작고 음속이 커서 마하수가 매우 작기 때문에 정지해 있는 경우로 가정하였다.

계산에 사용된 덕트 모델은 JD-75 덕트이다. 그림 7은 JD-75 덕트의 형상과 원통형 좌표계에서의 모델링을 보여준다.

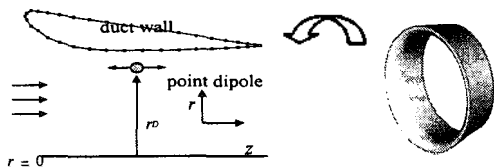
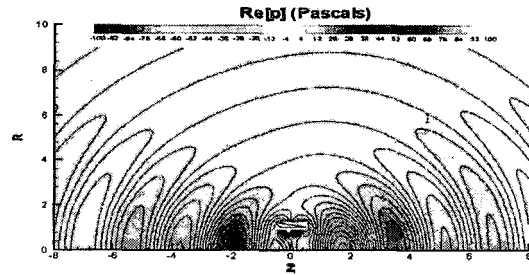
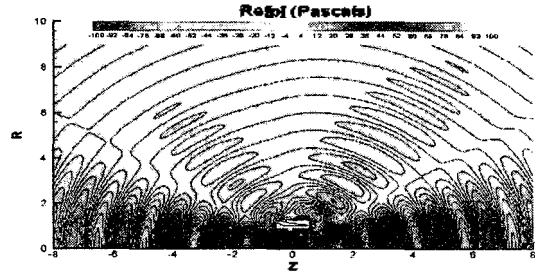


그림 7. 덕트 프로펠러 모델링

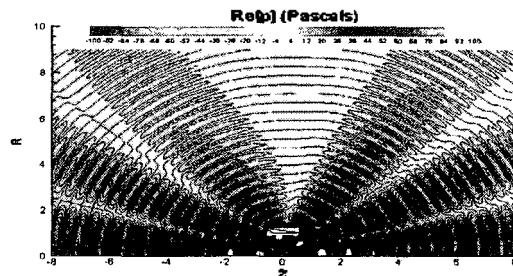
블레이드 개수($N_B=20$)만큼의 추력 이증극을 $0.9 r_{max}$ 에 위치 시켰다. 총 추력은 $T=1.0kN$ 이고 깃끝 마하수는 $M_{tip=0.1}$ 이다. 1차 원주방향(circumferential) 모드($m=1$)에 대해 총 3개의 k 값에 대해 계산하였다.



(a) 1 BPF



(b) 2 BPF



(c) 4 BPF

그림 8. Acoustic Pressure Field

그림 8은 각 경우의 음압을 나타낸 것이다. 위의 경우 특성 wavenumber k 값은 각각 2,4,8 이고 이는 $\nu_1=1.84$ 이므로 모두 차단주파수(cut-off frequency)보다 커서 덕트 외부로 음파가 전파되는 것을 확인 할 수 있다.

BPF 하모닉이 증가할수록 축방향 모드가 증가하여 음압 로브(lobe)의 개수가 늘어나는 것을 볼 수 있다.

원통형 덕트에서 n 차 모드가 축과 이루는 각은 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\theta_n = \pm \cos^{-1} \frac{\beta \sqrt{\kappa^2 - (n\pi)^2}}{\sqrt{\beta^2 \kappa^2 + M^2 (n\pi)^2}} \quad (11)$$

식(11)을 이용하여 이론적인 축방향 모드 수와 수치해에서 나타난 모드 수를 비교하여 아래 표에 정리하였다.

	k	Theory	Computation
1 BPF	2.0	1	1
2 BPF	4.0	2	2
4 BPF	8.0	3	3

후 기

본 연구는 국방과학연구소 수중음향 특화센터의 연구 지원(UA-41)으로 수행되었으며 프로펠러 블레이드의 표면 압력 데이터를 제공해 주신 서울대학교 조선해양공학과 서정천 교수님께 감사 드립니다.

참고 문헌

- [1] Farassat, F., and Succi, G.P., "The Prediction of Helicopter Rotor Discrete Frequency Noise." Vertica, vol. 7, no. 4, 1983
- [2] Paul A. Nystrom and F. Farassat, "A Numerical Technique for Calculation of the Noise of High-Speed Propellers with Advanced Blade Geometry.", NASA TP 1662,1980
- [3] Tyler, J.M. and Sofrin, T.G., "Axial flow compressor noise studies", SAE Transaction, Vol. 70, pp309-332, 1962.
- [4] Tam, C.K.W., Webb, J.C., "Dispersion Relation Preserving Finite Difference Schemes in Computational Aeroacoustics", Theoret. Comput. Fluid Dynamics, Vol. 6, 1994, pp. 303-322.
- [5] Tam, C.K.W., Dong, T.Z., "Wall Boundary Conditions for High-order Finite Difference Schemes in Computational Aeroacoustics", Theoret. Comput. Fluid Dynamics, Vol. 6, 1994, pp. 303-322
- [6] Tam, C.K.W. and Dong, T.Z., "Radiation and Outflow Boundary Conditions for Direct Computation of Acoustics and Flow Disturbance in a Nonuniform Mean Flow", J. Comput. Acoustics, Vol. 4, No. 2, 1996.
- [7] M. K. Myers, On the Acoustic Boundary Condition in the Presence of Flow, Journal of Sound and Vibration, 71(3), 1980.
- [8] L. H. Chen and D. G. Schweikert, Sound Radiation from an Arbitrary Body, Journal of the Acoustical Society of America, 35(10), 1963.
- [9] G. Chertock, Sound Radiation from Vibrating Bodies, Journal of the Acoustical Society of America, 36(7), 1964.
- [10] S. Kirkup, The Boundary Element Method in Acoustics, Integrated Sound Software, West Yorkshire, England, 1998.
- [11] A. J. Burton and G. F. Miller, The Application of Integral Equation Methods to the Numerical Solution of Some Exterior Boundary Value Problems, Proceedings of the Royal Society, London, A323, 1971.

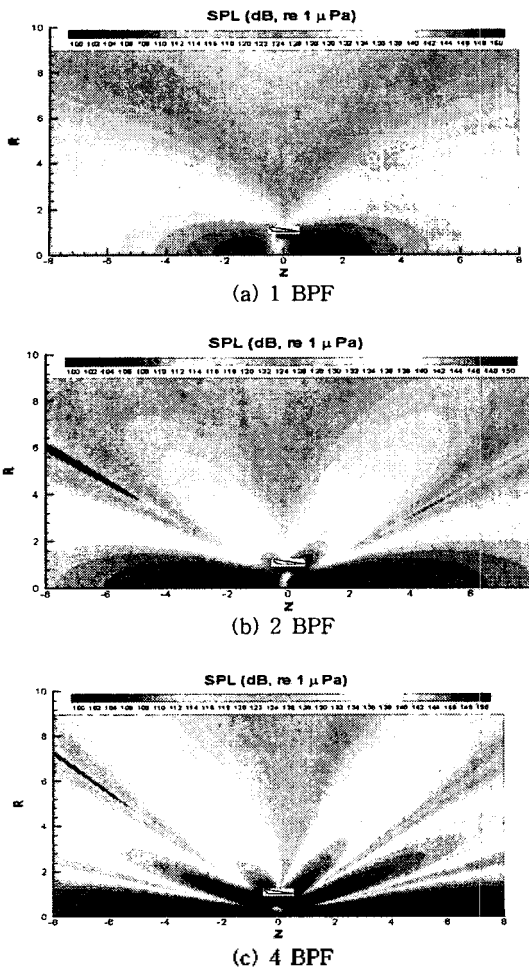


그림 9. Sound Pressure Level

그림 9에서 볼 수 있듯이 축방향 모드의 수와 각도는 SPL(Sound Pressure Level)그래프에서 방향성과 밀접한 관련을 가지고 있다.

4. 결 론

수중 프로펠러에서 발생하는 비공동 소음의 해석을 위해 음향 상사법과 진산 공력음향학, 경계 요소법등 수치적인 방법을 이용하여 해석해 보았다. 음향 상사법을 시간영역에서 적용하여 비균일 유입류 조건에서 비정상 두께 소음과 하중소음을 해석하였다. 그리고, 진산 공력 음향학을 이용하여 근접장에서의 BPF Tonal Noise를 해석하였으며 경계 요소법을 적용하여 BPF와 몇 개의 BPF의 하모닉에 대한 음장을 해석 하여 이론값과 비교 하여 일치함을 확인하였다. 이상과 같은 수치해석적 기법을 이용하여 수중 프로펠러의 비공동 소음 분석시 지배적인 소음원을 알아내는데 큰 도움을 주었으며 이는 지배적인 소음의 특성을 파악하여 적절한 소음 제어책 마련하는 기반이 될 것이다.