

수중 프로펠러의 비공동 소음 예측에 관한 연구

이수갑, 정병석, 이정환, 선효성
 서울대학교 기계항공공학부

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

Soogab Lee, Byongsok Jung, Jeonghan Lee, Hyoseong Sun
 School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University

요약문

수중 프로펠러의 비공동 소음을 수치적으로 해석하였다. Ffowcs Williams-Hawkings 형태의 음향상사 방정식을 시간영역에서 해석하였으며 임의의 형상과 하중조건을 가지는 프로펠러의 소음 예측이 가능하도록 하였다. 또한 좌표계 변환을 통해 관찰자에 대해 상대적 운동이 있는 경우에도 소음 예측이 가능하도록 하였다.

균일/비균일 유입류 조건을 갖는 수중 프로펠러에 대해 소음 해석을 수행하였고 각각의 조건에 대해 음원별 소음 강도와 방향성을 예측하였다. 수치 해석결과 프로펠러 표면상의 압력 변화에 따른 비정상 하중에 의한 이중극 소음이 지배적인 것으로 나타났다. 이러한 음원별 접근법은 수중 프로펠러의 운용시 지배적인 소음원을 구별하고 그 특성을 파악하여 적절한 소음 제어책을 마련하는 기반이 될 것이다.

1. 서론

수중 프로펠러의 소음 문제는 특히 잠수함의 개발 이후 매우 중요시되어 왔으며, 선진국들은 수중 프로펠러의 성능향상과 더불어 소음 감소에 막대한 인력과 자원을 투자하여 왔다. 수중 프로펠러의 소음은 잠수함의 생존 능력과 직결되며 핵 무기를 탑재한 잠수함의 경우 영국의 운명을 좌우할 수도 있으므로 비록 군사적 동맹국이라도 기술 이전과 자료 공개는 거의 이루어지지 않고 있다. 따라서 수중 프로펠러의 소음 측정과 예측에 관한 원천기술을 획득하는 것은 군사적 측면에서 매우 중요한 과제이다.

수중 프로펠러에서 발생하는 소음은 크게 공동(cavitation) 소음과 비공동 소음으로 구분할 수 있다.¹⁾ 공동(cavitation) 소음은 국부 압력 강하에 의해 생성된 공동의 제척이 변화하면서 생성되는 홀극(monopole) 특성을 가지고 있다. 프로펠러의 비공동 소음은 일정한 두께를 갖는 프로펠러의 날개가 회전하며 일으키는 체적 변화에 의한 홀극 두께 소음과 날개 표면의 압력 변화에 의한 이중극 하중소음으로 구분할 수 있다. 수중 프로펠러는 선체에 위치하기 때문에 선체의 점성 경계층에 의해 발생하는 와류의 영향, 프로펠러 축의 경사, 선박의 조종 및 선체의 부가물(appendage) 등으로 인하

여 비균일 후류의 영향에 놓이게 되며 다양한 소음을 방사한다.

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. 하중 소음의 해석을 위한 유동장 해석은 포텐셜을 바탕으로 한 패널방법(potential-based panel method)을 이용한 정상 및 비정상 유동장의 프로펠러 해석결과를 사용하였다.

2. 이론

사용된 지배방정식은 Ffowcs Williams-Hawkings에 의해 제시된 음향상사 방정식이다. $f(\vec{x}, t) = 0$ 가 회전익 표면을 나타내며, 회전익 외부에서 $f > 0$ 이 성립한다고 하면, FW-H 방정식은 다음과 같다.

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

여기서 p' 은 음압을, ρ_0 와 c_0 는 각각 비교란 상태의 공기 밀도와 음속을 나타내며, v_n 은 국부적인 회전익면에 수직인 속도이며, l_i 는 단위 면적당 유체에 가해지는 힘을, T_{ij} 는 Lighthill 텐서를 나타낸다. l_i 는 $P_{ij} \hat{n}_i$ 를 나타내며, P_{ij} 는 압축성 응력 텐서로서 표면 압력과 점성 응력을 포함한다. \hat{n}_i 는 회전익 표면($f = 0$)의 바깥쪽을 향하는 단위 법선벡터이다. Dirac 델타함수와 Heaviside 함수는 각각 $\delta(f)$ 와 $H(f)$ 로 표시되었다.

FW-H 방정식 우변의 음원항들은 차례로 누계 또는 홀극(monopole) 소음항, 하중 또는 이중극(dipole) 소음항, 그리고 사중극(quadrupole) 소음항으로 알려져 있다. 이 중 마지막 항인 사중극 소음항은 강한 천음속 유동 영역에서만 중요하므로 본 연구에서와 같이 유속이 매우 작은 경우에는 이를 무시할 수 있다. 사중극항을

부시하고 위의 방정식을 변형시키면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.²⁾

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

여기서 $I_r = I_r \hat{r}$ 로서 음파 방사 방향으로의 단위 유체 면적당 가해지는 힘이고 M_r 은 방사 방향으로의 마하수이다. 하점자 *ret*는 적분이 음원시간 또는 지연시간(retarded time)에서 계산되어야 한다는 것을 뜻한다. 지연시간은 음향학적 패널(panel)상의 음원이 관찰자에게 시간 t 에 들리는 소리를 방사하는 시간이며 다음 식에서 $g=0$ 을 만족시키는 값이다.

$$g = \tau - t + \frac{r}{c_0} \quad (2)$$

식(1)의 수치적 미분을 제거하여 계산의 정확성과 속도를 증대시킬 수 있다. 식(2)와 r 이 음원의 위치변수를 통하여 지연시간 τ 의 함수임을 이용하면 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial t} \Big|_i = \left(\frac{1}{1-M_r} \frac{\partial}{\partial \tau} \right) \Big|_{ret}$$

이 관계를 이용하여 첫번째 적분항의 시간 도함수를 적분 기호 안으로 취한다. 또한,

$$\begin{aligned} \frac{\partial r}{\partial \tau} &= -v_r \\ \frac{\partial \hat{r}}{\partial \tau} &= \frac{\hat{r} v_t - v_t}{r} \\ \frac{\partial M_r}{\partial \tau} &= \frac{1}{c_0 r} \left(r \frac{\partial v_r}{\partial \tau} + v_r^2 - v^2 \right) \\ \frac{\partial v_n}{\partial \tau} &= \left(\frac{\partial v_n}{\partial \tau} \hat{n}_i + v_r \frac{\partial \hat{n}_i}{\partial \tau} \right) \equiv \dot{v}_n \end{aligned}$$

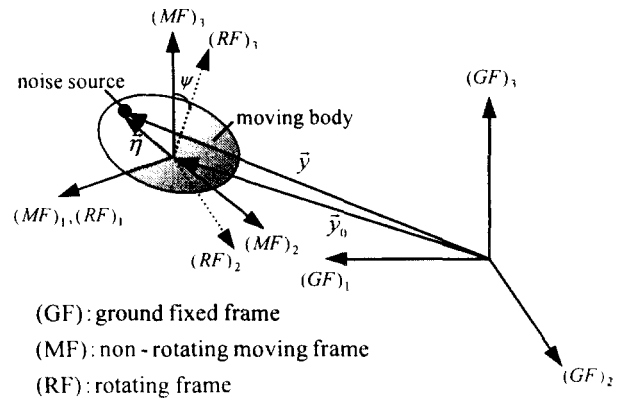
이 관계를 이용하면 최종적인 결과는 다음과 같다.

$$p'(\vec{x}, t) = p'_1(\vec{x}, t) + p'_2(\vec{x}, t) \quad (3)$$

여기서,

$$\begin{aligned} 4\pi p'_1(\vec{x}, t) &= \int_{ret} \left[\frac{\rho_0 \dot{v}_n}{r(1-M_r)} \right] dS + \int_{ret} \left[\frac{\rho_0 v_n (r \dot{M}_r \hat{r}_i + c_0 M_r - c_0 M_r^2)}{r^2(1-M_r)^2} \right] dS \\ 4\pi p'_2(\vec{x}, t) &= \frac{1}{c_0} \int_{ret} \left[\frac{\dot{I}_r \hat{r}_i}{r(1-M_r)} \right] dS + \int_{ret} \left[\frac{I_r - I_r M_r}{r^2(1-M_r)^2} \right] dS + \frac{1}{c_0} \int_{ret} \left[\frac{I_r (r \dot{M}_r \hat{r}_i + c_0 M_r - c_0 M_r^2)}{r^2(1-M_r)^2} \right] dS \end{aligned}$$

윗 식의 $p'_1(\vec{x}, t)$, $p'_2(\vec{x}, t)$ 는 각각 두께 소음과 하중 소음항을 나타내며, \dot{M}_r 와 \dot{I}_r 는 각각 지연시간(음원시



간)에 대한 미분을 나타낸다. 이 식은 임의의 회전 및 평상과 움직임, 그리고 임의의 메커니즘에 의한 하중 조건에 모두 적용될 수 있으며, 근접장(near-field)과 원음장(far-field)의 효과가 각각 $1/r^2$, $1/r$ 항들에 의해 나타난다.

3. 계산방법

식(3)은 임의의 형상을 가지며 임의의 운동을 하는 회전체에 모두 적용될 수 있다. 관찰자가 회전체에 대해 상대적인 운동을 하는 경우와 그렇지 않은 경우 모두에 대해 소음 예측이 가능하도록 프로그램을 작성하였다. 단 회전체의 회전축은 공간 고정 좌표계에 대해 직선운동을 하는 경우로 제한된다. 임의로 움직이는 회전체의 소음예측을 위해서는 좌표변환이 필요하다.

모든 계산은 공간 고정 좌표계 (x_1, x_2, x_3) 에서 이루어지며 회전체의 고정 좌표계 (η_1, η_2, η_3) 에서 계산된 양들은 행렬 변환을 이용해 변환된다. 비회전 운동 좌표계 (X_1, X_2, X_3) 는 시간 $t=0$ 일때 공간 고정 좌표계와 일치하며 벡터 $\vec{y}_0(t)$ 는 공간 고정 좌표계의 원점으로부터 운동 좌표계의 원점으로서의 벡터이다. $\vec{y}_0(t)$ 는 관찰자 시간 t 와 회전체의 회전속도의 곱으로 정의된다. 회전체 고정 좌표계는 운동 좌표계에 대해 각 ψ 만큼 회전된 좌표계이다. 벡터 $\vec{\eta}$ 를 회전체의 고정 좌표계상의 위치벡터라고 하면, 공간 고정 좌표계에서의 위치벡터 \vec{y} 는 다음과 같이 표현된다.

$$\vec{y} = \vec{y}_0(t) + \mathbf{A} \vec{\eta}$$

여기서 \mathbf{A} 는 회전체의 회전을 나타내는 변환행렬이다. 회전체 고정 좌표계상에서의 소음 계산은 우선 회전체의 표면을 여러 개의 패널로 나누는 것으로 시작된다. 패널은 방사 소음에의 기여도가 가장 큰 깃끝 부분에서의 정확도 향상을 위해 깃끝 부분에 밀집시켜 주었으며, 시위(chord) 방향으로의 곡률 변화가 심한 블레이드의 앞전 부분에 밀집되도록 하였다. 식(3)의 적분은 피적분항의 각 패널의 중심에서의 값을 계산하여 패널의 넓이를 곱하여 전체의 값으로 근사 계산하였다. 표면압력 데이터로부터 bi-linear interpolation을 이용하여 각 음향학적 패널 중심에서의 압력을 구하였다. 각 패널에서의 계산은 지정된 주기 전체의 모든 방위각에 대해 우선적으로 시행되며, 이렇게 함으로써 지연시간을 계

산할 때 반복계산의 초기치로 바로 이전에 계산된 지연 시간을 이용함으로써 반복계산의 횟수를 줄일 수 있다.

지연시간 τ 는 식(2)로부터 계산하게 된다. 그러나 식(2)에서 r 이 τ 의 함수이기 때문에 외재적(explicit)으로 계산할 수 없으며 수치적 반복계산이 필요하다. 식(2)에서 관찰자 시간 t 와 위치 \bar{x} 를 고정시키면,

$$\frac{\partial g}{\partial \tau} = 1 - M,$$

인 관계를 얻는다. 여기서 $M, <1$ 이면 $\partial g/\partial \tau$ 는 항상 양의 값을 가지게 되며, 본 연구에서와 같이 모든 회전익 영역에서 M 이 1보다 작은 경우는 함수 g 가 τ 의 단조증가함수가 되어 오직 하나의 해를 갖는다. 따라서 이 경우에는 회전익상의 각 음원 지연시간의 길정에 따른 수렴성을 갖는 Newton의 방법을 적용할 수 있다.

식(3)에서 날개 두께에 의한 음압과 날개 하중에 의한 음압을 선형적으로 더하여 총음압을 구하며, 모든 패널에 의한 영향을 합하면 음압의 시간에 대한 변화가 얻어진다. 음압 변화는 푸리에 변환을 통해 각 하모닉에 대해 음압수준(Sound Pressure Level)의 단위를 가진 음향 스펙트럼으로 변환된다.

4. 계산결과 및 검토

그림 1은 계산에 이용된 5 블레이드 프로펠러와 블레이드 상에 생성된 소음계산 패널을 보여준다. 계산 조건은 전진비(J)가 0.833이며 소음 계산은 우선 블레이드 반경의 3 배되는 지점에서 수행하였다. 음속은 1500 m/s, 밀도는 1026 kg/m³, SPL(Sound Pressure Level)의 기준 압력은 10⁻⁶ Pa을 사용하였다.

먼저 프로펠러가 균일한 유동장에 위치한다고 가정하여 회전체에 따라 블레이드 표면 압력의 변화가 없는 경우에 생성되는 정상하중 소음을 해석하였다. 그림 2 (a)는 정상하중 소음과 홀극 두께 소음의 음압 파형을 한 주기에 대해 보여주고 있다. 그림 2 (b)는 음압 파형을 푸리에 변환하여 소음의 음압 레벨을 블레이드 통과 주파수의 하모닉들에 대해 보여주고 있다.

음압 파형 및 소음 스펙트럼 모두에서 볼 수 있듯이 홀극 두께소음의 영향이 지배적이며 전체 소음레벨을 결정한다. 공기중에서 프로펠러의 정상하중 소음은 이를 처음 해석한 Gutin¹⁾의 이름을 따서 Gutin 소음이라고도 불리우며, 정상 하중의 가속(원심가속)에 의한 소음이다. 다음 그림은 관찰자의 거리를 고정 시킨채 위

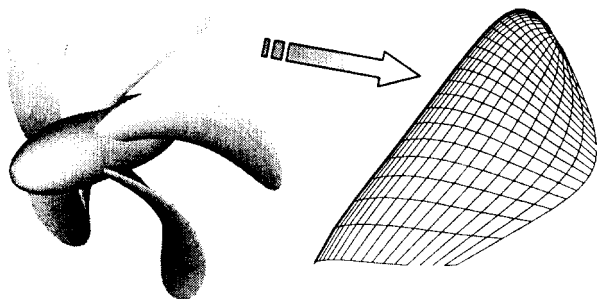
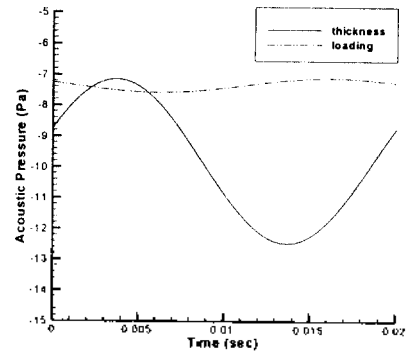
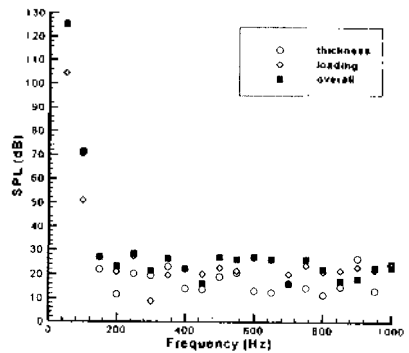


그림 1. 프로펠러 형상과 소음계산 패널

치를 바꾸어 가면서 음원별 총 음압레벨을 계산하여 소음의 방향성을 예측하여 보았다.



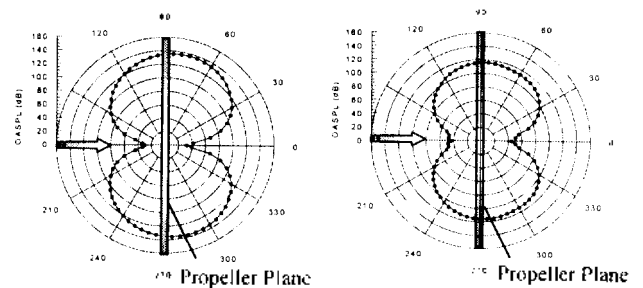
(a) acoustic pressure time history



(b) spectrum of noise components

그림 2. 정상하중소음 및 두께소음 (45°)

그림 3 (a)에서 볼 수 있듯이 홀극 두께 소음은 회전면에서 약간 후류 방향으로 가장 크다. 이는 이미 알려진 대로 회전면으로 가장 큰 소음 방사를 나타내는 홀극 두께소음의 특성과 블레이드의 심한 레이크(rake)의 상호 작용으로 설명될 수 있다. 그림 3 (b)는 이중극 정상 하중 소음의 방향성을 나타내며 회전면 근처에서 가장 큰 소음을 발생시키는 Gutin 소음의 방향성을 잘 묘사하고 있다. 또한 두께 소음과 Gutin 소음은 회전축으로 소음을 거의 발생시키지 않음을 알 수 있다.



(a) monopole (b) dipole

그림 3. 소음의 방향성

이제 프로펠러가 불균일 유동장내에 존재하여 비정상 하중을 경험할 경우의 소음을 예측하여 보았다. 불균일 유입 유동속 $U = U_x(1 + u_x \cos \omega t)$ 으로 가정하여 얻은 표

면 압력 데이터를 소음 계산의 입력치로 이용하였다. 그림 4는 비정상 하중소음의 음압파형을 여러 위치에서 보여주고 있다. 음압파형에 포함된 톱니 모양의 불연속 성분들은 유동장 정보가 6° 단위로 주어져 시간 간격 사이의 압력 값들을 보간함에 따라 생성되는 오차에 의한 것이다.

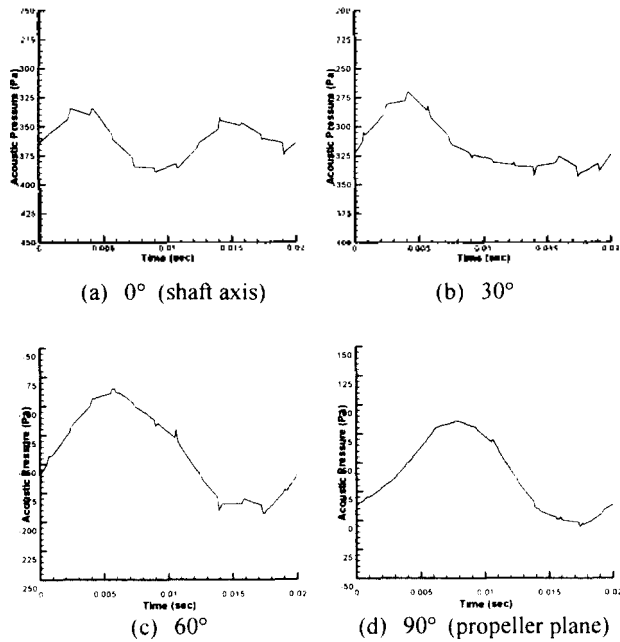


그림 4. 비정상 하중소음의 음압파형

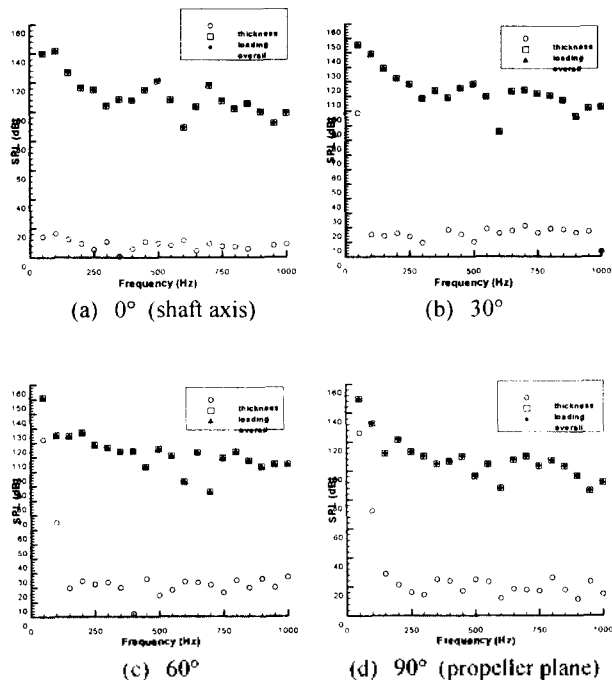


그림 5. 비정상 하중소음의 스펙트럼

그림 5는 비정상 하중소음의 주파수 영역 스펙트럼을 보여주고 있다. 정상 하중소음이나 두께소음에 비해 높은 하모닉의 영향이 크게 나타나고 있고, 이는 두께소음이나 정상하중 소음이 프로펠러 회전에 의한 주기성

에 지배되는 반면, 비정상 하중 소음은 표면 압력의 섭동에 의한 임의적 요소가 지배적이기 때문이다. 결과적으로 수중 프로펠러의 소음은 비정상 하중이 지배적인 것을 알 수 있다. 비정상 하중 소음의 중요성은 그림 6에서 보여주는 소음의 거리에 따른 감쇄율에서도 지적될 수 있다. 거리가 증가함에 따라 두께 소음과 정상하중 소음이 비정상 하중 소음에 비해 비교적 크게 감소하는 것을 알 수 있다. 이는 식(3)에서 비정상 하중 소음항이 원음장 항($1/r$)으로 이루어진 것으로 설명될 수 있다.

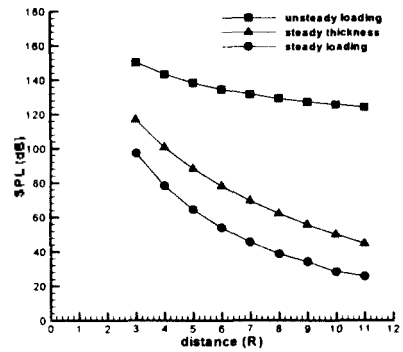


그림 6. 거리에 따른 소음 비교

5. 결론

수중 프로펠러에서 발생하는 비공동 소음의 해석을 위해 음향상사법을 시간영역에서 적용하여 두께소음 및 정상/비정상 하중소음을 해석하였다. 음원별로 소음의 강도와 방향성을 예측하였으며, 공기 중 프로펠러의 기존 해석 이론과 부합되는 방향성을 예측하였다. 비정상 하중소음이 정상하중소음 및 두께소음에 비해 지배적인 것으로 나타났으며, 먼 거리에서도 소음 감쇄율이 비교적 작은 것을 알 수 있었다. 본문에서 제시된 음원별 접근법은 향후 수중 프로펠러의 소음 해석시 지배적 소음위울 구별해 내고 소음 저감 대책을 세우는데 도움이 될 것이다.

후기

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

참고문헌

- (1) Maurice M. Sevik, "Topics in Hydroacoustics," IUTAM Symposium, Ecole Centrale de Lyon, July 1985.
- (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) L. Gutin, "On the Sound Field of a Rotating Propeller," NACA TN 1195, 1948