



저작자표시-비영리-변경금지 2.0 대한민국

이용자는 아래의 조건을 따르는 경우에 한하여 자유롭게

- 이 저작물을 복제, 배포, 전송, 전시, 공연 및 방송할 수 있습니다.

다음과 같은 조건을 따라야 합니다:



저작자표시. 귀하는 원저작자를 표시하여야 합니다.



비영리. 귀하는 이 저작물을 영리 목적으로 이용할 수 없습니다.



변경금지. 귀하는 이 저작물을 개작, 변형 또는 가공할 수 없습니다.

- 귀하는, 이 저작물의 재이용이나 배포의 경우, 이 저작물에 적용된 이용허락조건을 명확하게 나타내어야 합니다.
- 저작권자로부터 별도의 허가를 받으면 이러한 조건들은 적용되지 않습니다.

저작권법에 따른 이용자의 권리는 위의 내용에 의하여 영향을 받지 않습니다.

이것은 [이용허락규약\(Legal Code\)](#)을 이해하기 쉽게 요약한 것입니다.

[Disclaimer](#)

공학석사학위논문

**선체-부가물 영향을 고려한  
수중 추진기 소음 해석에 관한 연구**

**Numerical analysis on underwater propeller noise  
with hull-appendage effect**

2019 년 2 월

서울대학교 대학원

기계항공공학부

최 지 훈

선체-부가물 영향을 고려한  
수중 추진기 소음 해석에 관한 연구

Numerical analysis on underwater propeller noise  
with hull-appendage effect

지도교수 이 수 갑

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함

2019 년 2 월

서울대학교 대학원

기계항공공학부

최 지 훈

최지훈의 공학석사 학위논문을 인준함

2019 년 2 월

위 원 장

申 尚 堧



부위원장

李 錫 甲



위 원

李 錫 中



## 초 록

주로 군사적인 목적에서 함정의 생존성 및 작전수행 능력과 직결되는 문제로 중요하게 여겨지는 수중 추진기 소음은 최근 해양 오염 문제의 측면에서 민간 산업계에서도 주목을 받고 있다. 이에 따라 추진기 소음에 대한 많은 연구가 진행되고 있지만 선체의 난류 경계층과 부가물 후류에 의한 매우 복잡한 비정상 비균일 유입류(unsteady non-uniform inflow)를 소음해석에 고려한 연구는 거의 없는 실정이다.

본 논문에서는 선체-부가물-추진기의 유동 상호작용을 유동 해석 단계에서 고려하여 선체와 추진기 모두를 포함하는 선박 전체 영역에 대한 비공동/공동 상태의 CFD 해석을 수행하고, 이를 토대로 불연속 주파수 소음을 해석하였다.

유동 해석은 상용 유동 해석 프로그램인 STAR-CCM+를 이용하여 비공동 유동의 경우 비정상 RANS(unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes) 해석을 수행하였고, 공동유동의 경우 VOF(Volume of Fraction) 방법에 Schnerr-Sauer 캐비테이션 모델을 적용하여 해석하였다. 소음 해석은 Ffowcs Williams-Hawkings 방정식 기반의 시간 영역 음향상사법을 이용하여 비공동/공동 추진기에 대하여 이루어졌다. 유동 해석과 소음 해석 결과는 선박해양플랜트연구소의 대형 캐비테이션 터널(Large Cavitation Tunnel, LCT)에서 실시된 모형 시험 결과와 비교되었으며, 소음 해석 결과는 저주파 대역에

서 높은 정확도를 보였다.

본 연구의 결과는 수중 추진기의 전체 소음 수준과 저주파 대역의 소음 특성을 높은 정확도로 예측할 수 있는 기법을 정립함으로써, 이를 활용하면 추진기 설계 단계에서 소음을 고려하여 저소음 추진기의 개발에 도움이 될 수 있다.

주요 용어 : 수중 추진기, 음향상사법, 유체동역학 소음, 전산유체역학, 모형 시험

학번 : 2017-22969

## 목 차

초 록.....	i
목 차.....	iii
그림 목차.....	iv
표 목차.....	vi
기호 및 약어.....	vii
1. 서론.....	1
1.1 연구배경.....	1
1.2 연구 목적 및 내용.....	5
2. 모형 시험.....	6
3. 유동 수치 해석.....	8
3.1 해석 대상 모델.....	8
3.2 유동 수치 해석 기법.....	9
3.2.1 지배 방정식.....	9
3.2.2 난류 모델링.....	11
3.2.3 캐비테이션 모델링.....	13
3.3 격자계 및 경계조건.....	14
3.4 유동 해석 조건.....	16
3.5 유동 해석 결과 및 검증.....	17
4. 추진기 소음 수치 해석.....	22
4.1 소음 수치 해석 기법.....	22
4.1.1 추진기 비공동 소음.....	22
4.1.2 추진기 공동 소음.....	27
4.1.3 지연시간의 계산.....	32
4.2 추진기 소음원 추출.....	32
4.3 추진기 소음 수치 해석 결과 및 검증.....	37
4.3.1 추진기 비공동 소음 수치해석 결과 및 검증.....	37
4.3.2 추진기 공동 소음 수치해석 결과 및 검증.....	40
5. 결 론.....	44
참고문헌	
Abstract	

## 그림 목차

Fig. 1.1 음파 이용 함정 수색 및 공격 .....	2
Fig. 1.2 해양 소음 오염원.....	2
Fig. 1.3 복잡한 선체-부가물에 의한 비정상 비균일 유입류.....	5
Fig. 2.1 모형 시험 모습 .....	7
Fig. 2.2 수음점 위치.....	8
Fig. 3.1 해석 대상 모델 형상 .....	8
Fig. 3.2 해석 전체 격자계.....	15
Fig. 3.3 추진기 영역 격자계 .....	15
Fig. 3.4 비공동 상태 유동 해석과 모형 시험 모습.....	17
Fig. 3.5 공동 상태 유동 해석과 모형 시험 모습.....	18
Fig. 3.6 전저항 계수( $C_T$ ) 비교.....	18
Fig. 3.7 유동 해석 후류 시각화.....	19
Fig. 3.8 반류장 비교.....	19
Fig. 3.9 Radial 평균 x축 방향 속도.....	19
Fig. 3.10 리더에 작용하는 시간에 따른 힘 .....	21
Fig. 3.11 리더에 작용하는 힘의 주파수 스펙트럼.....	21
Fig. 4.1 일반적인 비공동 추진기의 소음 스펙트럼 .....	22
Fig. 4.2 일반적인 공동 추진기의 소음 스펙트럼.....	28
Fig. 4.3 격자 변환 모습 .....	33
Fig. 4.4 날개 표면 격자 변환 결과.....	33

Fig. 4.5	얇은 층 캐비테이션 영역 구분.....	34
Fig. 4.6	추출된 각 날개의 시간에 따른 캐비테이션 체적 정보.....	35
Fig. 4.7	얇은 층 캐비테이션 체적 정보 filtering.....	36
Fig. 4.8	불연속 구간 filtering (임의의 점에서의 시간에 따른 압력).....	36
Fig. 4.9	수음점에서의 시간에 따른 비공동 음압 해석 결과.....	37
Fig. 4.10	수음점에서의 비공동 소음 스펙트럼 .....	38
Fig. 4.11	비공동 추진기 소음 스펙트럼 비교 (1).....	38
Fig. 4.12	비공동 추진기 소음 스펙트럼 비교 (2).....	39
Fig. 4.13	수음점에서의 시간에 따른 공동 음압 해석 결과.....	40
Fig. 4.14	수음점에서의 공동 소음 스펙트럼.....	41
Fig. 4.15	공동 추진기 소음 스펙트럼 비교 (1).....	42
Fig. 4.16	공동 추진기 소음 스펙트럼 비교 (2).....	42



## 표 목차

Table 2.1 모형시험과 유동해석 유동조건.....	7
Table 3.1 해석 대상 주요 제원.....	9
Table 3.2 Prism layer 경계층 격자 정보.....	16
Table 3.3 Suboff+E1619 자항 해석 결과.....	20
Table 4.1 비공동 소음 주요 주파수 성분 결과 비교.....	39
Table 4.2 공동 소음 주요 주파수 성분 결과 비교.....	43

## 기호 및 약어

### English symbols

$c_0$	speed of sound
$C_T$	total resistance coefficient
$D_p$	propeller diameter
<b>FB</b>	Center of buoyancy (aft of nose)
$g$	green function
$h$	enthalpy
$H(x)$	Heaviside function
$K_T$	thrust coefficient
$K_Q$	torque coefficient
$l_i$	fluid loading
$L_{oa}$	Overall length
$L_{pp}$	Length between perpendiculars
$L_{total}$	total noise level
$L_{background}$	background noise level
$M$	Mach number
$M_r$	relative Mach number
$\vec{n}$	Normal vector
$N_B$	Number of propeller blades

$p'$	acoustic pressure
$p_v$	vapor pressure
$Q$	volume of sheet cavitation
$R_{\max}$	Maximum hull radius
$S_{wa}$	Wetter area
$t$	observer time
$T_{ij}$	Lighthill stress tensor
$u$	velocity
$x$	downstream direction below the propeller plane

Greek symbols

$\alpha$	Volume fraction
$\delta(x)$	Dirac delta function
$\mu$	viscosity coefficient
$\rho$	density
$\sigma$	cavitation number
$\tau$	retarded time of non-cavitating source
$\tau^*$	retarded time of cavitating source
$\tau_{ij}$	stress tensor
$\omega_{\text{cut-off}}$	cut-off frequency of Gaussian filtering
$\Omega$	propeller rotational speed

### Subscript symbol

$\infty$	Free-stream value
cav	sheet cavitation noise term
L	Loading noise term
ret	Retarded time integrand
T	thickness noise term

### Mathematical symbols

$\nabla$	Gradient
$\nabla^2$	Laplace operator

### Abbreviation

BPF	Blade Passing Frequency
CFD	Computational Fluid Dynamics
DARPA	Defense Advanced Research Projects Agency
FW-H	Ffowcs Williams-Hawkings
IFAW	International Fund for Animal Welfare
KRISO	Korea Research Institute of Ship & Ocean Engineering

LCT	Large Cavitation Tunnel
MA	Moving Average
MRF	Moving Reference Frame
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
RSM	Reynolds Stress Model
VOF	Volume of Fluid

# 1. 서론

## 1.1 연구배경

전통적으로 함정의 소음 성능은 함정의 생존성 및 작전 수행능력과 직결되는 문제로 군사적인 측면에서 매우 중요하게 여겨졌다. 군사적인 측면 이외에도 2010년대에 들어 수중소음으로 인한 생태계의 변화가 보고되며 민간차원에서 이에 대해 주목하고 있다. 해외 연구기관의 연구결과에 의하면 수중 소음, 선박에서 방사되는 소음의 주파수 대역은 상당 부분 해양 생물들이 사용하는 주파수 대역과 겹쳐 해양 생물들의 의사소통이 원활히 이루어지지 않는다. 따라서 해양 생물들의 산란 등에 어려움이 생겨 해양 생태계에 부정적인 영향이 나타난다고 알려져 있다[1,2]. 이러한 바다의 소음 오염(Ocean Noise Pollution)에 가장 큰 영향을 미치는 소음은 선박에서 방사되는 소음으로 이는 해상 물동량의 급격한 증가와 이에 따른 선박 수의 증가, 선박의 대형화가 그 원인이다. IFAW(International Fund for Animal Welfare)에서는 수중 소음원 중 수중 추진기 소음, 특히 추진기 캐비테이션이 가장 주요한 소음원이라 규정하고 이를 제어하는 기술이 필요하다고 발표하였다[2].

수중 추진기의 소음은 함정의 다른 소음원에 비하여 소음 수준이 높을 뿐만 아니라, 추진기 날개의 개수 등 형상에 의해 독특한 음향학적 특성을 지닌다. 이러한 특성은 음파를 통해 이루어지는

수중에서의 수색에 있어 대상을 특정할 수 있는 식별 수단으로 사용될 수 있다. 또한 엔진이나 원자로, 동력전달계통의 진동에 의한 기계류 소음원과 달리 소음원이 선체 외부에 위치하고 있기 때문에 차폐가 불가능하다. 또한 최근의 선박 개발 동향은 기계류 소음의 소음 수준의 감소와 더불어 점차 고속화·대형화되는 추세로, 더 높은 추력을 필요로 하여 수중 추진기 소음의 상대적·절대적 소음 수준이 점차 증가하고 있다. 이에 따라 수중 추진기 소음의 해석 및 저소음화 연구는 경제적, 군사적 측면에서 매우 중요하여 여러 선진국들에서는 많은 인력과 자원을 투자하여 왔지만, 기밀로써 엄격히 관리되고 있어 이에 대한 자료에는 매우 제한적인 접근만이 가능하다. 따라서 수중 추진기 소음 해석에 관한 기술의 자체적 획득은 군사적, 산업적으로 긴요한 문제라고 할 수 있다.

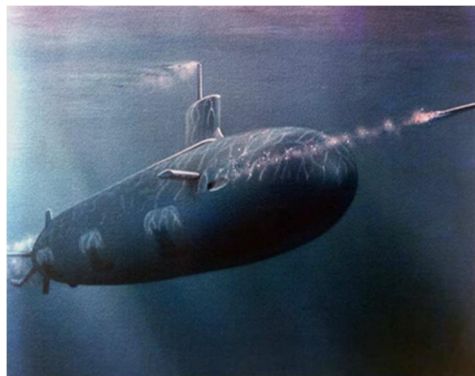


Fig. 1.1 음파 이용 합정 수색 및 공격

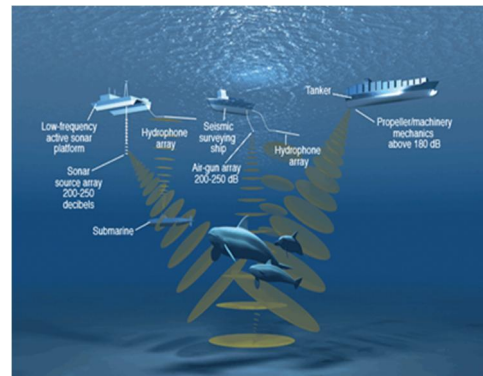


Fig. 1.2 해양 소음 오염원

수중추진기 소음은 작동 조건에 따라서 캐비테이션이 발생하지

않거나 다양한 형태의 캐비테이션이 동시에 발생하며 그 발생 형태에 따라 소음 발생 메커니즘이 다르다. 따라서 수중 추진기 소음은 소음원에 따라 영향을 미치는 주파수 대역 및 소음 특성이 달라 여러 물리 현상에 대한 원인 규명 및 해석 방법에 많은 한계를 나타내고 있다. 이러한 추진기 소음에 대한 연구는 대체로 실선 계측 자료를 바탕으로 만들어진 경험식을 사용하는 것이 일반적이었다. 하지만 이는 추진기 형상과 캐비테이션 발생 및 특성에 대한 물리적 접근이 어렵다는 단점이 있고, 대부분의 실선 계측이 세계 2차 대전 중에 이루어져 현재의 선박 설계개념과는 상이하여 현재 활용 중인 경험식은 실제 계측 결과와 거의 맞지 않는다. 이론적, 수치적 접근은 추진기에서 발생하는 캐비테이션 및 소음에 대하여 물리적 접근이 용이한 장점을 가지는 반면 소음원 모델링에 많은 물리적 가정을 포함하고 있기에 해석에 오차를 포함하는 단점이 있다. 따라서 추진기 소음 연구에 있어서 실험적 접근과 이론적, 수치적 접근이 상호보완적으로 이루어져야 한다[3,4].

최근 이러한 추진기 소음에 관한 관심이 커짐에 따라 보다 정교하고 실용적인 추진기 소음 해석 기법에 대한 기술적인 요구가 커지고 있으며, 실질적으로 함정 설계 단계에 활용할 수 있는 추진기 소음 해석 기법에 대한 연구가 활발히 진행 중에 있어 여러가지 수치 기법을 활용하여 추진기 소음의 해석에 관한 논문이 발표되고 있다. 2000년대에 들어 Seol 등은 헬리콥터와 같은 공기중의 회전기계류 소음을 해석하는데 활용되어 왔던 Ffowcs Williams-



Hawkings(FH-H) 방정식을 활용하여 수중 추진기 소음 해석에 적합한 형태의 식을 개발하여 비공동 상태뿐만 아니라 얇은 층 캐비테이션(Sheet Cavitation)을 소음원으로 하는 추진기 날개통과주파수(Blade Passing Frequency, BPF) 소음 해석 기법을 개발, 발표하였다[5-8]. 이 기법은 기존의 추진기 소음 해석 경험식에서 탈피하여 추진기 형상과 작동 조건, 추진기 소음 생성 메커니즘을 고려할 수 있는 최초의 연구결과로 알려져 있으며, 최신의 소음 해석 이론을 적용하여 추진기 소음을 수치적으로 해석할 수 있는 가장 진보된 기법으로 이를 바탕으로 유럽의 INSEAN, SSPA, MARIN 등에서도 유사한 기법의 추진기 소음 수치해석 기법을 개발 중에 있다[9-11]. 하지만 이러한 연구는 제한적 적용 가능한 포텐셜 유동 해석 결과를 활용한 추진기 소음해석이었기 때문에, 선미에 위치하여 Fig. 1.3과 같은 선체-부가물에 의한 비균일 유입류(Non-uniform inflow)에서 작동하는 수중추진기의 선체-부가물 등의 소음 성능에 대한 상호작용 효과를 고려할 수 없었다. 이후 국내외의 많은 연구들에서는 이러한 효과를 고려하기 위하여 전산유체역학(Computational Fluid Dynamics, CFD) 해석을 통해 추진기 소음 해석을 수행하였다. 이러한 연구들에서는 계산 효율 등에 의해 추진기 소음원에 따라 각 소음원을 묘사하기 적합한 방식으로 유동 해석을 수행하고, 각 소음원에 대한 소음 해석을 수행하였다[12-15]. 이러한 소음 해석 방식은 소음원 별 소음 발생 메커니즘을 고려할 수 있지만 선체-부가물과 추진기 간의 상호작용을 고려할 수 없다. 해외의 연구에

서는 이러한 한계를 극복하기 위해 선체-부가물-추진기 간 상호작용을 고려할 수 있는 함정 전체 영역의 CFD 해석을 통한 추진기 소음 해석 연구가 수행되었다[16]. 하지만 해당 연구에서는 추진기 소음 해석을 통과면 FW-H 기법(Permeable FW-H method)를 통해 수행하여, 추진기 소음원 별 분석이 수행되지 못하였고, 소음 해석의 정확도도 그리 높지 않다.

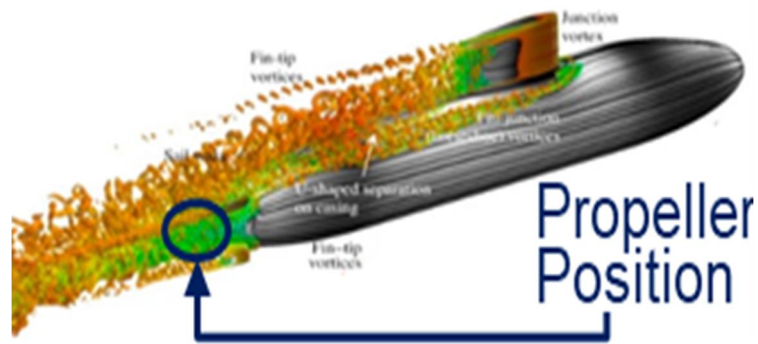


Fig. 1.3 복잡한 선체-부가물에 의한 비정상 비균일 유입류

## 1.2 연구 목적 및 내용

본 연구에서는 수중추진기의 더욱 정확한 방사 소음 해석을 위하여 선체-부가물-추진기 상호작용 효과를 고려할 수 있는 선박의 전체 도메인에 대한 CFD 해석을 수행하고, 이를 토대로 비공동과 공동 상태에서의 방사 소음을 해석하였다. 수중 추진기 소음은 공동이 발생하지 않는 비공동 소음과, 공동 상태에서 발생하면 가장 주요한 소음원으로 작용하는 얇은 층 캐비테이션 소음을 고려한 [17,18] 공동 소음에 대하여 해석하였다.

수치해석을 통하여 선체-부가물-추진기 선박 전체 영역의 유동의 불안정 거동을 예측하기 위해서는 사용한 선박 모델, 격자 생성 방법, 유동 해석 툴의 신뢰성 등이 중요하다. 선박의 모델링은 검증 을 위하여 수행된 대형 캐비테이션 터널(Large Cavitation Tunnel, LCT) 모형시험에서 사용된 선박을 사용하였고, 유동 해석 툴은 범용 유동 해석 프로그램인 STAR-CCM+를 사용하였다.

소음 해석은 비공동/공동 상태에 대해 지배적인 소음원인 두께소음, 하중소음, 얇은 층 캐비테이션 소음에 대해 시간 영역 FW-H 음향상사법으로 이루어졌다. 이러한 수치적 소음 해석 결과는 선박 해양플랜트연구소(Korea Research Institute of Ship & Ocean engineering, KRISO)의 LCT 모형 시험을 통해 검증하였다.

본 연구는 주요한 추진기 소음원의 보다 정확한 유동해석을 바탕으로 소음해석을 수행한다. 이 연구결과를 활용하여 예측 가능한 추진기 방사 소음의 전체 소음 수준과 저주파수 대역의 소음 특성은 수중 추진기 저소음화 연구에 활용될 수 있을 것이다.

## 2. 모형 시험

수치 유동, 소음 해석의 결과를 검증하기 위한 모형 시험은 Fig. 2.1과 같은 KRISO LCT에서 수행되었다. 이와 같은 유동 조건은 유동 수치해석에도 동일하게 적용되었다. 시험이 이루어진 조건은 다음의 Table 2.1과 같다. 유동 해석 검증을 위하여 저항

및 자항이 측정되었으며 반류장 비교를 위한 추진기가 없는 상태에서 추진기면에 대한 국부유동장 레이저 계측이 수행되었다. 소음 해석 검증을 위하여는 Fig. 2.2와 같이 추진기 직하방 1m의 수음점에서 음향장을 통해 소음 계측을 수행하였으며, 배경 소음은 유동이 있는 조건에서 추진기 날개 없이 모터만 회전하는 상태로 측정되었다.

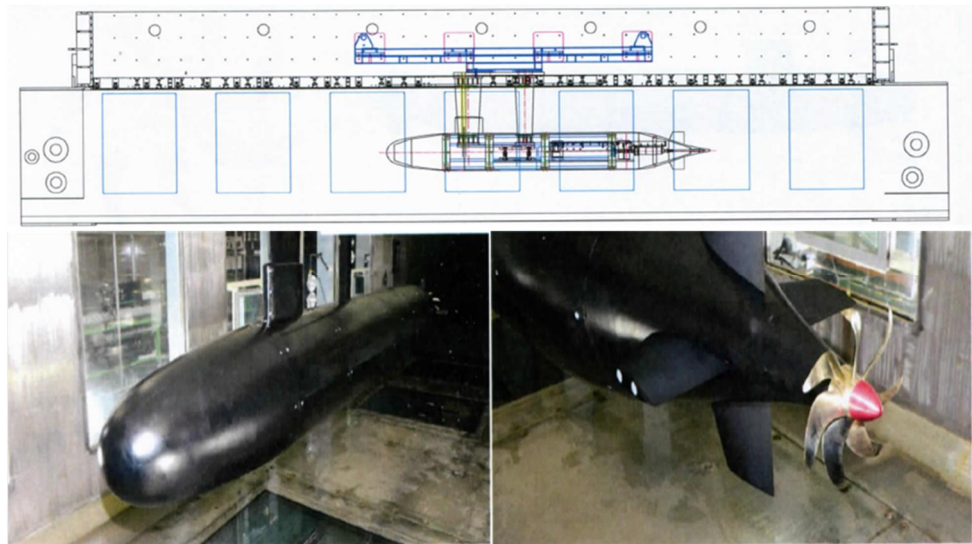


Fig. 2.1 모형 시험 모습

		Non_cavitating	Cavitating
Flow speed	$U_{\infty}$	9.0 m/s	9.0 m/s
Pressure of Tunnel	$p_{\infty}$	197.0 kPa	73.3 kPa
Propeller roatation speed	$\Omega$	30.58 rps	31.62 rps
Cavitation number	$\sigma$	6.0	2.0

Table 2.1 모형 시험과 유동 해석 유동 조건

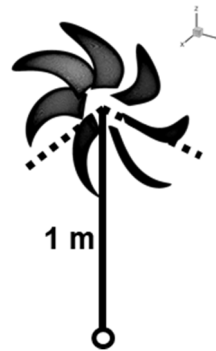


Fig. 2.2 수음점 위치

### 3. 유동 수치해석

#### 3.1 해석 대상 모델

해석 대상으로는 Grove[19]에 의해 소개된 후 저항, 자항 및 국부 유동에 대한 여러 수치 해석과 모형 시험 결과가 존재하는 DARPA Suboff AFF-8 잠수함 선체와 이탈리아 INSEAN사에서 실제 잠수함 추진기와 유사하게 설계한 E1619 추진기[20]를 사용하였

다. Suboff AFF-8의 경우 잠수함 선체에 부가물로 함교와 선미 제어판이 장착되어 있는 형상이다. 선체와 추진기의 형상은 Fig. 3.1에 나타내었으며, 주요 제원은 Table 3.1에 나타내었다.

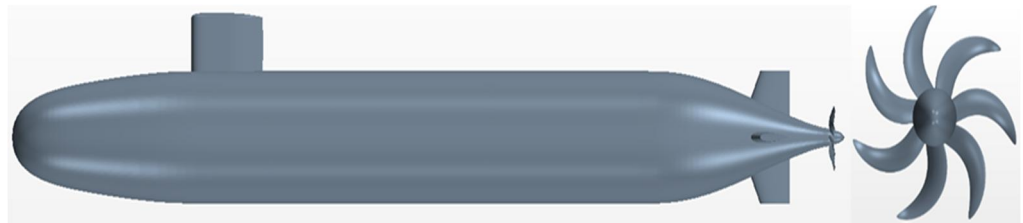


Fig. 3.1 해석 대상 모델 형상

	Item		Dimension
DARPA	Overall length	$L_{oa}$	4.356 m
Suboff	Length between perpendiculars	$L_{pp}$	4.261 m
AFF-8	Maximum hull radius	$R_{max}$	0.254 m
	Center of buoyancy(aft of nose)	FB	0.462 $L_{oa}$
	Volume of displacement	$\nabla$	0.718 m <sup>3</sup>
	Wetter surface area	$S_{wa}$	6.338 m <sup>2</sup>
INSEAN	Number of blades	$N_B$	7
E1619	Propeller diameter	$D_p$	0.262
Prop.	Propeller hub diameter ratio		0.226

Table 3.1 해석 대상 주요 제원

## 3.2 유동 수치해석 기법

### 3.2.1 지배방정식

기본방정식은 3차원 Reynolds 평균 Navier-Stokes 방정식 (3-dimensional Reynolds-Averaged Navier-Stokes equations, 3D RANS 방정식)을 사용하였다. RANS 방정식은 Navier-Stokes 방정식의 유동 변수들에 대하여 앙상블 평균 혹은 시간 평균을 적용하여 변형한 형태로 아래의 식과 같이 표현된다[21].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (3-1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \quad (3-2)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho h_{tot}) - \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i h_{tot}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_i \tau_{ij}) \quad (3-3)$$

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \quad (3-4)$$

$$h_{tot} = h + \frac{1}{2} u_i^2 \quad (3-5)$$

위 방정식은 각각 연속방정식(3-1), 운동량 방정식(3-2), 에너지 방정식(3-3)이다.

추가적으로 공동 상태의 추진기와 같은 캐비테이션 현상이 포함된 다상 유동(Multiphase flow)을 해석하기 위해서 상계면(Phase interface)을 추적하는 VOF(Volume of Fluid) 방법을 적용하였으며

이를 위해 위의 RANS 방정식과 함께 다음의 체적분율 방정식을 사용하여 해석하였다[22].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_q \alpha_q) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho_q \alpha_q u_j) = S\alpha_q + \sum_{q=1}^n (\dot{m}_{pq} - \dot{m}_{qp}) \quad (3-6)$$

공동 유동은 물과 수증기로 이루어진 이상 유동(Two-phase flow)으로 상의 개수는  $n = 2$ 이다. 이 때, RANS 방정식의 밀도( $\rho$ )와 점성 계수( $\mu$ )는 다음과 같이 각각의 상에 대한 체적분율(Volume fraction)  $\alpha$ 로 정의할 수 있으며,  $\alpha$ 는 0~1의 값을 갖는다.

$$\rho = \sum_{q=1}^2 \alpha_q \rho_q \quad (3-7)$$

$$\mu = \sum_{q=1}^2 \alpha_q \mu_q \quad (3-8)$$

식 (3-6)에서  $S\alpha_q$ 는 체적분율에 대한 소스항이며, 2차상(Secondary phase)인 수증기에 대해 방정식을 먼저 해석하고, 식 (3-9)를 이용 하여 1차상(Primary phase)인 물에 대하여 방정식을 해석한다.

$$\sum_{q=1}^2 \alpha_q = 1 \quad (3-9)$$

이러한 RANS 방정식과 체적분율 방정식에 대한 모든 시간 적분과 공간에 대한 수치 이산화는 2차 정확도 기법을 사용하였다.



### 3.2.2 난류 모델링

RANS 방정식의 수치해를 구하여 해석 대상 주위의 난류 유동을 예측하기 위해서는 난류강도(Turbulent Stress)와 열흐름(Heat Flux) 물리량에 대한 실제와 근접한 가정이 필요하며 이를 위하여 난류 모델을 사용하게 된다. 본 연구에서는 Reynolds Stress Model(RSM)을 사용하였다. RSM은 공학 영역에서 흔히 사용되는  $k-\epsilon$  난류 모델과  $k-\omega$  난류 모델과 같은 Eddy-viscosity 관점의 접근과 달리 레이놀즈 응력 텐서의 각 항을 개별적으로 계산한다. Eddy-viscosity 기반의 난류 모델은 난류 유동의 소산, 급격한 유동 변화 등을 정확히 묘사할 수 없기 때문에, 본 연구와 같이 캐비테이션이 계속해서 발생하고 사라지는 공동 추진기 유동 해석에서 RSM 난류모델보다 정확성이 떨어진다. 이런 RSM 난류모델은 장점은 이전의 여러 연구에서 잠수함과 같은 복잡한 형상의 수중 물체 주위 유동 해석 시에 대해 검증되었다. 충분한 격자계를 사용하면 RSM 난류 모델이 물체에 작용하는 힘과 국부 유동을 다른 난류 모델에 비해 잘 추정하는 것으로 나타났다[23-26].

RSM의 지배방정식은 식 (3-2)의 RANS 운동량 방정식을 변형시킨 다음과 같은 레이놀즈 응력 수송방정식을 통해 계산한다[27,28].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \overline{u'_i u'_j}) + C_{ij} = D_{T,ij} + D_{L,ij} + P_{ij} + \phi_{ij} + \epsilon_{ij} + F_{ij} \quad (3-10)$$

$$C_{ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k \overline{u'_i u'_j}) \quad (3-11)$$

$$D_{T,ij} = -\frac{\partial}{\partial x_k} \left[ \overline{\rho u'_i u'_j u'_k} + \overline{p' (\delta_{kj} u'_i + \delta_{ik} u'_j)} \right] \quad (3-12)$$

$$D_{L,ij} = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[ \mu \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u'_i u'_j}) \right] \quad (3-13)$$

$$P_{ij} = -\rho \left( \overline{u'_i u'_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right) \quad (3-14)$$

$$\Phi_{ij} = \overline{p' \left( \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right)} \quad (3-15)$$

$$\epsilon_{ij} = -2\mu \overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k}} \quad (3-16)$$

$$F_{ij} = -2\rho \Omega_k (\overline{u'_j u'_m} \epsilon_{ikm} + \overline{u'_i u'_m} \epsilon_{jkm}) \quad (3-17)$$

여기에서 각항이 의미하는 바는 다음과 같다.  $C_{ij}$  항은 Convection term,  $D_{T,ij}$  항은 Turbulent Diffusion term,  $D_{L,ij}$  항은 Molecular Diffusion term  $P_{ij}$  항은 Stress Production term,  $\Phi_{ij}$  항은 Pressure Strain term,  $\epsilon_{ij}$  항은 Dissipation term,  $F_{ij}$  항은 Production by System Rotation term이다.

### 3.2.3 캐비테이션 모델

공동 유동 해석을 위하여 다음의 식 (3-18)로 나타나는 수증기의 체적분율에 대한 수송방정식을 풀게 된다. 여기에서  $v$ 는 수증기를 나타내며,  $R_e$  와  $R_c$  는 각각 기포의 기화(Evaporation)와 응축(Condensation)을 나타내는 소스항이다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho_v \alpha_v) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho_v \alpha_v u_j) = R_e - R_c \quad (3-18)$$

캐비테이션 해석을 위해 다양한 모델들이 제시되어 왔으며, 본 연구에서는 Schnerr-Sauer 모델을 적용하였다[29]. Schnerr-Sauer 모델은 기존의 기포의 거동을 나타내는 Rayleigh-Plesset 방정식을 단순화한 형태로 기포의 성장 가속도, 점성 효과, 그리고 표면 장력의 영향을 무시한다. 해당 모델의 소스항과 기포 직경( $R_B$ )는 다음과 같다.

$$R_e = \frac{\rho_v \rho_l}{\rho} \alpha_v (1 - \alpha_v) \frac{3}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_l}}, (p \leq p_v) \quad (3-19)$$

$$R_c = \frac{\rho_v \rho_l}{\rho} \alpha_v (1 - \alpha_v) \frac{3}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p - p_v}{\rho_l}}, (p \geq p_v) \quad (3-20)$$

$$R_B = \left( \frac{\alpha_v}{1 - \alpha_v} \frac{3}{4\pi} \frac{1}{n_b} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3-21)$$

이 때  $p_v$ 는 증기압(Vapor Pressure)을 나타내며,  $n_b$ 는 단위 체적당 기포수, 그리고  $\rho_v$ 와  $\rho_l$ 은 각각 공기와 물의 밀도를 나타낸다.

### 3.3 격자계 및 경계조건

비공동 유동의 경우 전체 격자 수는 약 1,350만 개, 공동 유동의 경우 전체 격자 수는 약 1,500만 개이며, 전체 격자계는 비정렬 격

자계를 사용하였다. 전통적인 정렬 격자를 사용하여 후류 영역까지 끝단 와류를 포착하려는 방법은 정렬 격자 배열의 규칙성과 격자 크기에 따른 비효율성, 격자의 해상도에 따른 끝단 와류의 빠른 확산 등의 문제점을 가지고 있다[30-32]. 이러한 정렬 격자의 단점을 극복하기 위하여 비정렬 격자계를 이용하는 방법이 대두되고 있다 [33]. 비정렬 격자계는 격자 배치의 불규칙성으로 인하여 원하는 유동 영역에 대한 격자 적용이 매우 용이하므로 끝단 와류 등이 존재하는 영역에 대하여 국부적으로 해상도를 증가시킬 수 있으며, 따라서 수치적 확산을 최소화하여 추진기 후류 뿐만 아니라 정확한 추진기 성능 예측이 가능한 장점이 있다[34].

본 연구에서 사용한 격자계는 추진기 회전 영역은 비정렬 polyhedral 격자를 사용하였고, 그 외 영역은 STAR-CCM+의 직교 격자 기반의 비정렬 격자계 생성법인 Trimmer 격자 생성법으로 격자를 구성하였다. 잠수함 선체 주위의 격자계와 추진기 주위의 격자계는 Fig. 3.2, 3.3과 같다.

또한 격자의 질을 향상시키기 위해 경계층 영역의 격자는 prism layer를 통해 격자계를 생성하였다. 이를 통해 물체 표면 대부분의 영역에서  $y^+$ 를 1이 되도록 하였고, 추진기 영역의  $y^+$ 는 모두 1이 되도록 격자를 생성하였다. 또한 난류 경계층을 정확히 묘사하기 위하여 경계층에 약 12~23 개의 격자가 있도록 하였다. 이러한 prism layer 격자 정보는 Table 3.2에 나타내었다.

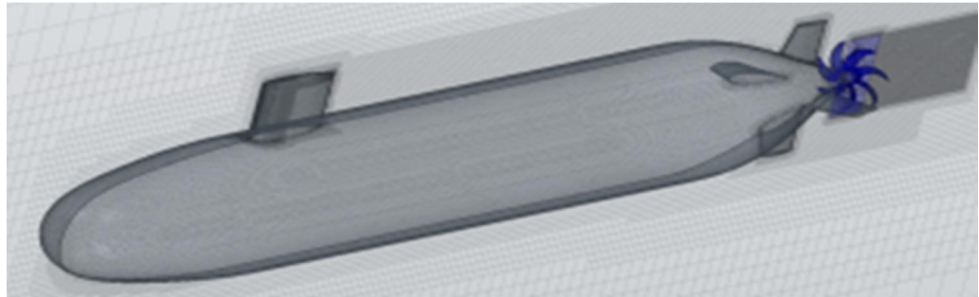


Fig. 3.2 해석 전체 격자계

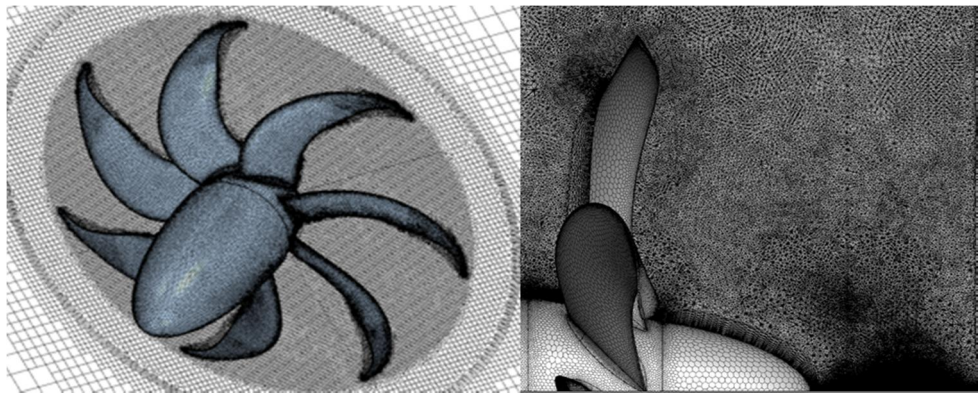


Fig. 3.3 추진기 영역 격자계

	Body	Propeller vicinity	propeller
Prism layer thickness	0.4 m	0.02 m	0.005 m
Number of prism layer	23	17	12
Thickness of near wall layer	$5 \times 10^{-4}$ m		$1 \times 10^{-5}$ m

Table 3.2 Prism layer 경계층 격자 정보

경계 조건은 LCT 모형 시험과 동일한 터널 유동에 대한 경계조건을 부여하였다. 4면은 터널로 wall 조건을 부여하였고 입구에 대해서는 Velocity inlet, 출구 조건은 Outlet 조건을 부여하였다.

### 3.4 유동 해석 조건

해석은 앞서 서술한 격자계와 경계조건을 사용하여 정상 유동 (steady flow) 상태에서 MRF(Moving Reference Frame) 방법으로 충분히 수렴시킨 후 추진기 격자를 직접 회전시키는 sliding mesh 방법으로 비정상 유동(unsteady flow) 해석을 수행하였다. 또한 소음 해석의 정확성을 위하여 프로펠러 회전 0.5° 간격에 해당하는 시간 간격으로 비정상 해석을 수행하였고, 추력과 토크가 일정하게 수렴된 거동을 보이는 회전수까지 해석을 수행하였다.

### 3.5 유동 해석 결과 및 검증

Fig. 3.4와 3.5은 각각 비공동/공동 상태의 소음 해석에 사용되는 부분의 유동 해석과 모형시험간의 유동 모습의 비교이다. 공동 상태의 경우 유동 해석 결과의 얇은 층 캐비테이션 영역은 각 블레이드 마다 거의 하나의 버블로서 부드럽게 거동하지만, 모형 시험의 캐비테이션은 표면에서 버블들이 깨져 나간다. 모형 시험의 캐비테이션 거동은 잠수함과 같은 고속 프로펠러에서 흔히 발생하는 모습으로 유동 해석 결과와 같은 전형적인 얇은 층 캐비테이션의 거동과는 차이가 있다. 하지만 모형 시험의 캐비테이션 거동도 표면에서 깨져나가는 버블들을 제외하면 각 블레이드 마다 하나의 큰 버블 관점에서

의 거시적인 거동은 유사하기 때문에 현재 모델링을 적용한 저주파 영역의 캐비테이션 소음 해석에는 큰 영향이 없을 것으로 생각된다.

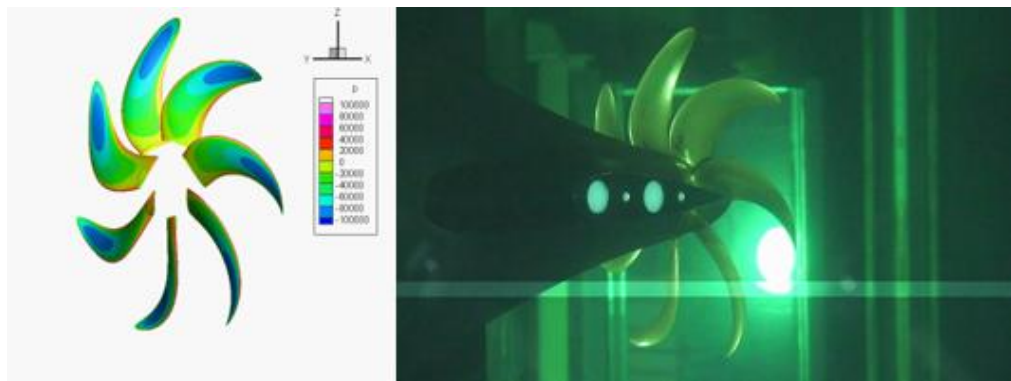


Fig 3.4 비공동 상태 유동 해석과 모형 시험 모습

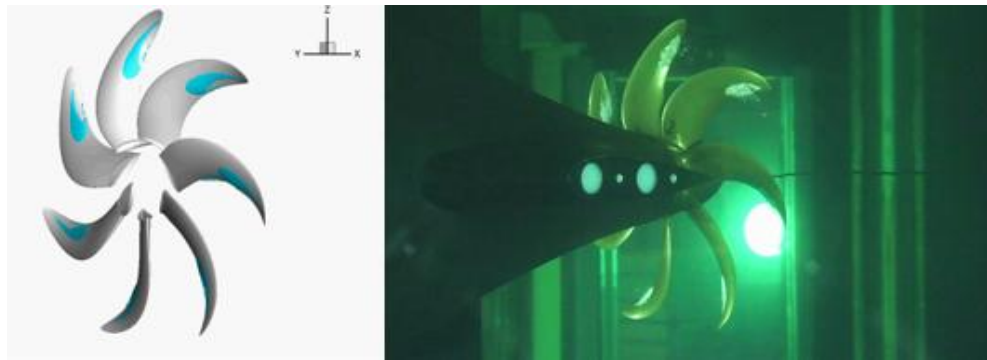
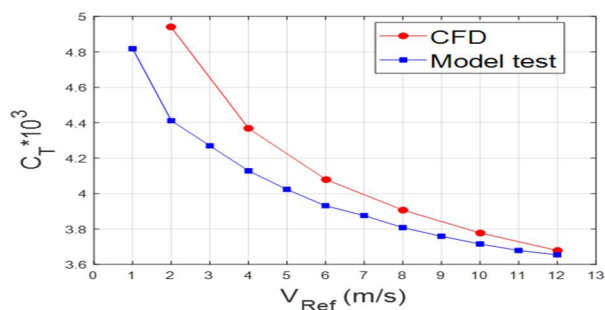


Fig 3.5 공동 상태 유동 해석과 모형 시험 모습

모형 시험을 통한 유동 해석 검증은 추진기가 없는 Suboff 형상에 대해서 먼저 이루어졌다. 유속에 따른 Suboff 형상의 전저항 계수( $C_T$ )는 Fig. 3.6과 같다. 저속 조건의 유동 해석 결과는 모형 시험과 큰 차이를 보이지만, 소음 해석이 이루어진 9m/s의 고속 조건에

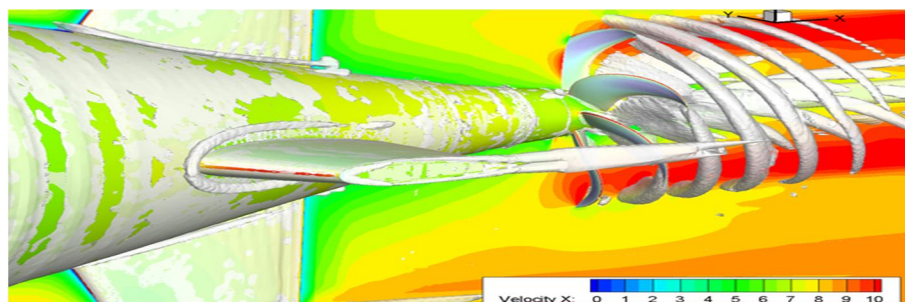


서는 오차가 크지 않아 유동 수치 해석이 실제 유동과 근사하게 물체 주변 난류 경계층 유동을 묘사하고 있음을 알 수 있다.

### Fig 3.6 전저항 계수( $C_T$ ) 비교

다음은 9m/s의 유동조건에서 추진기 소음 해석 시 큰 영향을 주는 추진기 회전면에 대한 반류장을 비교하였다. 먼저 추진기 회전면에 대한 모형 시험의 반류 계측 결과와 유동 해석 결과를 Fig. 3.8에 함께 도시하였다. Suboff AFF-8 형상에 따라 잠수함 함교 및 선미 제어판에서 발생하는 후류로 인한 비균일 유입류가 형성되고, 부가물이 위치하는 곳에서 속도 구배가 크게 발생함을 관찰할 수 있다. 함교 및 선미 제어판에 의한 radial 방향의 속도 구배가 유동 해석 결과에서 모형 시험 계측결과보다 조금 작게 예측되었지만, 전반적인 반류장의 모습과 추진기 소음에 주요한 역할을 하는 azimuthal 방향의 속도 구배는 적절히 추정하고 있는 것을 볼 수 있다.

Fig. 3.8은 반류장은  $\frac{x}{L_{pp}} = 0.978$  위치에서 x축 방향 평균 유속을 실험과 비교하고 있다. 이때  $k-\epsilon$  난류 모델과  $k-\omega$  난류 모델을 함께 비교하여 RSM 난류 모델의 유용성도 함께 검증하였다. 전체 영역에서 RSM 난류 모델이 실험결과와 가장 유사하게 유동을 추





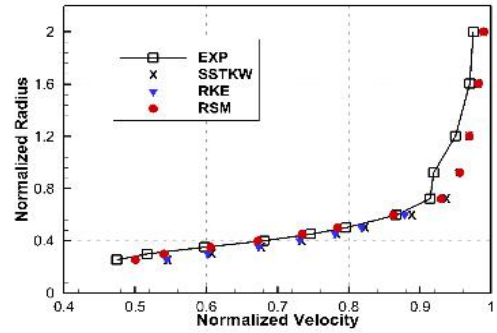
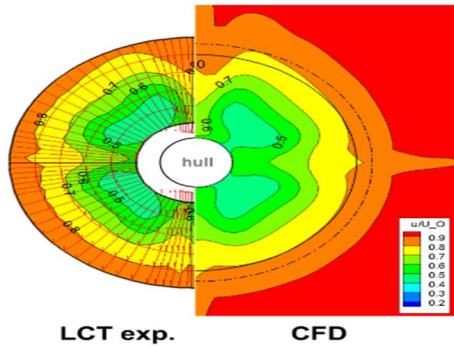
정하는 것을 확인하였다.

Fig. 3.7 유동해석 vorticity 후류

Fig. 3.8 반류장 비교

Fig. 3.9 Radial 평균 x 축 방향 속도

추진기가 있는 Suboff + E1619 형상에 대해서는 소음 해석이 이루어지는 9m/s에 대한 자항 해석을 통해 추력 및 토크 계수를 모



형 시험과 비교하였다. 추력일치

법(thrust identity method)를 통하여 추력과 선속을 일치시킨 상태에서 추진기 주변 유동의 레이놀즈 수(Reynolds number)를 모형 시험과 최대한 유사하도록 추진기 회전속도를 일치시켰다. 그 결과는 Table 3.3에 나타내었다.

	Model Test	CFD (%D)
$K_T$	0.2618	
$10K_Q$	0.4603	0.4849 (5.34%)
$\Omega$	30.582	30.61 (0.09%)

Table 3.3 Suboff+E1619 자항 해석 결과

Suboff 단독 형상의 저항과 반류장, Suboff+E1619 형상의 저항 해석 결과를 모형 시험과 비교 하여 추진기 소음 해석의 소스가 될 유동 해석 결과가 충분한 정도로 유동을 묘사하고 있음을 확인하였다.

이러한 유동 해석 결과를 통해 효율적으로 소음 해석을 하기 위하여 Quasi-steady 유동을 가정하고, 가장 많이 수렴된 추진기 회전 한 주기에 대한 유동 해석 결과만을 사용하였다. 선체-부가물의 의한 반류장의 주파수 성분의 직접적인 분석이 어렵기 때문에 선미 제어판 중 러더(rudder)에 작용하는 힘을 분석함으로써 간접적으로 Quasi-steady 가정의 타당함을 확인하였다.

Fig. 3.10과 3.11의 결과에서 rudder에 작용하는 힘에 추진기 회전 한주기를 넘는 주기를 갖는 주파수 성분은 거의 존재하지 않음을 확인할 수 있다. 따라서 반류장의 대부분의 주파수 성분을 한 주기 유동 해석 결과만을 통해서 고려할 수 있으므로, 소음 해석 시 Quasi-steady 유동을 가정하더라도, 이 가정에 의한 오차가 크지 않음을 알 수 있다.

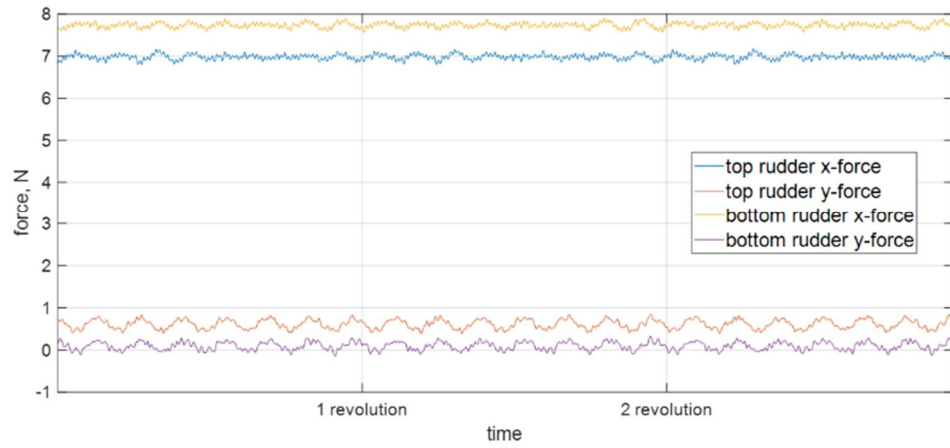


Fig. 3.10 러더에 작용하는 시간에 따른 힘

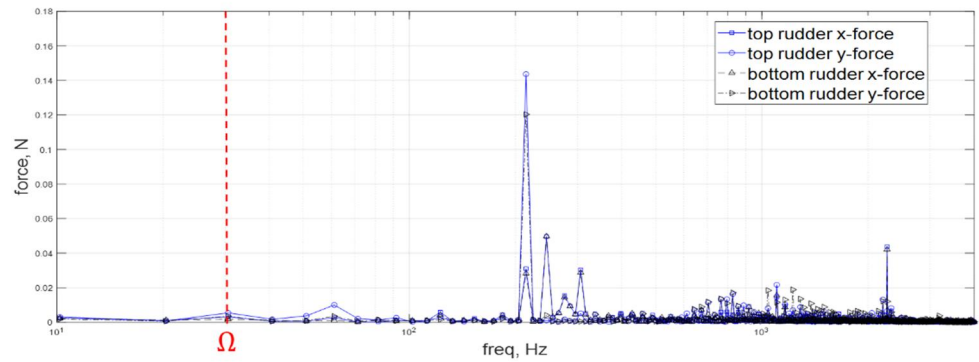


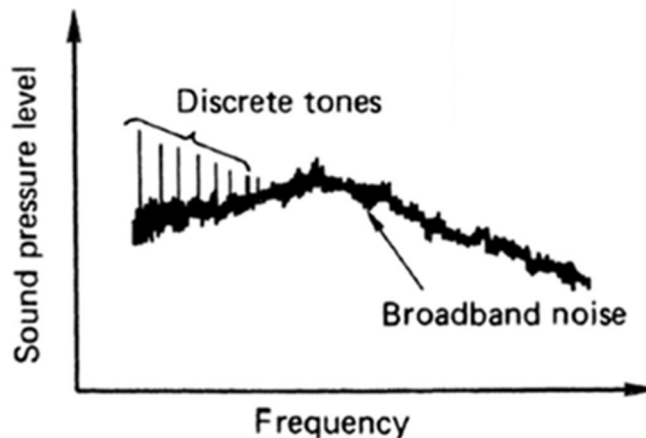
Fig. 3.11 러더에 작용하는 힘의 주파수 스펙트럼

## 4. 추진기 소음 수치해석

### 4.1 소음 수치해석 기법

#### 4.1.1 추진기 비공동 소음

잠수함은 운용 시간의 대부분을 잠항 형태로 운용하기 때문에, 대개 깊은 심도에서 운용된다. 이러한 깊은 심도에서 추진기는 높은 정수압에 의해 캐비테이션이 발생하지 않는 비공동 상태에서 작동한다. 비공동 추진기는 Fig. 4.1과 같은 일반적인 소음 스펙트럼을 보이는데, 이때 중·저주파대역에서 발생하는 불연속적인 톤 소음들이 비공동 추진기의 전체 소음 레벨을 결정하는 소음 성분임을 알 수 있다. 이러한 불연속적인 톤 소음들은 날개통과주파수 (Blade passing frequency, BPF)의 harmonics에서 발생한다. 따라서



이러한 톤 소음을 BPF 소음이라 한다[35].

**Fig. 4.1 일반적인 비공동 추진기의 소음 스펙트럼**

톤 소음 예측은 FW-H 음향 상사 방정식을 사용하여 원지점의 음압을 계산하는 소음 해석 방법인 시간 영역 음향상사법을 사용하였다. 비공동 추진기 BPF 소음 예측은 변화하는 유동장 내 경계 층(블레이드 표면)에서의 음원 분포를 알고 있을 때 파동방정식의 해로 나타낼 수 있다. Ffowcs Williams와 Hawking은 Lighthill의 음

향상사법[36]을 움직이는 물체에 적용시켜 지배 미분 방정식을 유도하였으며 다음과 같다[37].

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

여기에서  $f=0$ 은 블레이드 표면을 의미하며,  $p'$ 은 음압,  $\rho_0$ 와  $c_0$ 는 교란되지 않은 매질의 평균 유체 밀도와 음속을 나타낸다.  $v_n$ 은 블레이드 표면의 국부 법선 속도이며,  $l_i$ 는 유체에 작용하는 단위 면적 당 힘이다. 비선형 전단 응력  $T_{ij}$ 는 Lightill 텐서로 다음과 같다.

$$T_{ij} = \rho u_i u_j - \tau_{ij} + (p' - c_0^2 \rho') \delta_{ij} \quad (4-2)$$

FW-H 방정식은 운동량, 연속, 상태 방정식을 파동 방정식에 정확하게 조합한 방정식으로서, 다양한 해석적 방법에 의해 여러 가지 정밀도를 가지고 풀 수 있다. FW-H 방정식 우변의 3항이 소음 생성항이다. 우선 홀극(monopole) 음원항인 두께소음(thickness noise)은 프로펠러의 날개 두께에 의한 주변 유체의 질량가속 효과를 나타내며, 물체 표면상의 압력 변화 효과는 하중소음(loading noise)으로서 쌍극(dipole) 음원으로 분류된다. 마지막으로 사중극(quadrupole) 음원항은 운동하는 물체 주위 체적의 유체응력(fluid stress)의 효과를 나타낸다[38]. 모든 음원항은 지연시간(retarded time,  $\tau$ )에서 계산 된다. 지연시간에 대한 식은 다음과 같다.

$$\tau = t - \frac{r}{c} \quad (4-3)$$

여기서  $\tau$ 는 sound generating time(retarded time)을 말하며,  $t$ 는 sound receiving time을 뜻한다. 또  $r$ 은 음원에서 관찰자까지의 거리를 뜻하고,  $c$ 는 음속을 의미한다. 그리고 음원의 성격에 의해 홀극 및 쌍극 음원은 선형 음원(linear source), 사중극 소음은 비선형 음원(nonlinear source)으로 구분하며 선형 음원항은 물체 표면의 면적분(surface integral)형태로 표현되고, 사중극 음원항은 물체를 포함하는 체적에 대한 체적 적분(volume integral) 형태로 표현된다.

현재까지의 대부분의 수치 모사 방법들은 FW-H 방정식에서 선형 음원 만을 고려하고 여러 가지 근사적 접근 방법을 도입하여 어느 정도 성공을 거둘 수 있었다. 사중극(quadrupole) 소음원은 원래 shock이나 turbulence와 같은 비선형 효과들을 고려하기 위한 것으로서, Mach 수가 매우 낮은 유동장에서는 그 영향은 무시할 정도로 작다. 따라서 본 연구와 같은 수중 추진기 소음의 경우에는 사중극 소음원을 고려하지 않는다. 이제 FW-H 식의 우변이 파동항의 음원항이 됨을 관찰할 수 있으며, Green 함수를 이용하면, FW-H 식은 다음과 같은 적분식으로 변형된다.

$$4\pi p'(\vec{x}, t) = \frac{\partial}{\partial t} \int \frac{\rho_0 v_n |\nabla f| \delta(f) \delta(g)}{r} d\vec{y} d\tau - \frac{\partial}{\partial x_i} \int \frac{l_i |\nabla f| \delta(f) \delta(g)}{r} d\vec{y} d\tau \quad (4-4)$$

윗 식은 공간 고정 좌표계 (space fixed coordinate system)에 대해 기술되었고, 이를 각속도  $\Omega$ 로 회전하는 블레이드에 고정된 좌표계에 대해 표현하면, 다음과 같다.

$$4\pi p'(\vec{x}, t) = \frac{\partial}{\partial t} \int \frac{\rho_0 v_n |\nabla f| \delta(f) \delta(g)}{r} d\vec{\eta} d\tau - \frac{\partial}{\partial x_i} \int \frac{l_i |\nabla f| \delta(f) \delta(g)}{r} d\vec{\eta} d\tau \quad (4-5)$$

윗 식의 공간 미분항은 시간 미분항으로 교체될 수 있고, 이는 Farassat이 그의 1공식이라 명명한 다음의 식으로 변형된다.

$$4\pi p'(\vec{x}, t) = \frac{1}{c_0} \frac{\partial}{\partial t} \int_{f=0} \left[ \frac{\rho_0 c_0 v_n + l_r}{r|1-M_r|} \right]_{ret} dS + \int_{f=0} \left[ \frac{l_r}{r^2|1-M_r|} \right]_{ret} dS \quad (4-6)$$

다음의 관찰자까지의 거리  $r$ 이 지연시간  $\tau$ 의 함수임과 추가적인 함수관계들을 이용한 식을 이용하면 (3-5)의 시간 미분을 적분 기호 속에 포함시킬 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial t} \Big|_{\vec{x}} = \left( \frac{1}{1-M_r} \frac{\partial}{\partial \tau} \Big|_{\vec{x}} \right)_{ret} \quad (4-7)$$

$$\frac{\partial r}{\partial \tau} = -v_r \quad (4-8)$$

$$\frac{\partial \hat{r}_i}{\partial \tau} = \frac{\hat{r}_i v_r - v_i}{r} \quad (4-9)$$

$$\frac{\partial M_r}{\partial \tau} = \frac{1}{c_0 r} \left( r_i \frac{\partial v_i}{\partial \tau} + v_r^2 - v^2 \right) \quad (4-10)$$

$$\frac{\partial v_n}{\partial \tau} = \left( \frac{\partial v_i}{\partial \tau} \hat{n}_i + v_i \frac{\partial \hat{n}_i}{\partial \tau} \right) \equiv \dot{v}_n \quad (4-11)$$

Farassat은 위와 같은 함수 관계를 이용하여 계산의 정확도와 속도 향상을 이끌어낸 다음의 Farassat 1A 공식을 유도하였다[40].

$$p'(\vec{x}, t) = p'_T(\vec{x}, t) + p'_L(\vec{x}, t) \quad (4-12)$$

$$4\pi p'_T(\vec{x}, t) = \int_{f=0} \left[ \frac{\rho_0 v_n}{r(1-M_r)^2} \right]_{ret} dS + \int_{f=0} \left[ \frac{\rho_0 v_n (rM_i \hat{r}_i + c_0 M_r - c_0 M^2)}{r^2(1-M_r)^3} \right]_{ret} dS \quad (4-13)$$

$$4\pi p'_L(\vec{x}, t) = \frac{1}{c_0} \int_{f=0} \left[ \frac{\dot{l}_i \hat{r}_i}{r(1-M_r)^2} \right]_{ret} dS + \int_{f=0} \left[ \frac{l_r - l_i M_i}{r^2(1-M_r)^2} \right]_{ret} dS + \frac{1}{c_0} \int_{f=0} \left[ \frac{l_r (rM_i \hat{r}_i + c_0 M_r - c_0 M^2)}{r^2(1-M_r)^3} \right]_{ret} dS \quad (4-14)$$

여기에서  $p'_T$ 는 블레이드 회전에 의한 두께소음을,  $p'_L$ 은 블레이드 표면에서의 하중 변화에 의한 하중소음을 나타내며 각각 홀극 음원항과 이중극 음원항에 해당된다.  $\dot{M}_i, \dot{l}_i, \dot{v}_n$ 의 상단점은 retarded time에 대한 변화율을 의미한다.

Farassat 1A 공식은 복잡한 피적분항을 가지고 있지만 수치적 미



분에 의한 정확도 손실을 줄일 수 있다. 또한 임의의 블레이드 형상, 움직임 그리고 임의의 하중 조건에 대해 모두 적용할 수 있으며,  $1/r, 1/r^2$  항들에 의해 근접장(near-field)과 원지장(far-field)에 대한 효과를 나타낼 수 있다.

위 Farassat 1A식에 의한 소음 해석은 추진기 표면을 여러 개의 패넬로 나누어 모든 패넬에 의한 관찰자 위치에서의 음압을 시간에 따라 계산하여 이루어졌다.

#### 4.1.2 추진기 공동 소음

공동의 발생은 추진기 주위 압력과 밀접한 관계가 있어 주위 압력이 낮은 해수표면에서 발생 가능성이 높다. 잠수함의 일반적인 작전 심도가 수십 미터에서 수백 미터 정도이므로 이러한 환경에서는 공동 발생 가능성이 현저히 낮지만, 디젤 잠수함의 경우 엔진에 필요한 공기를 보충하기 위해 스노클링 항해가 필요하기 때문에 해수표면에서부터 깊이 수백 미터까지 넓은 범위의 작전 수행 능력이 필요하다. 게다가 최근의 잠수함이 대형화, 고속화 되는 추세에서는 일반적인 작전 심도에서도 공동 발생 가능성이 증가한다. 공동은 수중 추진기에서 발생하면 여러 종류의 소음원 가운데 일반적으로 가장 큰 소음을 발생하는 소음원이 된다. 또한 공동 소음은 공동이 발생하지 않은 경우에 비해 20~40 dB 정도의 소음 수준 증가를 가져오므로 잠수함에서 발생 시 치명적이라 할 수 있지만, 모든 작전 수행에서 이를 피하기 어렵기 때문에 이에 대한 정확한

예측 및 저소음화가 필요하다. 이러한 공동 상태에서의 추진기 소음 스펙트럼은 일반적으로 다음과 같은 형태를 보인다[18].

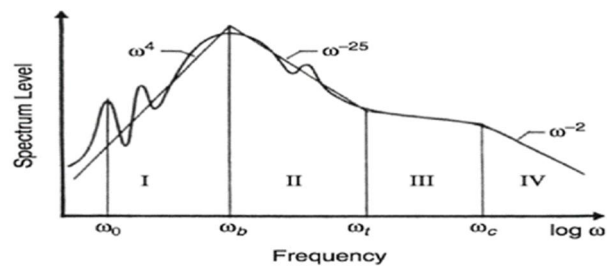


Fig. 4.2 일반적인 공동 추진기의 소음 스펙트럼

추진기 공동 소음은 추진기에서 발생하는 여러 종류의 공동 현상에서 기인하며, 일반적으로 광대역적인 특성을 가진다. 전체 소음 스펙트럼에서 지배적인 중·저주파 대역의 소음은 얇은 층 캐비테이션에 의해 발생한다[17,18]. 얇은 층 캐비테이션은 추진기 블레이드 표면에서 발생하며, 앞전의 층류 박리에 의해 발생한다. 얇은 층 캐비테이션은 블레이드 표면을 덮고 있어 성능 저하를 야기하며, 캐비테이션 형태 중·저주파 대역에서 가장 큰 소음을 발생한다. 따라서 소음 측면에서 얇은 층 캐비테이션 소음 해석 기법의 개발이 매우 중요하다. 얇은 층 캐비테이션 소음은 날개 표면 공동의 체적 총합의 시간 변화에 밀접한 관계가 있으며, 마치 하나의 큰 진동 버블(pulsating bubble)처럼 소음을 방사하는 홀극 특성을 가지는 매우 강력한 소음원이 된다. 이러한 얇은 층 캐비테이션 소음의 홀극 특성은 블레이드 표면에서 블레이드와 함께 운동하며 나

타나므로 BPF 소음의 특성을 보인다.

얇은 층 캐비테이션 BPF 소음의 정교한 해석을 위해서는 얇은 층 캐비테이션의 운동과 근접장(near-field) 효과를 모두 고려하여야 한다. 이러한 여러 현상을 고려하기 위하여 음향학 분야에 주로 쓰이고 있는 Ffowcs Williams-Hawkings에 의해 유도된 식을 응용, 이를 추진기 얇은 층 캐비테이션에 적용하여 지배방정식을 유도할 수 있다. 얇은 층 캐비테이션의 표면을 블레이드와 같은 물체의 표면으로 모델링하면, 얇은 층 캐비테이션의 체적 변화에 의한 소음은 체적 변화로 인한 질량 가속 효과에 비례하므로, 홀극 소음원으로 모델링하여 다음과 같은 형태로 나타낼 수 있다[41].

$$\frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \nabla^2 p' = \frac{1}{4\pi r} \frac{\partial}{\partial t} [\rho_0 \dot{Q}(\tau^*)] \quad (4-15)$$

여기서  $p'$ 은 변동 압력,  $\rho_0$ 와  $c_0$ 는 각각 교란되지 않은 유체의 밀도와 음속을 나타낸다.  $Q$ 는 얇은 층 캐비테이션의 체적이며 이의 일차 변화율과 이차 변화율을 각각  $\dot{Q}$ ,  $\ddot{Q}$ 로 나타내었다.

얇은 층 캐비테이션은 체적이 변화하면서 블레이드와 함께 회전 운동을 하고 있기 때문에 생성원에서 관측점 방향으로의 상대 마하수(relative mach number)  $M_r = \vec{v} \cdot \vec{r} / c_0$ 를 고려하고 파동 방정식의 Green 함수와 변동 압력 생성항과 관측지점과의 관계에서 다음과 같은 관계식을 유도할 수 있다.

$$g(\tau^*) = \tau^* - t + \frac{r}{c_0}, \quad r = c_0(t - \tau^*) = |\vec{x} - \vec{x}_s| \quad (4-16)$$

이 때  $\tau^*, t$ 는 각각 생성향과 관측점에서의 시간이며,  $\vec{x}, \vec{x}_s$ 는 관측점과 생성원의 위치를 의미한다. 이에 따라 얇은 층 캐비테이션에 의한 압력 맥동의 해는 다음과 같은 식들로 표현되며

$$p'(\vec{x}, t) = \frac{\partial}{\partial t} \left[ \frac{\rho_0 \dot{Q}(\tau^*)}{4\pi r(1-M_r)} \right] \quad (4-17)$$

$$\frac{\partial \tau^*}{\partial t} = \frac{1}{1-M_r} \quad (4-18)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \Big|_{\vec{x}} = \left( \frac{1}{1-M_r} \frac{\partial}{\partial \tau^*} \Big|_{\vec{x}} \right)_{ret} \quad (4-19)$$

이를 통한 최종적인 얇은 층 캐비테이션에 의해 야기되는 소음은 다음과 같다.

$$4\pi p'(\vec{x}, t) = \frac{1}{1-M_r} \frac{\partial}{\partial \tau^*} \left\{ \frac{\rho_0 \dot{Q}(\tau^*)}{r(1-M_r)} \right\} \quad (4-20)$$

여기서, 아래와 같이 몇 가지 물리 현상에 대한 관계식들을 도입한다. 생성원과 관측점사이의 거리를 생성원 시간( $\tau^*$ )에 대하여 미분하면 상대 속도( $v_r$ )가 구해진다. 관측점에서 보았을 때 거리가 멀어지면 상대속도가 작아지므로 거리의 생성원 시간( $\tau^*$ )에 대한 미분은 다음과 같이 음의 부호를 가지게 된다.

$$\frac{\partial r}{\partial \tau^*} = -v_r \quad (4-21)$$

또한 얇은 층 캐비테이션에 의한 소음의 생성시간( $\tau^*$ )에 대한 미분을 풀기 위하여 아래와 같은 식을 사용하면

$$\frac{\partial}{\partial \tau^*} \left( \frac{\dot{Q}(\tau^*)}{r} \right) = \frac{\frac{\partial \dot{Q}(\tau^*)}{\partial \tau^*} r - \dot{Q}(\tau^*) \frac{\partial r}{\partial \tau^*}}{r^2} = \frac{\dot{Q}(\tau^*) r + \dot{Q}(\tau^*) v_r}{r^2} \quad (4-22)$$

$$\frac{\partial M_r}{\partial \tau^*} = \frac{1}{c_0 r} \left( r_i \frac{\partial v_i}{\partial \tau^*} + v_r^2 - v^2 \right), \frac{\partial \hat{r}_i}{\partial \tau^*} = \frac{\hat{r}_i v_r - v_i}{r} \quad (4-23)$$

최종적으로 얇은 층 캐비테이션에 의한 소음은 아래와 같은 식으로 전개된다.

$$4\pi p'(\vec{x}, t) = \frac{\rho_0 \dot{Q}(\tau^*)}{r(1-M_r)^2} + \frac{\rho_0 \dot{Q}(\tau^*) M_i \hat{r}_i}{r(1-M_r)^3} + \frac{\rho_0 \dot{Q}(\tau^*) c_0 (M_r - M^2)}{r^2 (1-M_r)^3} \quad (4-24)$$

최종 결과 식에서 보듯 추진기 블레이드와 함께 운동하면서 체적이 변화하는 얇은 층 캐비테이션에 의해 야기되는 음압은 체적의 일차 변화율, 이차 변화율 모두의 영향을 받지만 일반적으로 이차 변화율의 크기가 크므로 체적의 이차 변화율에 의한 음압이 지배적임을 알 수 있다. 또한 음압을 계산함에 있어 얇은 층 캐비테이션의 운동에 의한 상대 속도 효과 또한 고려되어야 함을 알 수 있다.

### 4.1.3 지연시간의 계산

비공동/공동 추진기 소음의 유도된 최종해를 통하여 시간영역의 음압을 계산하는 데는, 각 음원의 지연시간( $\tau$ ) 계산이 필요하다. 지연시간( $\tau$ )은 음향학적 패널 상의 음원이 관찰자 시간( $t$ )에 관찰자 위치에 도착하는 소리를 방사하는 시간이며 다음의 (4-25) 식으로 계산하게 된다. 그러나 식에서  $r$ 이  $\tau$ 의 함수이기 때문에 닫힌 형태(closed form)로 계산될 수는 없으며 수치적 반복 계산이 필요하다. 이러한 음원 지연시간( $\tau$ )의 계산에는 매우 빠른 수렴성을 갖는 Newton 방법을 사용하였다.

$$c(\tau - t) + r = 0 \quad (4-25)$$

## 4.2 추진기 소음원 추출

4.1 절의 추진기 소음 수치해석 기법을 유동 해석 결과에 적용하여 소음 해석을 하기 위해서는 적절한 소음원의 추출이 필요하다. 먼저 비공동 상태의 경우 추진기 날개 표면의 시간에 따른 위치, 속도, 압력 정보가 필요하며, 공동 상태의 경우 비공동 상태와 동

일한 날개 표면 정보뿐만 아니라 얇은 층 캐비테이션의 시간에 따른 체적 및 위치 정보가 필요하다. 따라서 소음 해석을 수행하기 전 유동 해석 결과에 대한 전처리를 다음과 같이 수행하여 필요한 소음원 정보를 추출하였다.

격자 변환은 추진기 날개 표면 도메인의 위치, 속도, 압력 정보에 대해서 이루어지며, 비정렬 격자에서 정렬격자로의 변환이 수행된다. 격자 변환은 Fig. 4.3과 같이 직교좌표계에서 원통좌표계로의 좌표 변환과 선형 보간을 통해 이루어지며, 이 과정에서 발생하는 수치적 오차를 제거하기 위해 유효숫자를 제한하였다.

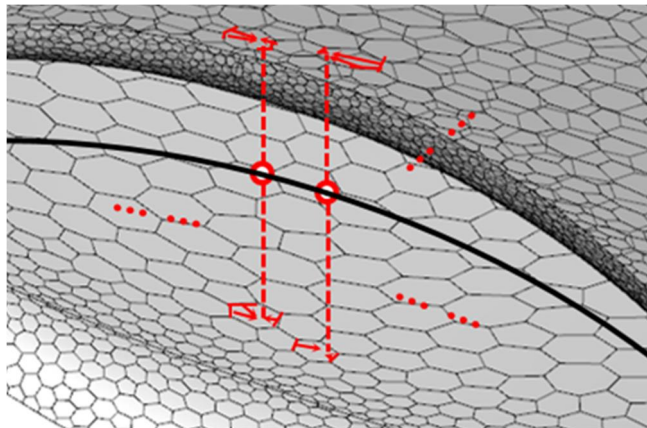


Fig. 4.3 격자 변환 모습

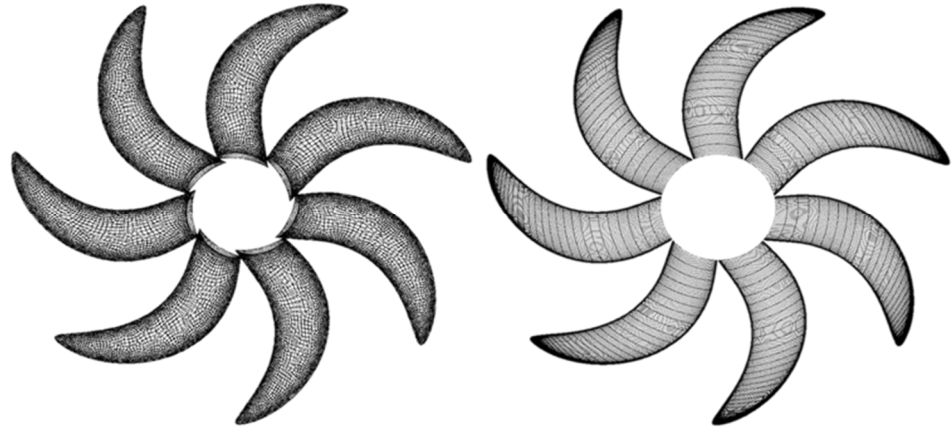
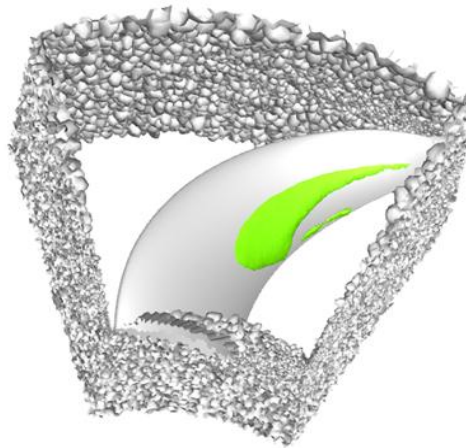


Fig. 4.4 날개 표면 격자 변환 결과

얇은 층 캐비테이션 정보는 전처리기에서 유동 해석 결과를 토대로 Volume fraction 및 각 추진기 날개 suction side 영역 구분을 통해 공동 영역을 구분하여, 해당하는 영역의 cell 정보를 통해 계산한



다. 본 연구에서는 Volume fraction,  $\alpha = 0.5$ 를 사용하였다.

Fig. 4.5 얇은 층 캐비테이션 영역 구분



추출된 각 날개의 얇은 층 캐비테이션 체적 정보는 Fig. 4.6과 같다. 캐비테이션의 체적 변화는 선체-부가물에 의한 비정상이고 불균일한 유입류에 의한 영향을 크게 받는다. 이때 Quasi-steady 가정에 의해 한주기 유동해석 결과에 대한 결과만을 사용하기 때문에 선체-부가물에 의한 불균일 유입류의 한 주기를 넘는 주파수 성분은 고려하기 어렵다. 고려하지 못한 주파수 성분으로 인해 각 날개의 캐비테이션 거동은 다르게 나타나며, 각 블레이드 캐비테이션 체적 변화의 주파수 성분 또한 다르게 나타난다. 이러한 결과는 추진기 공동 BPF 소음 해석 결과의 Low BPF 주변의 주파수 성분에 오차를 발생시킬 것으로 예측된다.

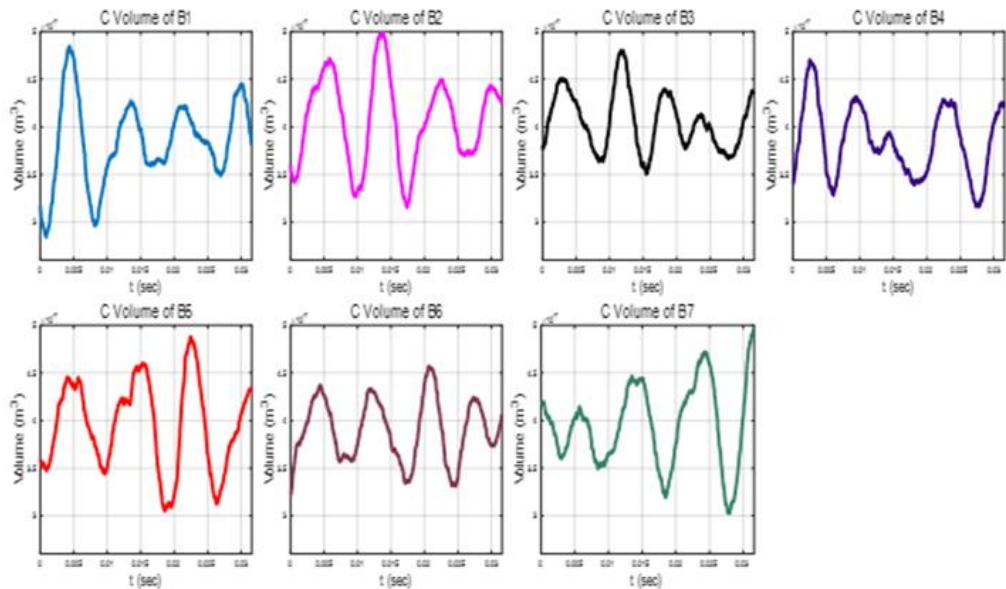


Fig. 4.6 추출된 각 날개의 시간에 따른 캐비테이션 체적 정보

Fig. 4.7에서 유동 해석을 통해 계산된 공동 총체적 수치적 oscillation이 발생함을 볼 수 있다. (4-24)식에서 확인할 수 있듯이

얇은 층 캐비테이션의 소음 계산에는 체적의 시간 이차미분항이 있으므로, 이러한 공동 체적의 oscillation은 소음 해석 시 매우 큰 수치적 오차를 야기시킨다. 따라서 이러한 수치적 오차를 줄이기 위해 얇은 층 캐비테이션의 시간에 따른 체적의 고주파 성분을 Gaussian Weighted Moving Average filtering(Gaussian filtering)을 통해 제거하였다. 현재 얇은 층 캐비테이션 소음 모델링은 그리 높지 않은 중·저주파수 대역의 소음에 대한 모델링이므로, 필터링 시에 소음 모델링에 관련 있는 주파수 대역에 대한 영향을 최대한 줄이기 위하여 cut-off 주파수는 BPF의 약 15배로( $\omega_{\text{cut-off}} \approx 15 \times \text{BPF}$ ) 충분히 크게 설정하였다.

또한 Quasi-steady 가정에 의해 압력과 얇은 층 캐비테이션 체적 정보에 불연속한 구간이 발생하는 것을 Fig.4.8에서 확인할 수 있다. 이러한 불연속한 구간은 소음 해석 시 비물리적인 피크를 발생시키므로, 이러한 영향을 줄이기 위해 불연속한 구간 주변에만 Moving Average filtering(MA filtering)을 적용하였다.

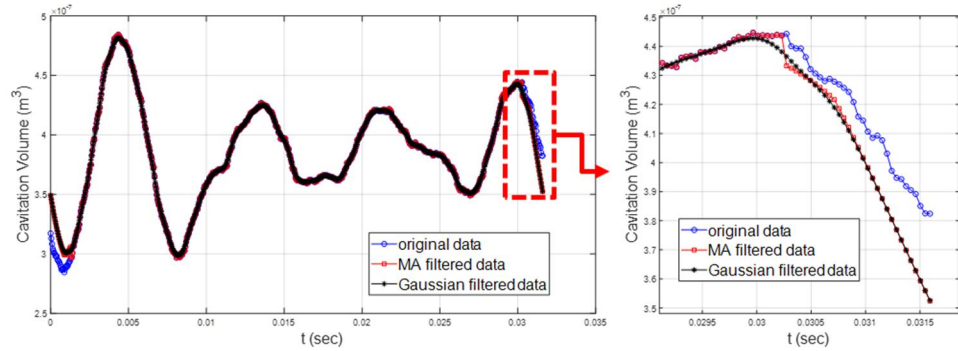


Fig. 4.7 얇은층 캐비테이션 체적 정보 filtering

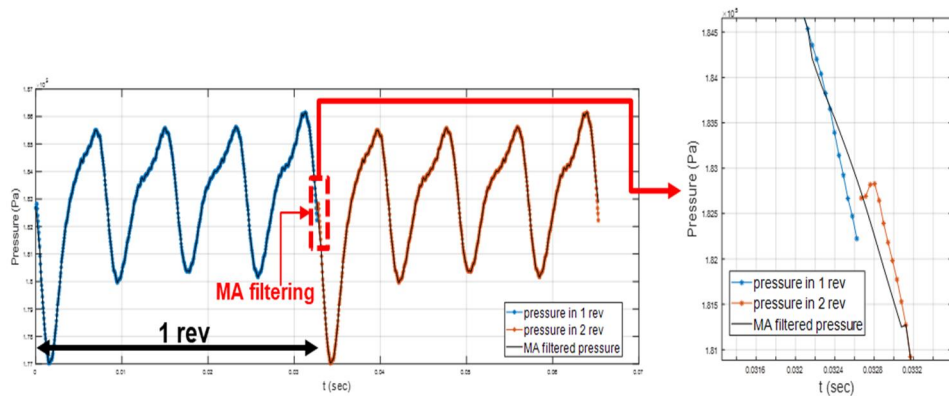


Fig. 4.8 불연속 구간 filtering (임의의 점에서의 시간에 따른 압력)

### 4.3 추진기 소음 수치해석 결과 및 검증

#### 4.3.1 추진기 비공동 소음 수치해석 결과 및 검증

추진기 비공동 BPF 소음의 수음점에서의 음압 해석 결과는 Fig. 4.9, 4.10과 같다. 전체적으로 BPF 성분이 지배적이며, 하중소음에서 MA filtering이 적용된 구간의 양 끝에서 비물리적인 피크가 발생하지만 전체적인 소음 수준에 그 영향이 크지 않은 수준이다. 또한 각

소음원의 소음 스펙트럼에서 수음점이 추진기 회전 평면 상에 위치하고 있기 때문에 두께소음과 하중소음의 소음레벨이 비슷하게 나타난다.

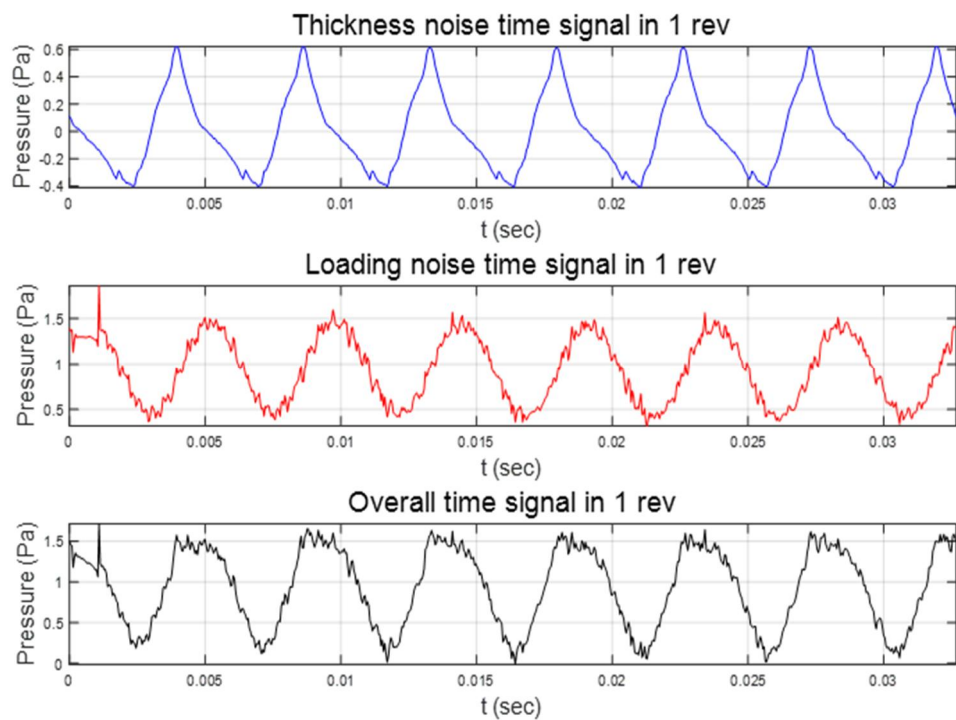


Fig. 4.9 수음점에서의 시간에 따른 비공동 음압 해석 결과

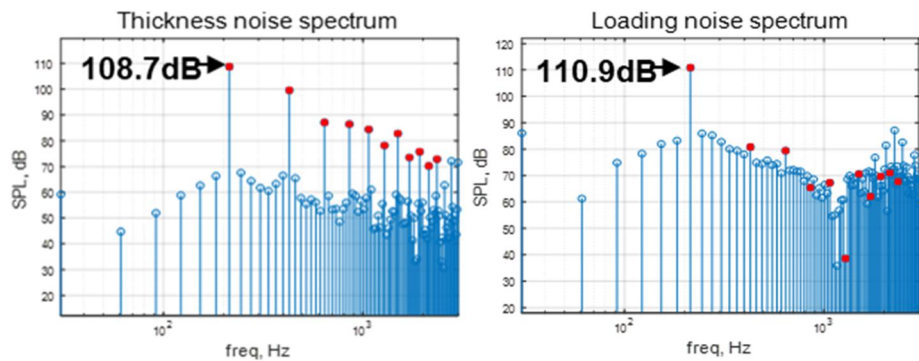


Fig. 4.10 수음점에서의 비공동 소음 스펙트럼

Fig. 4.11의 결과에서 추진기 비공동 소음의 모형 시험 전체 계측 결과는 배경 소음과 차이가 크게 나지 않아 소음 해석 결과와 직접적으로 비교하기에 무리가 있다. 따라서 (4-26)식을 통하여 배경 소음 보정을 하였으며, 소음 해석이 유효한 주파수 대역에서 배경 소음 보정을 한 계측 결과와 소음해석 결과는 Fig. 4.12와 같다.

$$L_{\text{total-background}} = 20 \log_{10}(10^{L_{\text{total}}/10} - 10^{L_{\text{background}}/10}) \quad (4-26)$$

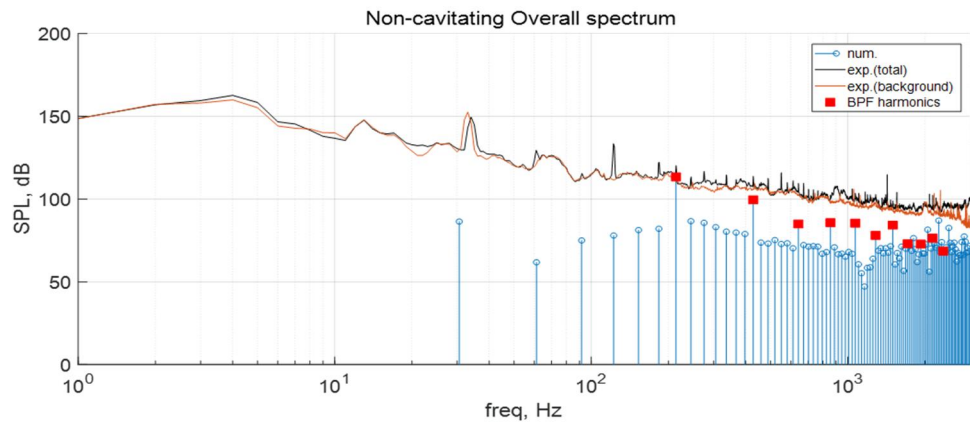


Fig. 4.11 비공동 추진기 소음 스펙트럼 비교 (1)

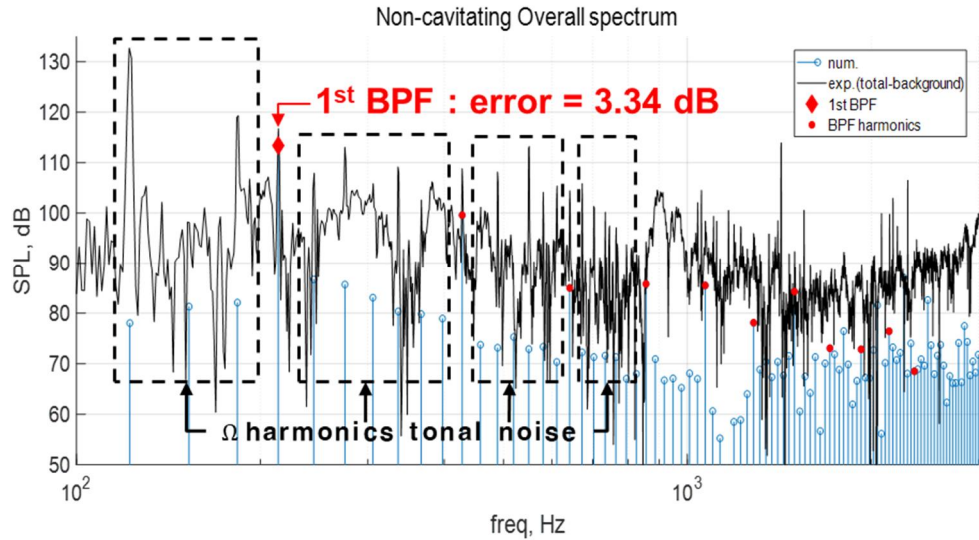


Fig. 4.12 비공동 추진기 소음 스펙트럼 비교 (2)

	Frequency	SPL
모형시험(배경소음 보정)	214.0 Hz	116.8 dB
소음해석	214.06 Hz	113.4 dB

Table 4.1 비공동 소음 주요 주파수 성분 결과 비교

Fig. 4.12와 Table 4.1에서 확인할 수 있듯이 1<sup>st</sup> BPF에서 계측 결과와 소음 해석 결과는 약 3.34dB의 차이로 양호한 정확도를 보여준다. 이러한 결과는 최근의 추진기 단일 유동 해석을 통해 소음 해석을 한 해외 연구결과에 비해 더 높은 정확도를 보이고 있다[42]. 하지만 2<sup>nd</sup> BPF 이상의 harmonics에서는 계측과 해석 간에 오차가 존재한다. 이는 계측 결과에서 BPF harmonics 뿐만 아니라 추진기 회전속도( $\Omega$ )의 harmonics에서 피크가 많이 발생하고 있는 것을 통해, 추진기에 가해지는 표면 하중에 의한 진동 소음이 크게 발생·계측된

것으로 보인다. 또한 추진기 회전속도의 4배가 되는  $4\Omega$  주파수 성분의 오차는 그 중에서도 매우 크게 나타났다. Fig. 4.8의 표면 압력값에서 확인할 수 있다시피, 날개 표면 압력에는  $4\Omega$  주파수 성분이 지배적이다. 그럼에도 불구하고 이러한 결과가 나타난 것은 Fig. 3.8와 3.9의 결과에서 실험보다 낮게 예측된 부가물에 의한 후류의 radial 방향 속도 구배에 의해 표면 하중의  $4\Omega$  성분의 진폭이 작게 예측되었다고 판단된다. 또한  $4\Omega$  주파수는 가진원인 표면 하중의 fundamental frequency이기 때문에 이에 대한 진동소음의 소음수준도 매우 커 오차가 더욱 크게 나타났을 것이라 판단된다.

### 3.3.2 추진기 공동 소음 수치해석 결과 및 검증

추진기 공동 BPF 소음의 소음원은 두께소음, 하중소음, 얇은 층 캐비테이션 소음이다. 하지만 두께소음과 하중소음은 얇은 층 캐비테이션 소음보다 그 소음 수준이 낮고 추진기 비공동 소음 해석 결과와 유사하기 때문에, 얇은 층 캐비테이션 소음에 의한 수음점에서의 소음 해석 결과만을 Fig. 4.13과 4.14에 도시하였다.

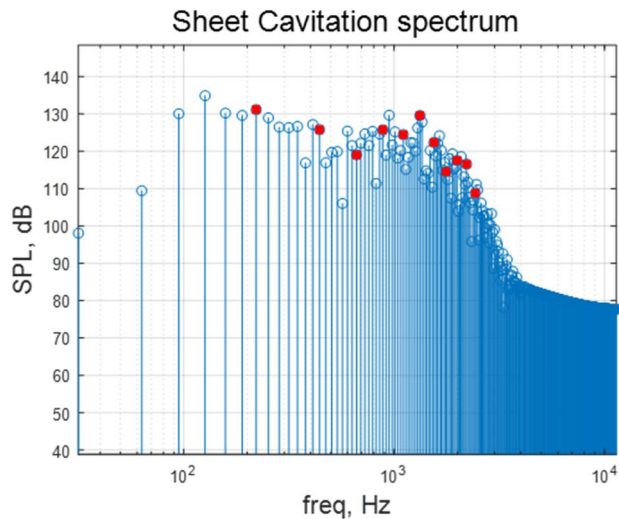
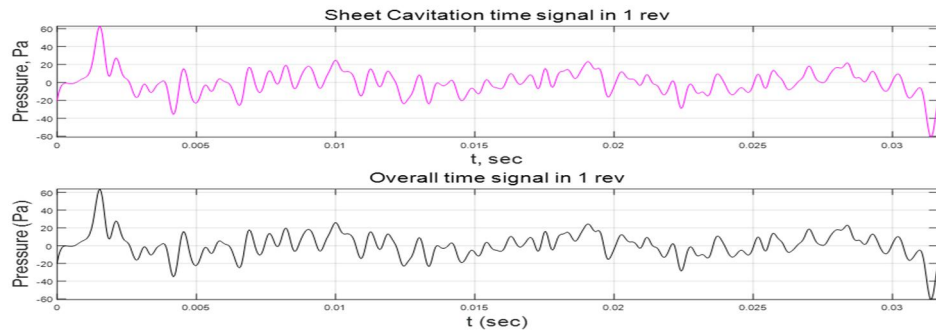


Fig. 4.13 수음점에서의 시간에 따른 공동 음압 해석 결과

Fig. 4.14 수음점에서의 공동 소음 스펙트럼

가장 먼저 얇은 층 캐비테이션에 의한 소음성분에는  $4\Omega$  성분이 매우 지배적이며, 이로부터 소음 해석에 선체-부가물 후류에 의한 비균일 유입류 유동 해석 결과가 직접적으로 영향을 미침을 알 수 있다.

그리고 Quasi-steady 가정에 의해 발생하는 추진기 날개 7개의 불연속 구간에 각각 적용한 MA filtering의 영향이 중첩되어 크게 나타



난 것을 볼 수 있다. 하지만 이러한 영향은 소음 스펙트럼에는 큰 영향을 주지 않으며, 얇은 층 캐비테이션의 소음 스펙트럼에서 Gaussian filtering에 의해 고주파 성분이 제거된 것을 확인할 수 있다.

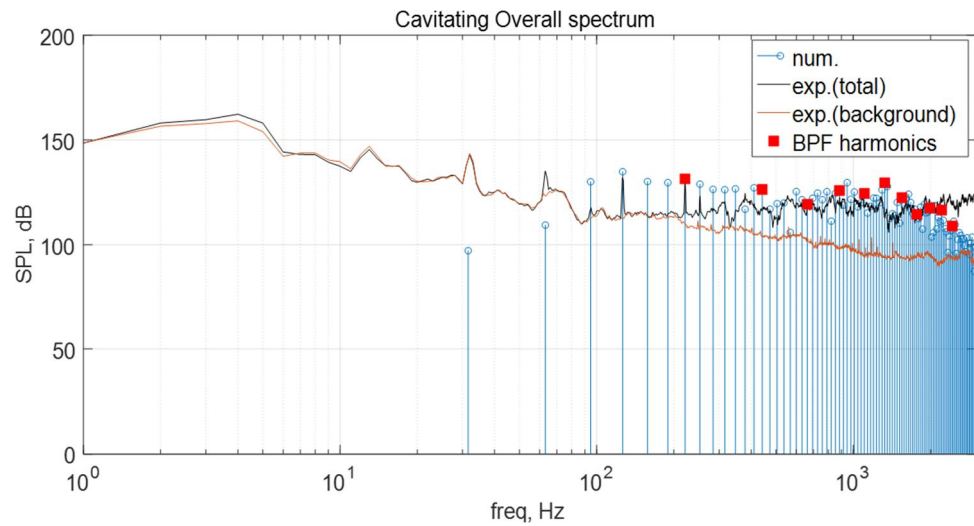


Fig. 4.15 공동 추진기 소음 스펙트럼 비교 (1)

Fig.4.15의 추진기 공동 소음의 모형 시험 계측 결과는 배경 소음과 충분한 차이를 보인다. 이러한 경우 일반적으로 배경 소음 보정을 하지 않는다. 소음 해석이 유효한 주파수 대역의 계측 결과와 소음 해석 결과는 Fig. 4.16과 같다.

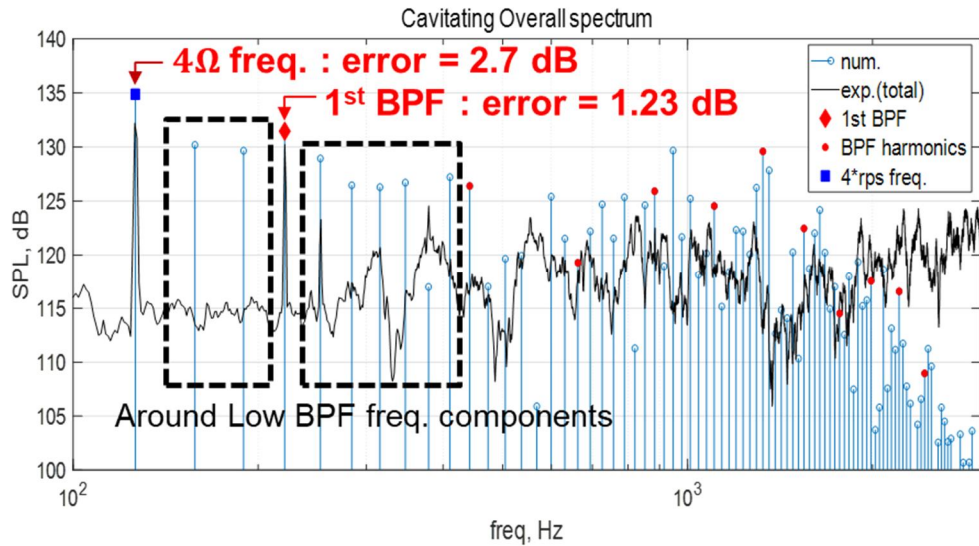


Fig. 4.16 공동 추진기 소음 스펙트럼 비교 (2)

		Frequency	SPL
1 <sup>st</sup> BPF	모형시험	221.0 Hz	130.2 dB
	소음해석	220.96 Hz	131.5 dB
4Ω	모형시험	126.0 Hz	132.2 dB
	소음해석	126.27 Hz	134.9 dB

Table 4.2 공동 소음 주요 주파수 성분 결과 비교

Fig. 4.16과 Table 4.2의 결과에서 1<sup>st</sup> BPF와 4Ω 에서 계측 결과와 소음 해석의 오차가 각각 약 1.23dB, 2.7dB로 매우 높은 예측 정확도를 보인다. 이는 잠수함 전체 영역에 대해 DES(Detached Eddy Simulation) 해석을 바탕으로 투과면 FW-H(permeable FW-H) 기법을 통해 소음 해석을 한 최근 해외 연구에 비해 매우 높은 정확도의 결과이다[43].

추진기 비공동 소음 해석 결과와는 달리 소음 해석 결과에서 4Ω

주파수에서도 높은 정확도를 보이는데, 이는 얇은 층 캐비테이션 체적 변화에  $4\Omega$  성분이 지배적이기 때문이며, 이에 따라 얇은 층 캐비테이션이 날개 표면 하중보다 선체-부가물-추진기에 의한 불균일 유입류에 매우 민감하다고 판단된다.

하지만 Low BPF의 주변 주파수 성분들은 계측과 다르게 매우 높은 것을 볼 수 있는데, 이는 Quasi-steady 가정에 의한 각 추진기 날개의 캐비테이션 체적의 주파수 성분 차이에서 기인한다. 따라서 여러 바퀴의 unsteady 유동 해석 결과를 이용한 소음 해석 시에는 이러한 오차가 감소할 것으로 생각된다. 그리고 계측과 해석 간의 2<sup>nd</sup> BPF 이상의 전체적인 소음 스펙트럼의 경향 차이는 실험과 해석의 캐비테이션 거동의 차이에 기인하며, 이러한 거동 차이에도 캐비테이션의 거시적인 큰 거동에 의한 소음이 지배적이며, 이로 인한 전체 소음 레벨의 예측은 현재 해석기법으로 충분하다고 판단된다.

## 5. 결론

임의의 형상과 움직임에 적용 가능한 FW-H 음향상사법을 통한 추진기 비공동/공동 소음해석기법을 적용하여, 잠수함 전체 영역 CFD 유동 해석 결과를 토대로 선체-부가물-추진기 상호작용이 고려된 추진기 유동에 대한 수음점에서의 BPF 소음해석을 수행 및 검증하였다.

추진기 비공동 소음 해석은 모형 시험에 존재하는 날개 표면하중

에 의한 진동 소음에 의해 전체적인 주파수 성분에서 오차가 존재하였지만, 진동소음보다 추진기 소음이 큰 소음 레벨을 가지는 1<sup>st</sup> BPF에서는 높은 예측 정확도를 보였고, 전반적인 소음 스펙트럼의 경향을 잘 예측하였다.

추진기 공동 소음 해석은 유동 해석과 모형 시험 간에 캐비테이션 거동 차이가 발생하여 여러 주파수 대역에 대한 정확한 소음 해석을 수행하지는 못하였다. 하지만 캐비테이션 거동 차이에도 불구하고 공동 소음원 모델링이 유효한 낮은 저주파대역의 1<sup>st</sup> BPF, 4 $\Omega$  주파수 성분에 대하여 매우 높은 정확도의 예측이 가능했으며, 이로 인한 추진기 전체 소음 수준의 예측은 매우 정확할 것으로 생각된다. 그리고 이전의 연구들에서 대부분 예측하지 못하였던 선체-부가물 후류에 의한 4 $\Omega$  주파수 성분의 정확한 예측을 통해, 선체-부가물-추진기 상호작용을 고려한 수치점성유동해석 기반의 소음 해석이 비정상적인 불균일 유입류에 민감한 캐비테이션 소음의 예측에 유효함을 확인하였다.

본 연구의 결과를 활용하면 전체 소음수준과 저주파 대역의 소음 특성을 높은 정확도로 예측할 수 있다고 판단된다. 따라서 이러한 결과는 수중 추진기 저소음화 설계 시 매우 유용하게 사용될 것이며, 고속화·대형화 되는 선박 개발추세에서, 이에 따른 추진기 소음수준 증가에 대한 대안으로 생각되는 유연 복합소재 추진기, 복합 추진기의 소음 해석 시 활용할 수 있을 것이라 생각된다.

## 참고문헌

- [1] Rolland, Rosalind M., et al., "Evidence that ship noise increases stress in right whales.", *Proceedings of the Royal Society of London B: Biological Sciences*, 2012.
- [2] The International Fund for Animal Welfare, 2009, *Reducing Underwater Noise Pollution From Large Commercial Vessels*.
- [3] Seol, H., et al., 2004, Numerical Analysis of Underwater Propeller Noise (Part 1. Non-cavitating Noise), *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, Vol. 41, No. 2, pp. 21~32
- [4] Seol, H., S., Lee, S., Pyo, S. and Suh, J. C., 2004, Numerical Analysis of Underwater Propeller Noise (Part 2. Cavitating Noise), *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, Vol. 41, No. 2, pp. 33~46.
- [5] Seol, H., Suh, J.-C. and Lee, S., 2005, Development of Hybrid Method for the Prediction of Underwater Propeller Noise, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 288, No. 1, pp. 345~360.
- [6] Ryu, K.-W. et al., 2015, Prediction of Non-cavitation Noise from Large Scale Marine Propeller, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 25, No. 2, pp. 75~82.
- [7] Salvatore, F., Testa C. and Greco, L., 2009, Coupled Hydrodynamics-hydroacoustics BEM Modelling of Marine Propellers Operating in a Wakefield, *1st International Symposium on Marine Propulsors smp'09*
- [8] Pan Y.-C. and Zhang, H.-X., 2013, Numerical Prediction of Marine Propeller Noise in Non-uniform Inflow, *China Ocean Eng.*, Vol. 27, No. 1, pp. 33~42.
- [9] Kim, S., Cheong, C., Park, W.-G. and Seol, H., 2016, Numerical

Investigation of Cavitation Flow Around Hydrofoil and Its Flow Noise, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 26, No. 2, pp. 141~147.

[10] Hallander, J., et al, 2012, Predicting Underwater Radiated Noise Due to Cavitating Propeller in a Ship Wake, Proceeding of the 8th International Symposium on Cavitation.

[11] Seol, H., Park, C., Kim, K.-S. and Cho, Y.-J., 2007, Background Noise Analysis of the MOERI Cavitation Tunnel & BPF Noise Measurement, Journal of the Society of Naval Architects of Korea, Vol. 44, No. 4, pp. 408~416.

[12] Ji, Bin, et al. "Unsteady numerical simulation of cavitating turbulent flow around a highly skewed model marine propeller." Journal of Fluids Engineering 133.1, 2011.

[13] Seol, Hanshin. "Time domain method for the prediction of pressure fluctuation induced by propeller sheet cavitation: Numerical simulations and experimental validation." Ocean engineering 72, 2013.

[14] Testa, C., S. Ianniello, and F. Salvatore., "A Ffowcs Williams and Hawkings formulation for hydroacoustic analysis of propeller sheet cavitation.", Journal of Sound and Vibration 413, 2018.

[15] Kim, T., et al., "Numerical and experimental prediction methods of cavitation noise radiated by underwater propellers.",) PROCEEDINGS of the 22nd International Congress on Acoustics, ICA 2016., 2016.

[16] Li, D. Q., J. Hallander, and R. Karlsson. "Progress in predicting pressure pulses and underwater radiated noise induced by propeller with pressure side cavitation.", Numerical Towing Tank Symposium (NuTTS 2015) (2015).

[17] Ross, D., "Mechanics of Underwater Noise", Pergamon Press, 1973.

[18] Crocker, Malcolm J. "Encyclopedia of acoustics." John Wiley, 1997.

[19] Groves, N., Huang, T. and Chang, M., "Geometric characteristics of

DARPA Suboff models”, DTRC/SHD-1298-01, David Taylor Research Center-Ship Hydromechanics Department, Department of the Navy. (1989).

[20] Di Felice, F., Felli, M., Liefvendahl, M. and Svennberg, U., “Numerical and experimental analysis of the wake behavior of a generic submarine propeller,” First International Symposium on Marine Propulsors, (2009).

[21] Pope, Stephen B. “Turbulent flows.”, 2001

[22] Hirt, Cyril W., and Billy D. Nichols. “Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries.” *Journal of computational physics* 39.1 (1981): 201-225.

[23] 2010, Banks, J., Phillips, A. and Turnock, S.. Free surface CFD prediction of components of Ship Resistance for KCS. In: NuTTS '10: 13th Numerical Towing Tank Symposium, Duisberg, Germany, 10-12 Oct 2010. Red Hook, NY, Curran Associates, 1-6

[24] 2013, Keye, S. and Brodersen, O., Investigations of Fluid-Structure Coupling and Turbulence Model Effects on the DLR Results of the Fifth AIAA CFD Drag Prediction Workshop, 31st AIAA Applied Aerodynamics Conference June 24-27, 2013, San Diego, CA.

[25] 2015, Kim, J.H., Choi, J.E., Choi, B.J., Chung, S.H. and Seo, H.W., Development of energy-saving devices for a full slow-speed ship through improving propulsion performance, *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, Vol.7, Issue 2, pp.390-398.

[26] 변창용, 김제인, 박일룡, 설한신. (2018). RANS법을 이용한 DARPA Suboff 잠수함의 저항 및 자항 해석. *한국전산유체공학회지*, 23(3), 36-46.

[27] Chou, P. Yo. “On velocity correlations and the solutions of the equations of turbulent fluctuation.” *Quarterly of Applied Mathematics* 3.1 (1945): 38-54.

[28] Rotta, J. C. “Statistische theorie nichthomogener turbulenz.” *Zeitschrift für Physik* 129.6 (1951): 547-572.

[29] Schnerr, Günter H., and Jürgen Sauer. "Physical and numerical modeling of unsteady cavitation dynamics." Fourth International Conference on Multiphase Flow. Vol. 1. ICMF New Orleans, 2001.

[30] Hariharan, N., and L. N. Sankar. "First-principles based high order methodologies for rotorcraft flowfield studies." ANNUAL FORUM PROCEEDINGS-AMERICAN HELICOPTER SOCIETY. Vol. 55. AMERICAN HELICOPTER SOCIETY, 1999.

[31] Tang, Lei, and James D. Baeder. "Improved Euler simulation of hovering rotor tip vortices with validation." AHS International Annual Forum, 55 th, Montreal, Canada. 1999.

[32] Ahmad, Jasim U., and Roger C. Strawn. "Hovering rotor and wake calculations with an overset-grid Navier-Stokes solver." AHS International Annual Forum, 55 th, Montreal, Canada. 1999.

[33] Lee, Jeonghan. Analysis and Optimization of Aerodynamic Noise in Axial Flow Fan. Diss. PhD Dissertation, School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, 2001.

[34] 강희정, and 권오준. "비정렬 적응격자를 이용한 로터 정지비행 공력해석." 한국항공우주학회지 28.8 (2000): 1-7.

[35] Carlton, John. Marine propellers and propulsion. Butterworth -Heinemann, 2012.

[36] Lighthill, Michael James. "On sound generated aerodynamically I. General theory." Proc. R. Soc. Lond. A 211.1107 (1952): 564-587.

[37] Williams, JE Ffowcs, and David L. Hawkings. "Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion." Phil. Trans. R. Soc. Lond. A 264.1151 (1969): 321-342.

[38] Blake, William K. "Mechanics of flow-induced sound and vibration, Volume 2: Complex flow-structure interactions." Academic press, 2017.



[40] Farassat, F., and George P. Succi. 1982, "The prediction of helicopter rotor discrete frequency noise." In: American Helicopter Society, Annual Forum, 38th, Anaheim, CA, May 4-7, 1982, Proceedings.(A82-40505 20-01) Washington, DC, American Helicopter Society, , p. 497-507.. 1982.

[41] 설한신, 박철수, and 김기섭. "FW-H 방정식을 이용한 선박 추진기 날개통과주파수 소음의 수치예측과 모형시험 검증." 한국소음진동공학회논문집 26.6, 2016.

[42] Kowalczyk, Sebastian, and Judyta Felicjancik. "Numerical and experimental propeller noise investigations." Ocean Engineering 120 (2016): 108-115

[43] Li, D. Q., J. Hallander, and R. Karlsson. "Progress in predicting pressure pulses and underwater radiated noise induced by propeller with pressure side cavitation. ", Numerical Towing Tank Symposium (NuTTS 2015) (2015).

# **Abstract**

## **Numerical analysis on underwater propeller noise with hull-appendage effect**

Choi JiHun

Department of Mechanical and Aerospace Engineering

The Graduate School

Seoul National University

The underwater propeller noise, which is considered to be important for the survival and operational performance of the warship mainly for military purposes, has recently been attracting attention from the industry in terms of marine pollution problem. As a result, many researches have been conducted on the noise of the propeller.

In this paper, the CFD analysis of the non-cavitating/cavitating condition for the entire vessel domain is performed with considering the flow interaction of the hull-appendages-propeller in the flow analysis stage. And the discrete frequency tonal noise is analyzed based on the CFD analysis. The flow analysis was performed using STAR-CCM +, a commercial flow analysis program. And noise analysis was performed on the non-cavitating/cavitating propeller using Ffowcs Williams-Hawkings equation based time-domain acoustic analogy.

The results of flow analysis and noise analysis were compared with the model test results in the large cavitation tunnels of the KRISO. Noise analysis results showed high accuracy in the low frequency band.

Through this, it is possible to predict the total noise level of the underwater propeller and the noise characteristics of the low frequency band with high accuracy, and it can help to the low noise propeller design.

.....

**keywords : Underwater Propeller, Acoustic analogy, Hydroacoustics,  
Computational Fluid dynamics(CFD), Model test**

***Student Number : 2017-22969***


## 학위논문 원문 이용에 대한 동의서

본인은 아래의 학위논문이 제3자의 권리를 침해하지 않았음을 서약하며, 서울대학교가 다음과 같이 저작물을 이용하는 것에 동의합니다.

논문 제목	선체-부가물 영향을 고려한 수중 추진기 소음 해석에 관한 연구
학위 구분	석사 <input checked="" type="checkbox"/> / 박사 <input type="checkbox"/>
학 과	기계항공공학부 우주항공전공
학 번	2017-22969
연 락 처	010-8456-3813

1. 본인은 서울대학교가 위 저작물을 인터넷 등 정보통신망을 통해 복제·전송·배포하는 것에 동의합니다.
2. 본인은 서울대학교가 위 저작물에 대해 무료로 온라인 서비스를 제공하는 것에 동의합니다.
3. 서울대학교는 내용을 변경하지 않는 범위 안에서 위 저작물을 다른 파일 형식으로 변경할 수 있습니다.
4. 본인은 위 저작물의 저작권을 타인에게 양도하거나 출판을 허락하는 등 동의 내용을 변경하고자 할 경우 소속대학(원)에 공개의 유보 또는 해지를 즉시 통보하겠습니다.
5. 서울대학교는 「저작권법」 제46조에 의하여 저작자의 이용허락을 받아 저작물을 이용하며, 이후 저작물로 인하여 발생하는 타인에 의한 권리 침해에 대하여 일체의 법적 책임을 지지 않습니다.

제 출 일 : 2019 년 01 월 14 일

저 작 자 : 최지훈 

서울대학교총장 귀하

## Thesis and Dissertation Deposit Agreement

Under this Agreement, I represent and warrant that my dissertation or thesis(the "Work") does not infringe the intellectual property rights, including copyright, of any third party. I grant the Seoul National University(the "SNU") certain rights as follows.

<b>Title</b>	Numerical analysis on propeller noise with hull-appendage effect
<b>Degree</b>	<b>Master</b> <input checked="" type="checkbox"/> / <b>Ph.D.</b> <input type="checkbox"/>
<b>Major</b>	Department of Mechanical & Aerospace Engineering.
<b>Student ID No.</b>	2017-22969
<b>Tel/Mobile No.</b>	010-8456-3813

1. I hereby consent to authorize the SNU to reproduce, distribute, display and transmit the Work over the internet through the SNU library.
2. I hereby grant to SNU the royalty-free right to use for online service.
3. I agree that SNU may, without changing the content, translate the Work to any medium or format.
4. If I grant to others copyright ownership, I will notify a relevant office in SNU so as to make the Work available to the public or not.
5. Under Article 46 of the Korean "Copyright Act", SNU will exploit the Work when the holder of author's property right grants authorization, and will not be obligated to take legal action related to any intellectual property rights in the Work.

**Date :** 2019. 01. 14.  
**Author :** Choi JiHun (Signature)

Seoul National University