

1225-0767(ISSN Print)  
2287-6715(ISSN Online)  
한국연구재단 우수등재학술지

# 한국해양공학회지

제33권 제5호 (통권 제150호)

2019년 10월

Journal of Ocean Engineering  
and Technology



Vol. 33, No. 5 (Serial Number 150)  
October 2019

사단법인 한국해양공학회

The Korean Society of Ocean Engineers

<http://www.joet.org>

# 한국해양공학회 Journal of Ocean Engineering and Technology

## 편집위원회

### 위원장

정준모 인하대학교

### 편집이사

김윤해 한국해양대학교

신성원 한양대학교

안석환 중원대학교

최형식 한국해양대학교

### 편집위원

강희진 한국해양과학기술원

고대은 동의대학교

구원철 인하대학교

권순철 부산대학교

김국현 동명대학교

김연중 인제대학교

김영훈 경남대학교

김진환 카이스트

김현식 동명대학교

남보우 한국해양과학기술원

류용욱 부경대학교

박승민 (주)헤인이엔씨

박종천 부산대학교

백광준 인하대학교

송창용 목포대학교

윤현규 창원대학교

이강수 한국해양과학기술원

이우동 경상대학교

이종현 제주대학교

이탁기 경상대학교

임영섭 서울대학교

정동호 한국해양과학기술원

정세민 조선대학교

하태민 강원대학교

홍성남 경상대학교

### 국제논문 편집위원

Ahmet Ergin, Istanbul Technical University

Atila Incecik, University of Strathclyde

Gökhan Tansel Tayyar, Istanbul Technical University

Hooi-Siang Kang, Universiti Teknologi Malaysia

Moo Hyun Kim, Texas A&M University

Norimi Mizutani, Nagoya University

Do Kyun Kim, PETRONAS University of Technology(UTP)

Taeseong Kim, Loughborough University

## 연구윤리위원회

### 위원장

서성부 동의대학교

### 운영분과 및 심의 교육·분과 위원

구원철 인하대학교

윤현규 창원대학교

## Editorial Boards

### Editor-in-Chief

Joonmo Choung, Inha University, Korea

### Manuscript Editors

Yun Hae Kim, Korea Maritime and Ocean University, Korea

Sungwon Shin, Hanyang University, Korea

Seokhwan Ahn, Jungwon University, Korea

Hyeungsik Choi, Korea Maritime and Ocean University, Korea

### Editorial Board Members

Hee Jin Kang, KRISO, Korea

Daeun Ko, Dong-Eui University, Korea

Weoncheol Koo, Inha University, Korea

Soonchul Kwon, Pusan National University, Korea

Kookhyun Kim, Tongmyong University, Korea

Yeon-Joong Kim, Inje University, Korea

Younghun Kim, Kyungnam University, Korea

Jinwhan Kim, KAIST, Korea

Hyun-Sik Kim, Tongmyoung University, Korea

Bo Woo Nam, KRISO, Korea

Yong Uk Ryu, Pukyong National University, Korea

Seung Min Park, Hyein Engineering & Construction, Co. LTD, Korea

Jong Chun Park, Pusan National University, Korea

Kwang-Jun Paik, Inha University, Korea

Chang Yong Song, Mokpo National University, Korea

Hyeon Kyu Yoon, Changwon National University, Korea

Kangsu Lee, KRISO, Korea

Woo Dong Lee, Gyeongsang National University, Korea

Chong Hyun Lee, Jeju National University, Korea

Tak Kee Lee, Gyeongsang National University, Korea

Youngsub Lim, Seoul National University, Korea

Dongho Jung, KRISO, Korea

Se-Min Jeong, Chosun University, Korea

Taemin Ha, Kangwon National University, Korea

Sungnam Hong, Gyeongsang National University, Korea

### International Advisory Editorial Board Members

Ahmet Ergin, Istanbul Technical University, Turkey

Atila Incecik, University of Strathclyde, UK

Gökhan Tansel Tayyar, Istanbul Technical University, Turkey

Hooi-Siang Kang, Universiti Teknologi Malaysia, Malaysia

Moo Hyun Kim, Texas A&M University, USA

Norimi Mizutani, Nagoya University, Japan

Do Kyun Kim, PETRONAS University of Technology(UTP), Malaysia

Taeseong Kim, Loughborough University, UK

## Research and Ethics Boards

### Chief

Sung-Bu Suh, Dongeui University, Korea

### Management and Deliberative and Education Department

Weoncheol Koo, Inha University, Korea

Hyeon Kyu Yoon, Changwon National University, Korea

## AIMS and SCOPE

**Journal of Ocean Engineering and Technology (JOET)** is a medium for the publication of original research and development work in the field of ocean engineering. JOET covers the entire range of issues and technologies related to the following topics:

**Marine hydro-mechanics including:** Design of marine structures; Resistance and propulsion; Seakeeping and maneuvering; Experimental and computational fluid dynamics; Ocean wave mechanics; Thermodynamics and heat transfer; Hydraulics and pneumatics;

**Marine structure-mechanics including:** Structural strength; Fatigue strength; Optimization and reliability; Arctic technology and extreme mechanics; Noise, vibration, and acoustics; Plasticity engineering; Concrete engineering;

**Coastal civil engineering including:** Coastal structure engineering; Port and harbor structure engineering; Soil engineering; Drilling and exploration; Hydraulics of estuary; Seismic engineering; Coastal disaster prevention engineering;

**Marine material engineering including:** Metallic material engineering; Organic material engineering; Ceramics; Composite material engineering; Materials evaluation engineering; Surface engineering; Tribology;

**Information technology and convergence fields including:** Design for safety; IT-based design; IT-based production engineering; Welding mechanics; Design of underwater vehicle; Offshore energy system design; Environment and system evaluation; Control engineering; GPS and GIS; Inspection and sensor; Port and logistics; Leisure boat and deep sea water; Offshore process systems engineering;

Conference papers, research papers, diploma papers and academic articles can be submitted. All of the manuscripts are peer-reviewed.

## GENERAL INFORMATION

“Journal of Ocean Engineering and Technology” is the official journal by “The Korean Society of Ocean Engineers”. The ISO abbreviation is “J. Ocean Eng. Technol.” and acronym is “JOET”. It was launched in 1987. It contains original research articles, case reports, brief communications and reviews on technical issues. It is published bimonthly in February, April, June, August, October, and December each year. Supplement numbers are published at times. All of the manuscripts are peer-reviewed.

Full text is freely available from <http://www.joet.org> and <http://www.ksoe.or.kr> without signing in. This journal was supported by the Korean Federation of Science and Technology Societies(KOFST) grant funded by the Korean government. Total or a part of the articles in this journal are abstracted in NRF (National Research Foundation Fund of Korea), Google Scholar, DOAJ(Directory of Open Access Journals), and KCI (Korean Citation Index).

Manuscript should be submitted via the online manuscript website <http://www.joet.org> Other correspondences can be sent via an email to the Editor in Chief.

Correspondence concerning business matters should be addressed to Secretary-Treasurer of KSOE, Heejin Lee, President O/T room No.1302, 13, Jungang-daero 180beon-gil, Dong-gu (48821), Busan, Korea (Tel: +82 51 759 0656, e-mail: [ksoehj@ksoe.or.kr](mailto:ksoehj@ksoe.or.kr)).

A subscription to the journal can be obtained by sending your order to or e-mailing to Secretary-Treasurer of KSOE. The annual charge for subscription is 100,000KRW or equivalent.

This is an open access article distributed under the terms of the creative commons attribution non-commercial license(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

© 2019 by The Korean Society of Ocean Engineers (KSOE) / ISSN(print) 1225-0767 / ISSN(online) 2287-6715

© It is identical to Creative Commons Non-Commercial Licenses.

This paper meets the requirements of KS X ISO 9706, ISO 9706-1994, and ANSI/NISO Z39.48-1992 (Permanence of Paper)

Printed on October 31, 2019 by Hanrimwon Co., Ltd., Seoul, Korea.



**목 차**

제33권 제5호 (통권 제150호)

2019년 10월

**<연구논문>**

직교이방성 복합소재 프로펠러 수치해석 김지혜 · 안병권 · 유원선 .....	377
오픈폼을 활용한 자유진동하는 라이저 주위 유동의 LES 해석 정재환 · 정광열 · 길재홍 · 정동호 .....	387
극저온 환경 하 플라이우드의 전단 거동 및 파손 특성 분석 손영무 · 김정대 · 오훈규 · 김용태 · 박성보 · 이제명 .....	394
집중질량 라인모델을 이용한 Steel Lazy Wave Riser의 비선형 동적 해석 오승훈 · 정재환 · 박병원 · 권용주 · 정동호 .....	400
강재의 저온 특성을 고려한 선체 보강판과 빙하의 충격 상호 작용에 대한 수치 해석 남용식 .....	411
확산음향장에서의 음원 지향성 간이추정: 수치시뮬레이션 김국현 .....	421
뉴럴 네트워크의 최적화에 따른 유사태풍 예측에 관한 연구 김연중 · 김태우 · 윤종성 · 김인호 .....	427
해양환경의 변동성을 고려한 해상풍력터빈 지지구조물의 기대수명 평가 이기남 · 김동현 · 김영진 .....	435
자기조직화지도를 이용한 추진시스템의 전력부하분석 연구 장재희 · 오진석 .....	447
자율작업용 원격운용잠수정의 추진 특성에 관한 실험 연구 여태경 · 이윤건 · 채준보 · 윤석민 · 이영준 .....	454
Leader-Following Control System Design for a Towed Vessel by Tugboat Tran Duc Quan, Jin-Ho Suh and Young-Bok Kim .....	462
강결합 방식의 INS/DVL/RPM 복합항법시스템 설계 유태석 · 김문환 · 윤선일 · 김대중 .....	470
<b>&lt;기술논문&gt;</b>	
A Study on the Dynamic Loss Coefficients of Non-standard Fittings in Ship Exhaust Gas Pipes Seongjong Park, Yonghwan Park, Bongjae Kim and Jaewoong Choi .....	479
안전 · 운용 지원 시스템을 적용한 해양레저선박 이송장치 개발 김배성 · 황훈규 · 윤성원 · 김태엽 · 강종린 .....	486

**CONTENTS**

Volume 33, Number 5

October, 2019

---

**<Original Research Articles>**

- Numerical Analysis of Orthotropic Composite Propellers  
Ji-Hye Kim, Byoung-Kwon Ahn and Won-Sun Ruy ..... 377
- Large Eddy Simulation of Free Motion of Marine Riser using OpenFOAM  
Jae-Hwan Jung, Kwang-Leol Jeong, Jae-Heung Gill and Dongho Jung ..... 387
- Analysis of Shear Behavior and Fracture Characteristics of Plywood in Cryogenic Environment  
Young-Moo Son, Jeong-Dae Kim, Hoon-Kyu Oh, Yong-Tai Kim, Seong-Bo Park and Jae-Myung Lee ..... 394
- Nonlinear Dynamic Analysis of Steel Lazy Wave Riser using Lumped Mass Line Model  
Seunghoon Oh, Jae-Hwan Jung, Byeongwon Park, Yong-Ju Kwon and Dongho Jung ..... 400
- Numerical Analysis of Iceberg Impact Interaction with Ship Stiffened Plates Considering Low-temperature Characteristics of Steel  
Woongshik Nam ..... 411
- Simple Estimation of Sound Source Directivity in Diffused Acoustic Field: Numerical Simulation  
Kookhyun Kim ..... 421
- Study on Prediction of Similar Typhoons through Neural Network Optimization  
Yeon-Joong Kim, Tae-Woo Kim, Jong-Sung Yoon and In-Ho Kim ..... 427
- Expected Life Evaluation of Offshore Wind Turbine Support Structure under Variable Ocean Environment  
Gee-Nam Lee, Dong-Hyawn Kim and Young-Jin Kim ..... 435
- Study on Load Analysis of Propulsion System using SOM  
Jae-Hee Jang and Jin-Seok Oh ..... 447
- Experimental Study on Propulsion Characteristic of Autonomous Intervention ROV  
Taekyeong Yeu, Yoongeon Lee, Junbo Chae, Sukmin Yoon and Yeongjun Lee ..... 454
- Leader-Following Control System Design for a Towed Vessel by Tugboat  
Tran Duc Quan, Jin-Ho Suh and Young-Bok Kim ..... 462
- Design of Tightly Coupled INS/DVL/RPM Integrated Navigation System  
Tae-Suk Yoo, Moon-Hwan Kim, Seon-Il Yoon and Dae-Joong Kim ..... 470

**<Technical Articles>**

- A Study on the Dynamic Loss Coefficients of Non-standard Fittings in Ship Exhaust Gas Pipes  
Seongjong Park, Yonghwan Park, Bongjae Kim and Jaewoong Choi ..... 479
- Development of Transporter for Marine Leisure Ship with Safety and Operation Support System  
Bae-Sung Kim, Hun-Gyu Hwang, Sung-Won Yoon, Tae-Yeob Kim and Jong-Lin Kang ..... 486

# Numerical Analysis of Orthotropic Composite Propellers

Ji-Hye Kim<sup>ID\*</sup>, Byoung-Kwon Ahn<sup>ID\*</sup> and Won-Sun Ruy<sup>ID\*</sup>

<sup>\*</sup>Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Chungnam National University, Daejeon, Korea

## 직교이방성 복합소재 프로펠러 수치해석

김지혜<sup>ID\*</sup> · 안병권<sup>ID\*</sup> · 유원선<sup>ID\*</sup>

<sup>\*</sup>충남대학교 선박해양공학과

**KEY WORDS:** Composite propeller 복합소재 프로펠러, Carbon fiber reinforced plastic 탄소섬유강화플라스틱, Fluid-structure interaction analysis 유체-구조 연성해석 Lifting surface theory 양력면이론

**ABSTRACT:** Flexible composite propellers have a relatively large deformation under heavy loading conditions. Thus, it is necessary to accurately predict the deformation of the blade through a fluid-structure interaction analysis. In this work, we present an LST-FEM method to predict the deformation of a flexible composite propeller. Here, we adopt an FEM solver called OOFEM to carry out a structural analysis with an orthotropic linear elastic composite material. In addition, we examine the influence of the lamination direction on the deformation of the flexible composite propeller.

### 1. 서 론

기존의 동합금보다 가볍고 성능이 우수한 CFRP(Composite fiber reinforced plastic) 소재는 자동차나 항공 산업뿐만 아니라 조선 업계에서도 고강도 경량 구조재로서 주목받고 있다. 특히, CFRP 소재를 적용한 유연 프로펠러는 동합금을 주재료로 사용하는 기존의 선박용 프로펠러를 대체하여 상당한 무게 절감이 가능하며, 이로 인한 연비 저감 및 효율 향상 효과가 있다. 또한, 캐비테이션 유기소음 및 침식 성능 향상, 피로 성능 및 진동 감소 특성 개선 등의 이점을 갖는 것으로 알려져 있다(Mouritz et al., 2001). 기존 선박용 프로펠러는 모든 작동 조건 하에서 변형을 무시할 수 있는 반면, 복합소재를 적용한 유연 프로펠러의 경우 무거운 하중 조건하에서 상대적으로 큰 변형을 가진다. 이러한 날개의 유연성으로 인해 설계자는 프로펠러의 초기 설계 단계에서 다양한 하중 조건에 따른 날개의 변형을 고려해야 하며, 이는 프로펠러 성능이 프로펠러의 형상과 직접적으로 관련되어 있기 때문에 매우 중요하다. 또한, 프로펠러 형상의 변화를 고려하여 날개의 변형 이후에 설계 점에서 원하는 하중을 발생시킬 수 있도록 형상을 역설계할 필요가 있다. 이를 위해서는 주변의 유체역학적 힘뿐만 아니라 유연 날개의 변형에 따른 구조 응답해석이 요구된다. 따라서 유체-구조의 상호작용이 고

려된 유탄성 해석 기술과 선체 후류에서 작동하는 선박용 프로펠러의 특수한 조건을 고려하여 설계할 수 있는 기본 기술이 필요하며, 이를 고도화하여 최종적으로 복합소재 유연 프로펠러의 최적 설계를 가능하게 하는 기술이 요구된다. 3차원 복합소재 프로펠러에 대한 초기 수치해석 모델은 Lin(1991)에 의해 제안되었다. 복합소재 프로펠러와 동일한 형상의 기존 금속제 프로펠러의 응력을 계산하여 비교하였으며, 이어 Lin and Lin (1996)은 프로펠러의 유탄성 해석법으로 프로펠러의 비선형 형상을 고려한 3-D FEM/VLM(Finite element method/Vortex lattice method) 방법을 제시하고 정상 상태에서 복합소재 프로펠러가 받는 유탄성 거동을 계산하였다. 그 후 해당 연구팀은 복합소재의 적층 방식에 따른 프로펠러의 거동에 대한 해석을 성공적으로 수행한 바 있다(Lin et al., 2005). Chen et al.(2006)은 강체 및 유연 프로펠러의 설계, 수치해석 및 모형시험을 수행하였으며, 모형시험은 NSWCCD(Naval Surface Warfare Center Carderock Division)의 36인치 터널에서 실시되었다. 모형시험 결과, 유연 프로펠러의 성능이 기존 프로펠러 대비 효율 및 캐비테이션 관점에서 우수함을 보였다. 또한 Young(2008)은 불균일 유동장 내에서 미소 탄성 변형을 갖는 복합소재 프로펠러의 유체-구조 연성해석을 위한 BEM(Boundary element method)-FEM 접근법을 제시하고 이를 통해 발생할 공동 형상과 프로펠러의 성능 및

Received 15 January 2019, revised 3 September 2019, accepted 16 October 2019

Corresponding author Byoung-Kwon Ahn: +82-42-821-6625; bkahn@cnu.ac.kr ORCID: https://orcid.org/0000-0002-0339-6069

It is noted that this paper is revised edition based on proceedings of the Annual Autumn Conference, SNAK 2018 in Changwon.

© 2019, The Korean Society of Ocean Engineers

This is an open access article distributed under the terms of the creative commons attribution non-commercial license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

응력 분포를 예측하였다. 이어 적층 모델을 적용하여 대변형을 갖는 복합소재 프로펠러의 유탄성 해석을 수행하고, 이를 NSWCCD에서 수행한 실험과의 비교를 통해 검증하였다. 그 후 최근까지 이방성 소재의 적용에 따른 굽힘-비틀림 연동 효과와 하중에 따른 자체 변형 효과가 있는 복합소재 프로펠러의 비정상 성능해석 및 최적 설계 기법 개발(Motley et al., 2009; Motley and Young, 2011; Motley et al., 2013)을 수행해오고 있다. Hong et al.(2012)은 복합소재 프로펠러의 구조적 감쇠 효과를 예측하는 수치해석법을 제안하였고, 이어 3차원 FEM-CFD(Computational Fluid Dynamics) 연성 해석 기법을 사용하여 다양한 복합소재 프로펠러의 유탄성 해석을 수행하였다(Hong et al., 2017). Lee et al.(2017)은 BEM-FEM 연성 해석 기법을 이용하여 적층 모델을 고려한 복합소재 프로펠러의 정상 및 비정상 성능해석을 수행하였다.

본 연구팀은 복합소재 유연 프로펠러의 유탄성 성능 해석을 위해 VLM을 기반으로 하는 프로펠러 유동해석 프로그램인 KPA4와 프로펠러의 구조해석을 위해 Nho et al.(2004)이 개발한 프로펠러 강도 해석 프로그램인 ProSTEC을 이용하여, 이전 연구를 통해 두 해석 프로그램의 인터페이스를 구축하고 유연 프로펠러의 역설계 기법을 제시한 바 있다(Jang et al., 2012). 이후 불균일 반류장에서 작동하는 유연 프로펠러의 비정상 성능해석을 수행하여 프로펠러의 변형을 예측하고, 진동과 침식을 피하기 위한 동적 거동에 대한 수치 해석을 수행하였다(Kim et al., 2018). 그러나 이전 연구 단계에서는 프로펠러 날개를 등방성 소재에 국한하여 해석을 수행하였기 때문에 복합소재의 특성과 적층에 따른 프로펠러의 동적 거동을 예측하기에는 어려움이 있다. 결과적으로 복합소재 프로펠러의 정확한 동적 거동 해석을 위해서는 직교이방성(Orthotropic) 혹은 보다 일반적인 이방성(Anisotropic) 소재의 적용이 필요하며, 또한 적층된 재료의 특성을 정확하게 반영해야 한다. 이를 위해 기존의 등방성 소재에 국한했던 구조해석 방법을 적층 복합소재의 적용이 가능한 구조해석 방법으로 전환하고, 복합소재 및 적층 방식에 따라 균일 유동장 내에서 작동하는 복합소재 유연 프로펠러의 응력 및 변형량을 예측하고자 하였다.

## 2. 적층 복합소재의 구조해석

### 2.1 구조 해석법의 확장

복합소재 프로펠러는 기존 금속재 프로펠러 대비 큰 변형량을 가지며, 프로펠러는 스큐(Skew)와 두께가 반경 방향으로 변화하는 복잡한 형상을 가지므로 단순보나 판 요소로 모델링하는 것은 충분한 신뢰성을 요구하는 상황에서 적합하지 않다. 본 수치해석법은 구조해석을 위해 20절점을 갖는 요소(20-nodes quadratic element)를 적용하였으며, 해당 요소는 Fig. 1에 나타난 형상을 갖는다. 이때, 각 절점의 좌표는 식 (1)과 같으며  $x_i$ 는  $i$ -번째 절점의 좌표,  $(\xi, \eta, \zeta)$ 는 요소의 국부 좌표,  $N_i$ 는 요소의 형상 함수를 나타낸다. 또한 변형률( $\epsilon$ )과 변형량( $d$ )의 관계는 식 (2)로 정의된다.

$$x(\xi, \eta, \zeta) = \sum_{i=0}^{19} N_i(\xi, \eta, \zeta) x_i \tag{1}$$

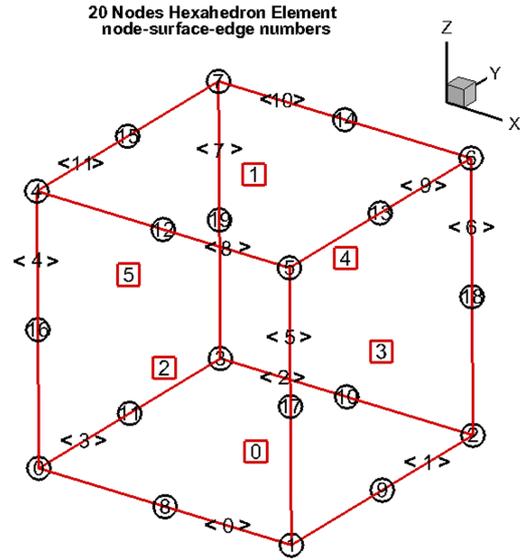


Fig. 1 Coordinate system of 3d 20-nodes quadratic element

$$\{\epsilon\} = [B] \{d\} \tag{2}$$

$$\text{이때, } [B] = \begin{bmatrix} \partial N_i / \partial x & 0 & 0 \\ 0 & \partial N_i / \partial y & 0 \\ 0 & 0 & \partial N_i / \partial z \\ \partial N_i / \partial y & \partial N_i / \partial x & 0 \\ 0 & \partial N_i / \partial z & \partial N_i / \partial y \\ \partial N_i / \partial z & 0 & \partial N_i / \partial x \end{bmatrix}$$

혹의 법칙(Hooke's law)에 따라 응력( $\sigma$ )은 다음 식 (3)으로 정의되며,  $E_i$ ,  $G_{ij}$ ,  $\nu_{ij}$ 는 각각 영률 또는 탄성 계수(Young's modulus), 전단 탄성 계수(Shear modulus), 푸아송 비(Poisson's ratio)이다.

$$\{\sigma\} = [D] \{\epsilon\} = [D] [B] \{d\} \tag{3}$$

여기서 요소가 직교 선형 탄성 재료로 구성된다 가정하면 컴플라이언스 행렬(Compliance matrix,  $C$ )과 강성 행렬(Stiffness matrix,  $D$ )은 아래와 같이 정의되며, 계수  $d_{ij}$ 는 식 (6)-(8)과 같다.

$$C = \begin{bmatrix} 1/E_x & -\nu_{xy}/E_x & -\nu_{xz}/E_x & 0 & 0 & 0 \\ -\nu_{yx}/E_y & 1/E_y & -\nu_{yz}/E_y & 0 & 0 & 0 \\ -\nu_{zx}/E_z & -\nu_{zy}/E_z & 1/E_z & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1/2G_{yz} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1/2G_{xz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1/2G_{xy} \end{bmatrix} \tag{4}$$

$$D = \begin{bmatrix} d_{xx} & d_{xy} & d_{xz} & 0 & 0 & 0 \\ d_{yx} & d_{yy} & d_{yz} & 0 & 0 & 0 \\ d_{zx} & d_{zy} & d_{zz} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2G_{yz} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2G_{xz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2G_{xy} \end{bmatrix} \tag{5}$$

$$d_{xx} = \frac{1 - \nu_{yz}\nu_{zy}}{E_y E_z \Delta}, \quad d_{xy} = \frac{\nu_{yz} + \nu_{zx}\nu_{yz}}{E_y E_z \Delta}, \quad d_{xz} = \frac{\nu_{zx} + \nu_{yx}\nu_{zy}}{E_y E_z \Delta} \tag{6}$$

$$d_{yx} = \frac{\nu_{xy} + \nu_{xz}\nu_{zy}}{E_x E_x \Delta}, d_{yy} = \frac{1 - \nu_{zx}\nu_{xz}}{E_x E_x \Delta}, d_{yz} = \frac{\nu_{zy} + \nu_{zx}\nu_{xy}}{E_x E_x \Delta} \quad (7)$$

$$d_{zx} = \frac{\nu_{xz} + \nu_{xy}\nu_{yz}}{E_x E_y \Delta}, d_{zy} = \frac{\nu_{yz} + \nu_{xz}\nu_{yx}}{E_x E_y \Delta}, d_{zz} = \frac{1 - \nu_{xy}\nu_{yx}}{E_x E_y \Delta} \quad (8)$$

여기서,  $\Delta = \frac{1 - \nu_{xy}\nu_{yx} - \nu_{yz}\nu_{zy} - \nu_{zx}\nu_{xz} - 2\nu_{xy}\nu_{yz}\nu_{zx}}{E_x E_y E_z}$

또한, 대칭 조건으로 아래 식 (9)의 조건이 만족되며 9개의 독립적인 물성치만 존재하기 때문에, 직교이방성 소재는 다루기 쉽고 해석에 용이한 장점을 갖는다.

$$\nu_{xy} E_y = \nu_{yx} E_x, \nu_{yz} E_z = \nu_{zy} E_y, \nu_{zx} E_x = \nu_{xz} E_z \quad (9)$$

2.2 적층 방식에 대한 고찰

CFRP 복합소재 프로펠러는 여러 층(Layer)의 탄소 섬유로 구성된 프리프레그(적층판, Ply)를 다양한 각도로 적층시켜 제작된다. 충분한 강도를 만족하면서 원하는 변형량을 발생시키는 복합소재 프로펠러를 설계하기 위해서는 이러한 복합소재의 적층 방식에 대한 이해가 필요하다.

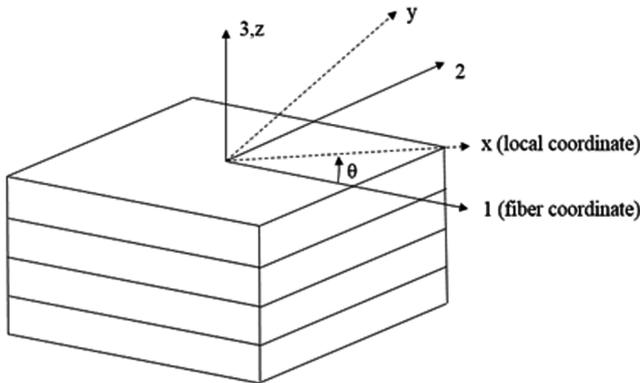


Fig. 2 Ply element in material and Cartesian coordinate systems

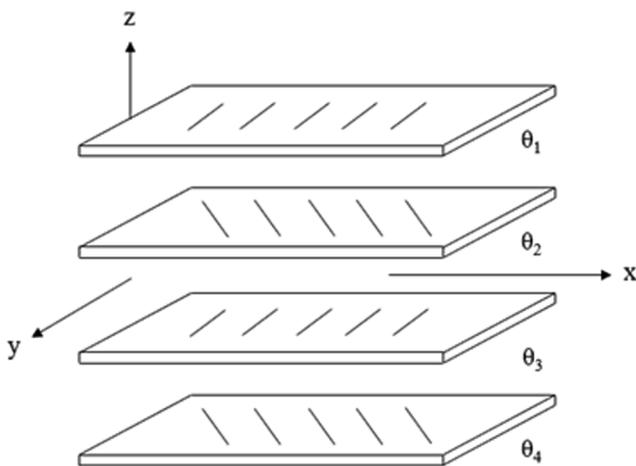


Fig. 3 An exploded view of a  $(\theta_1^\circ/\theta_2^\circ/\theta_3^\circ/\theta_4^\circ)$  composite laminate

먼저 적층 각도를 정의하기 위하여 재료 좌표계(Fiber coordinate)와 국부 좌표계(Local coordinate)를 정의한다(Fig. 2). 재료 좌표계는 항상 1축이 섬유 방향을 따르고 2와 3축이 그것과 직각을 이루도록 한다. 재료 좌표계는 섬유(Fiber)의 방향에 따라 각 층마다 다를 수 있다(Tenk and Argyris, 1998). 또한, 다수의 층으로 구성되는 적층판의 경우 전체 변형을 대표하는 국부 좌표가 요구되며, 본 연구에서는 전역 좌표를 국부좌표로 한다. 층에 수직 하는 3축을 회전축으로 하여 재료 좌표계와 국부 좌표계가 이루는 각도를 적층각(Fiber orientation angle)  $\theta$ 로 정의하기로 한다. 예를 들어 다음 Fig 3과 같이 서로 다른 각도를 갖는 네 개의 층으로 이루어진 적층판의 적층 방식을  $(\theta_1^\circ/\theta_2^\circ/\theta_3^\circ/\theta_4^\circ)$ 로 표기하기로 한다. 적층판의 강성은 이를 구성하는 층의 특성으로부터 얻을 수 있으며, 고전 적층판 이론(Classical lamination theory, CLT)과 같은 다양한 이론적 방법을 사용하여 개별 층의 강성으로부터 적층판의 강성 계수를 도출할 수 있다. 적층각의 다양한 조합을 통해 특정 하중 하에서 작용하는 구조물의 변형 및 응력의 형태는 다르게 나타날 수 있으며, 더 나아가 최적의 결과를 얻을 수 있는 조합을 찾을 수 있다. 또한, 여러 각도로 적층할 경우 여러 방향의 하중에 견딜 수 있다는 장점이 있다. 다양한 적층 각도의 조합 중 실용적으로 많이 사용되는 대표적인 적층 방식은 다음과 같다.

- 대칭적 적층(Symmetric Lay-Up)

중심 면을 기준으로 서로 다른 방향으로 같은 거리에 위치한 층이 동일한 두께, 물성치, 그리고 섬유 방향을 갖는 적층 방식을 말한다. 예를 들어  $(+45^\circ/-45^\circ/0^\circ/90^\circ/90^\circ/0^\circ/-45^\circ/+45^\circ)$ 와 같은 적층 각도의 조합을 말하며, 이를 간략하게  $(+45^\circ/-45^\circ/0^\circ/90^\circ)_s$ 로 표기한다. 반대로 비대칭 적층의 경우  $(+45^\circ/-45^\circ/0^\circ/90^\circ/+45^\circ/-45^\circ/0^\circ/90^\circ) = (+45^\circ/-45^\circ/0^\circ/90^\circ)_{as}$ 와 같이 lamination이 표기하기로 한다. 여기서 하첨자  $s$ 는 대칭(symmetry)을,  $as$ 는 비대칭(asymmetry)을 나타낸다.

- 등방향 혹은  $0^\circ/90^\circ$  적층(Unidirectional or  $0^\circ/90^\circ$  Lay-Up)

$(0^\circ/0^\circ/0^\circ/0^\circ)$  또는  $(90^\circ/90^\circ/90^\circ/90^\circ)$ , 그리고  $(0^\circ/90^\circ/0^\circ/90^\circ)$  또는  $(90^\circ/0^\circ/90^\circ/0^\circ)$  등의 적층 각도의 조합을 말하며, 이 경우 인장 또는 압축력에 강한 장점이 있지만 반대로 전단력에 취약하다.

- 준등방성 적층(Quasi-Isotropic Lay-Up)

$0^\circ, 90^\circ, +45^\circ, -45^\circ$ 의 적층 각도 조합을 대칭적으로 적층하는 방식을 말하며, 예를 들어  $(+45^\circ/-45^\circ/0^\circ/90^\circ)_s$  또는  $(+45^\circ/0^\circ/-45^\circ/90^\circ)_s$  등의 적층 방식을 말한다. 이 경우, 인장 또는 압축력뿐만 아니라 전단력에도 강하게 작용하기 때문에 등방성 소재와 유사한 구조적 거동 특성을 보인다.

결론적으로, 복합소재 프로펠러의 적층은 인장력과 압축력에 충분한 강도를 갖기 위하여  $0^\circ$ 와  $90^\circ$ 의 각도를 포함하면서, 원하는 크기와 방향으로 충분한 변형이 발생하면서 프로펠러의 효율을 높일 수 있는 최적 각도 조합으로 구성되어져야 한다.

2.3 적층 복합소재 구조해석법의 검증

적층 복합재료의 구조 해석을 위해 앞서 등방성 소재에 대해 정립된 기존의 구조 해석 모듈인 ProSTEC을 대신하여 직교이방성 소재와 적층 모델을 지원하는 FEM solver인 OOFEM(Object

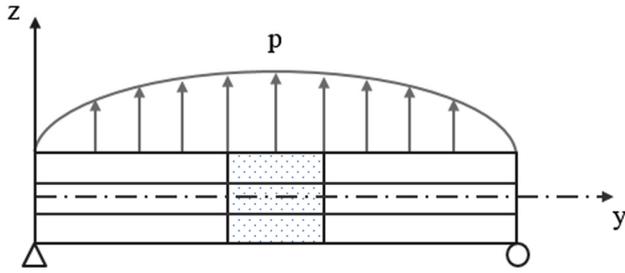


Fig. 4 Simply supported composite plate under cylindrical bending

oriented finite element solver)을 구조 해석 모듈로 적용하였다 (Patzak, 2012). 새롭게 적용한 구조 해석 모듈의 검증을 위해 길이  $L=10\text{m}$ , 높이  $H=2.5\text{m}$ , 폭  $B=1.0\text{m}$ 인 단순지지된 적층판의 구조 해석을 수행하였다(Fig. 4). 이때, 적층판은  $y-z$  평면에 대한 거동만 허용되며,  $y=0$ 인 위치에서 핀지지 조건으로  $D_y$ 와  $D_z$  자유도를,  $y=L$ 인 위치에서 롤러 지지조건으로  $D_z$  자유도만을 구속한다.

적층판은 직각으로 교체된 3개의 판(3-ply,  $0^\circ/90^\circ/0^\circ$ )으로 구성되어 있으며,  $p = \sin(\pi x/L)$ 의 원통형 굽힘 하중을 받는다. 또한, 계산된 적층판의 물성치를 다음 Table 1과 같다.

계산을 위해 2.1에서 언급한 20절점의 3차원 요소를 사용하였으며,  $x, y$  방향으로 4개,  $z$  방향(두께 방향)으로 6개를 적용하여 전체 요소의 개수는 96개, 절점의 개수는 605개이다. 1개의 판은 두께 방향으로 2개의 요소로 구성하였으며, 각 요소는 두께 방향으로 3개의 층으로 모델링 되어 있다. 각 층의 재질을 포함하는 물성치의 연속성은 Gauss 보간법을 통해 보장된다. Fig. 5와 6은 각각 중심 면( $y=L/2$ )에 작용하는 수직 응력( $\sigma_{yy}$

Table 1 Material Property of simply supported composite plate

$E_1$	172.4 GPa	$G_{12}$	3.45 GPa	$\nu_{12}$	
$E_2$	6.9 GPa	$G_{13}$		$\nu_{13}$	0.34
$E_3$		$G_{23}$	1.38 GPa	$\nu_{23}$	

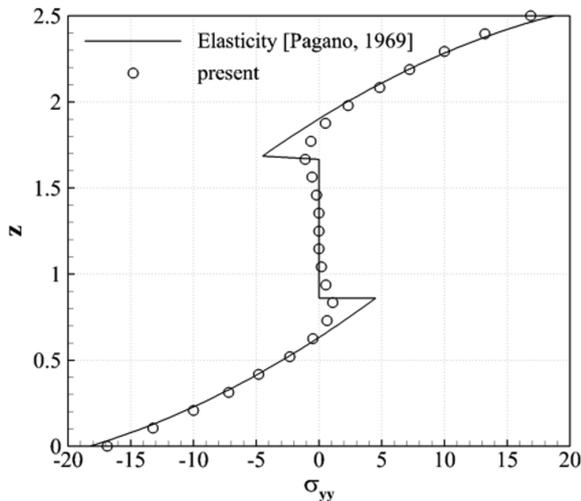


Fig. 5 Axial stress( $\sigma_{yy}$ ) distribution at the mid-span of the simply supported composite plate

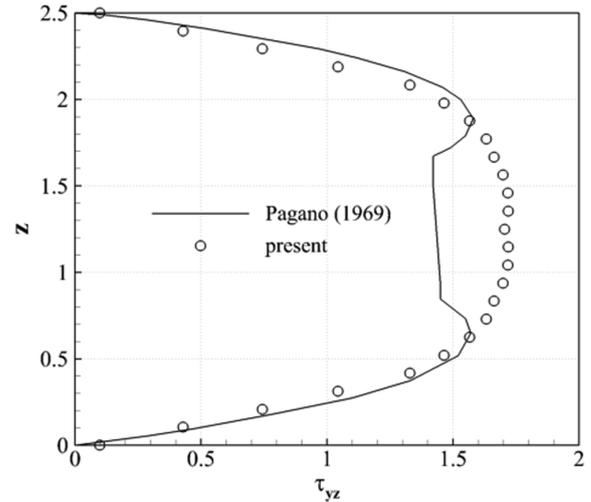


Fig. 6 Transverse shear stress( $\tau_{yz}$ ) distribution at supports of the simply supported composite plate

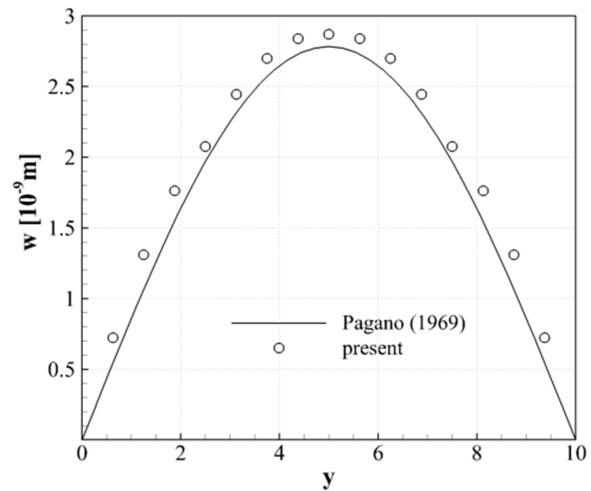


Fig. 7 Vertical deflection( $w$ ) distribution at the mid-span of the simply supported composite plate

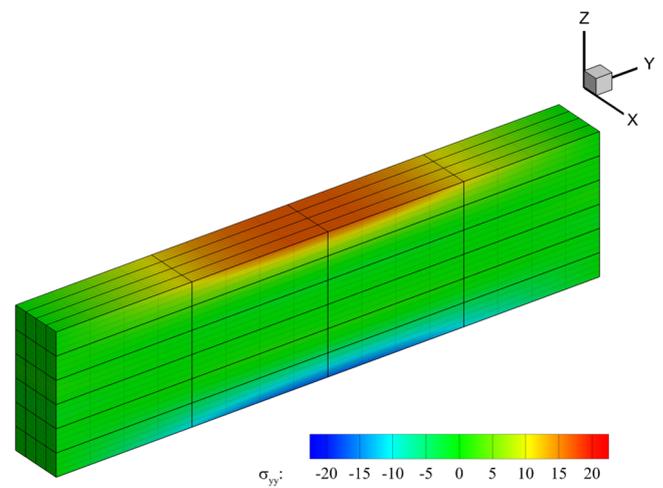


Fig. 8 Axial stress distribution of the simply supported composite plate

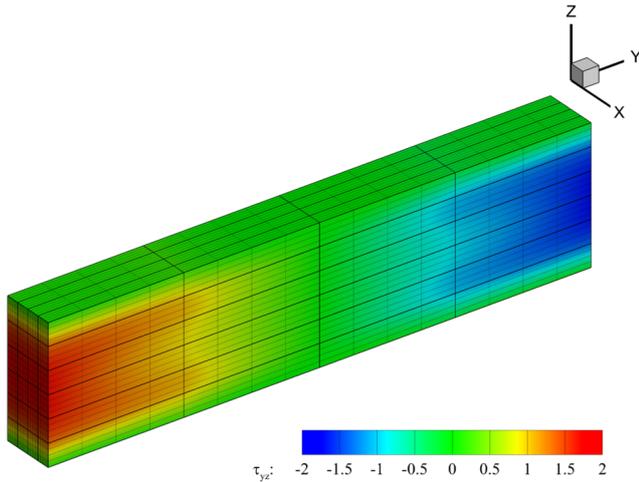


Fig. 9 Transverse shear stress distribution of the simply supported composite plate

[Pa]과 지지부( $y=0$ )에 작용하는 전단 응력( $\tau_{yz}$ [Pa])을 Pagano (1969)의 해석해와 비교하여 나타낸 결과이며, 응력 분포의 경향과 그 값이 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다. 전단 응력의 경우  $90^\circ$ 의 각도로 적층된 중간판의 위치에서 결과 값이 다소 다르게 나타나고 있지만, Pagano(1969)의 해석해의 경우 세 개의 판을 분리하여 해석을 수행하였기 때문에 발생하는 차이로 판단된다. 또한  $z$  방향 변형량( $w$ )을 비교한 결과(Fig. 7), 본 수치해석 결과와 해석해가 잘 일치함을 확인하였다.

또한, Figs. 8-9는 각각 수치해석을 통해 계산된 전체 적층판에 작용하는 수직 응력과 전단 응력의 분포를 보여준다.

### 3. 적층 복합소재 프로펠러의 유체-구조 연성해석

복합소재 프로펠러의 유체-구조 연성해석을 수행하기 위해 개발된 프로그램인 ProFem의 해석 절차를 Fig 10에 도식적으로 나타내었다. 본 단계에서는 적층 복합소재 프로펠러의 유체-구조 연성해석 방법의 정립을 목표로 1-way coupling method로 계산을 수행하였다.

새롭게 정립한 수치해석법의 검증을 위하여 이전 연구단계에서 계산된 등방성 시험 모델인 KP534 프로펠러가 동일한 계산 조건인 비정상상태 불균일 유동장 내에서 작동할 때의 응력 및 변형량을 계산하여 비교하였다(Kim et al., 2018). KP534 프로펠러는 프로펠러 날개 수  $Z=6$ , 프로펠러 직경  $D=1.0\text{m}$ , 허브비  $h/D=0.18$ 으로 등방성 재질(NAB, Nickel-Aluminum-Bronze)로 제작된 KP534의 물성치는 다음 Table 2와 같다.

KP534 프로펠러의 자세한 형상 정보를 아래 Table 3에 나타내었다. 여기서,  $r$ 은 프로펠러 중심에서 반경 방향 거리,  $R$ 은 프로펠러 반경,  $P$ 는 피치,  $X_G$ 는 레이크,  $\theta_m$ 는 스큐,  $c$ 는 코드,  $f_0$ 는 최대 캠버,  $t_0$ 는 최대 두께를 나타낸다. Fig. 11은 유체해석법에 사용된 이산화된 프로펠러 날개와 후류면을 보여준다. 프로펠러가 각속도  $w$ 로 회전하고 이산화된 시간 간격이  $\Delta t$ 일 때 피치각을 갖는 후류면은 운동학적 및 동적 경계조건을 만족하며  $w\Delta t$ 의 간격으로 날개 끝에서 발생한다. 본 해석에서 프로펠러 날개는 코드 방향으로 21개, 스펠방향으로 25개의 등간격 격자로 이루어져 있으며, 피치각을 갖는 후류면은 스펠방향으로

Table 2 Material Property of NAB

$E$	120.0 GPa	$\nu$	0.34	$\rho$	7,600 kg/m <sup>3</sup>
-----	-----------	-------	------	--------	-------------------------

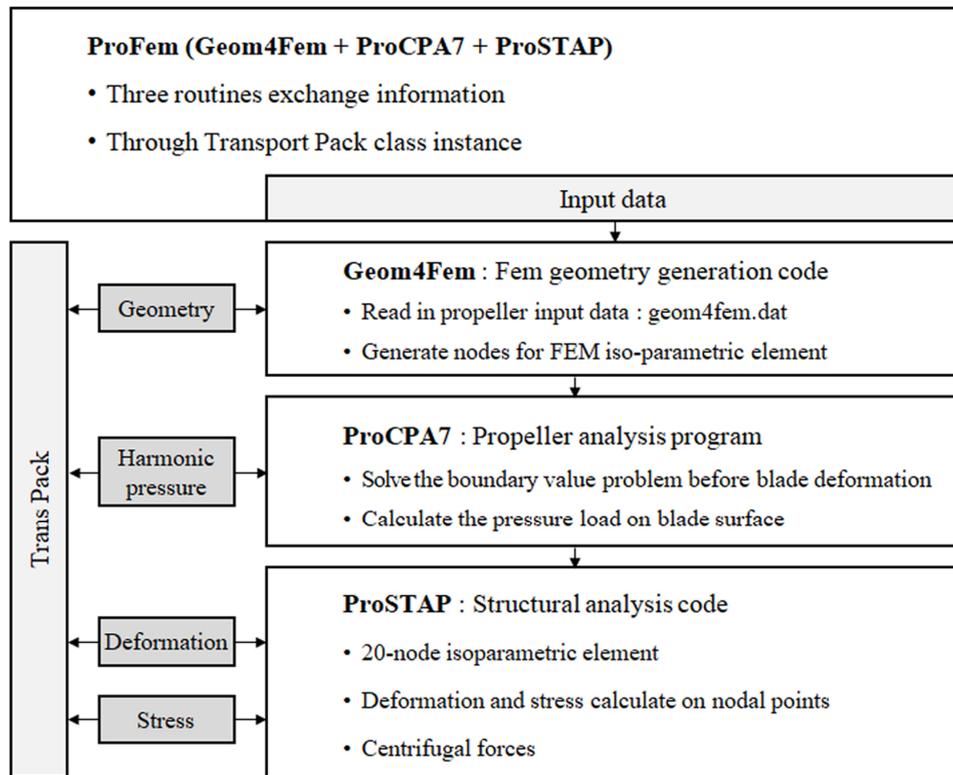


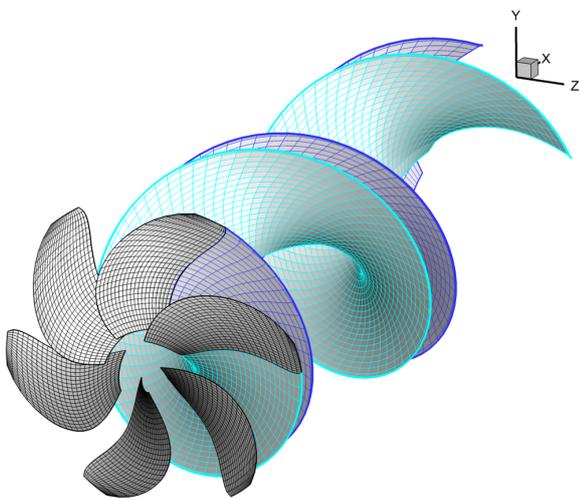
Fig. 10 Iteration procedure for the prediction of behavior of propeller blade

**Table 3** Geometry of KP534 propeller

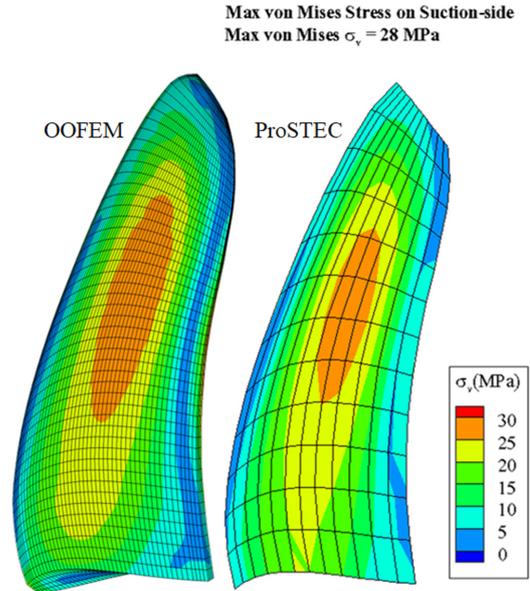
$r/R$	$P$ [mm]	$X_G$ [mm]	$\theta_m$ [deg]	$c$ [mm]	$f_0$ [mm]	$t_0$ [mm]
0.18	834.7	0	-4.72	168.7	5.04	45.85
0.25	891.2	0	-6.98	190.9	5.94	40.71
0.30	926.9	0	-7.82	204.8	6.33	37.12
0.40	978.3	0	-7.74	228.8	6.43	30.47
0.50	1007.9	0	-5.56	248.2	5.73	24.59
0.60	1013.0	0	-1.50	260.5	4.74	19.47
0.70	996.7	0	4.11	261.7	3.86	14.92
0.80	956.6	0	10.48	246.2	3.10	10.73
0.90	900.6	0	17.17	203.9	2.24	6.93
0.95	868.3	0	20.63	162.2	1.72	5.28
1.00	833.1	0	24.18	0.1	0.67	3.69

25개, 회전방향으로 총 122개의 격자로 구성되었다.

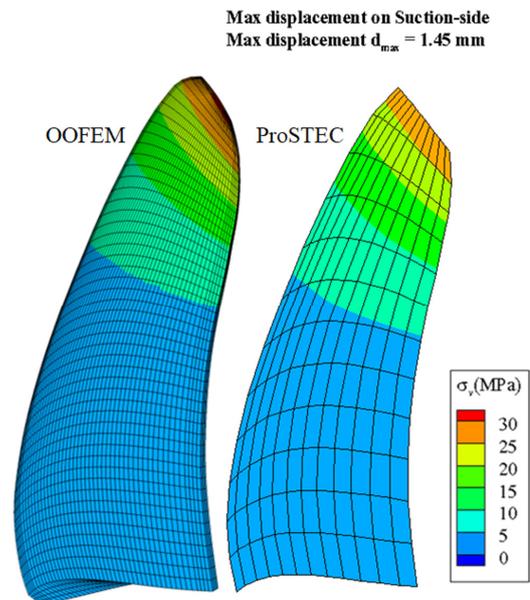
Fig. 12와 13은 구조 해석 모듈로 ProSTEC을 사용한 결과와 OOFEM을 적용하여 새롭게 계산한 결과를 비교하였다. 여기서 ProSTEC은 이전 연구 단계에서 등방성 소재에 대한 구조해석을 위해 사용한 구조 해석 모듈이다(Jang et al., 2012; Kim et al., 2018). 해당 계산 조건은 프로펠러의 운항 조건이 회전수 585rpm, 전진비  $J=0.8$ 인 경우 특정 비정상 반류 조건하에서 수행된 계산으로, 등가 응력과 변형량이 최대값을 갖는 회전 각도  $6^\circ$ 의 결과를 비교하였다. 흡입면에 작용하는 등가 응력과 변형량의 분포를 살펴본 결과, 두 해석 방법을 사용한 계산 결과가 잘 일치함을 확인할 수 있다. 기존 등방성 소재에 대해 정립한 수치해석법에서는 프로펠러의 두께 방향으로 하나의 요소를 사용하여 계산하였기 때문에, 적층 모델링을 포함하는 수정된 수치해석법에서는 적층 판의 각도 및 개수에 대한 검증이 요구된다. Fig. 14는 적층각이 대칭형일 경우에 기준이 되는 중심선(Mid-surface)과 적층각  $\theta$ 의 기준선 및 방향을 나타내었다. 중심선은 각 반경별 날개 단면의 앞날과 뒷날을 잇는 캠버선(Camber line)으로 정의할 수 있으며, 적층각의 기준선은 날개 단면의 중점을 반경 방향으로 이은 선으로 이때, 적층각은 반시



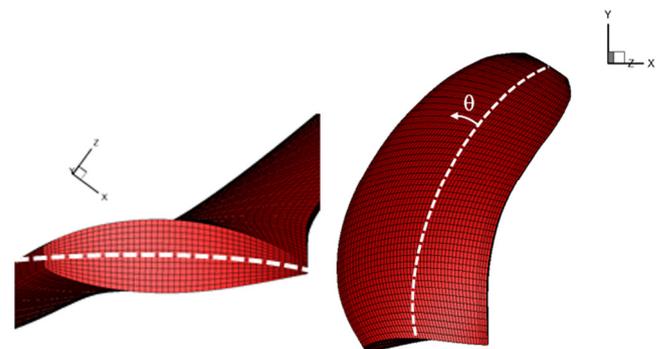
**Fig. 11** Discretized propeller blades and trailing wake



**Fig. 12** Comparison of von Mises stress distribution acting on the suction side of KP534 (585 rpm,  $J = 0.8$ ,  $\theta = 6^\circ$ )



**Fig. 13** Comparison of displacement distribution acting on the suction side of KP534 (585 rpm,  $J = 0.8$ ,  $\theta = 6^\circ$ )



**Fig. 14** Definition of the mid-surface and the fiber orientation angle

**Table 4** Material Property of Hexcel IM7-8552

$E_1$	171.4 GPa	$G_{12}$	5.29 GPa	$\nu_{12}$		
$E_2$	9.08 GPa	$G_{13}$		$\nu_{13}$	0.32	$\rho$ 1,500 kg/m <sup>3</sup>
$E_3$		$G_{23}$	2.00 GPa	$\nu_{23}$		

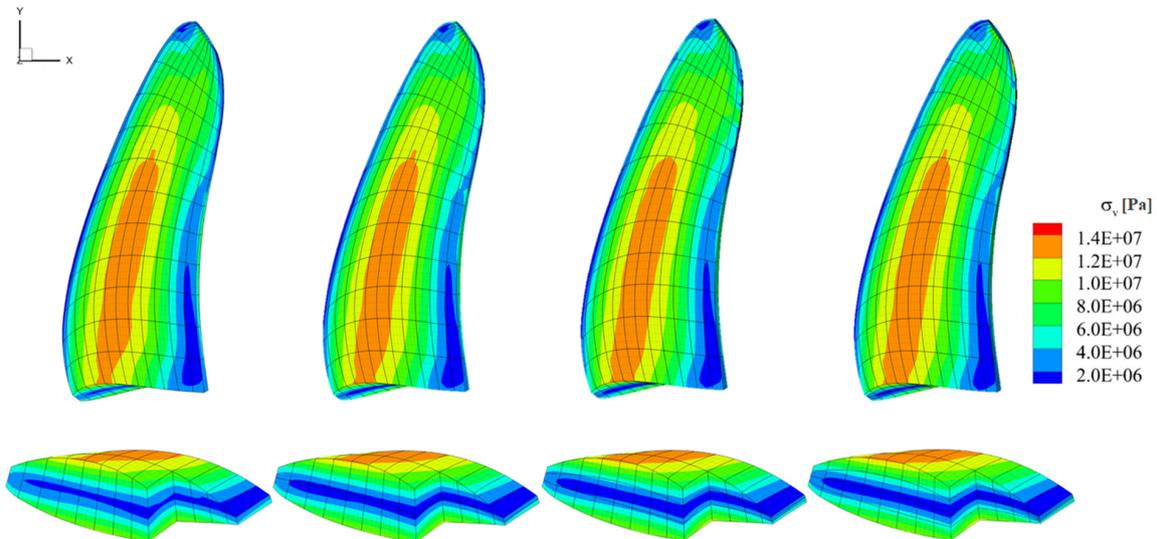
계 방향을 양(+)의 값으로 한다.

적층 판의 개수에 따른 프로펠러의 응력 및 변형량의 차이를 살펴보기 위하여 시험 모델인 KP534 프로펠러가  $J=0.6$ 인( $n=585.5$ ) 조건으로 균일 유동장 내에서 작동할 때, 해석을 위해 사용된 직교이방성 CFRP 복합소재(Hexcel IM7-8552)의 물성치는 다음과 Table 4와 같다(Camanho and Lambert, 2006).

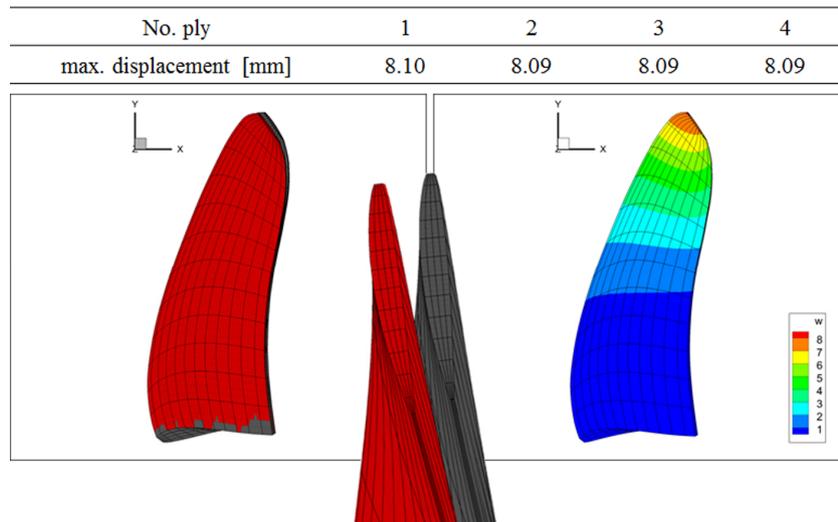
이때 복합소재 프로펠러의 두께 방향 요소의 개수, 즉 적층 판의 개수를 1~4개까지 증가시키며 프로펠러에 작용하는 등가 응력 분포(Fig. 15)와 변형량(Fig. 16)을 살펴보았다.

여기서, 적층 판은 각각 5개의 층으로 이루어져 있으며, 적층

각도는 90°로 일정하다. 계산 결과 적층 판의 개수가 1개인 경우를 제외하고 그 결과 값이 크게 다르지 않음을 확인하였다. 또한, 물성치 변화에 따른 프로펠러의 응력 및 변형량의 차이를 살펴보기 위하여 KP534 프로펠러가 동일한 계산 조건에서 앞선 등방성 소재(NAB)와 직교이방성 CFRP 복합소재(Hexcel IM7-8552, no. of Ply=4, no. of Layer=5,  $\theta=90^\circ$ )로 이루어진 경우 그 해석 결과를 비교하였다. Fig. 17은 각각 등방성과 직교이방성 소재의 프로펠러 날개의 흡입면과 압력면에 작용하는 등가응력 (von Mises stress)의 분포를 나타내며, Fig. 18은 두 가지 프로펠러 끝단의 변형 전(회색)과 변형 후(붉은색)의 형상을 비교한 결과이다. 등가 응력 분포는 크게 차이를 보이지 않고 있지만, 물성치의 변화만으로도 복합소재 프로펠러의 변형량이 크게 차이를 보임을 확인할 수 있다. 또한, 앞서 언급하였듯이 0°, 90°, +45°, -45°의 조합으로 적층을 할 경우, Fig. 19와 Fig. 20에서 나타난 등가응력과 변형량 분포를 통해 확인할 수 있듯이, 복합소재 프로펠러의 거동이 등방성 소재와 유사함을 알 수 있다.



**Fig. 15** Comparison of von Mises stress distribution of KP534 according to the number of ply



**Fig. 16** Comparison of the max. displacement of KP534 according to the number of ply

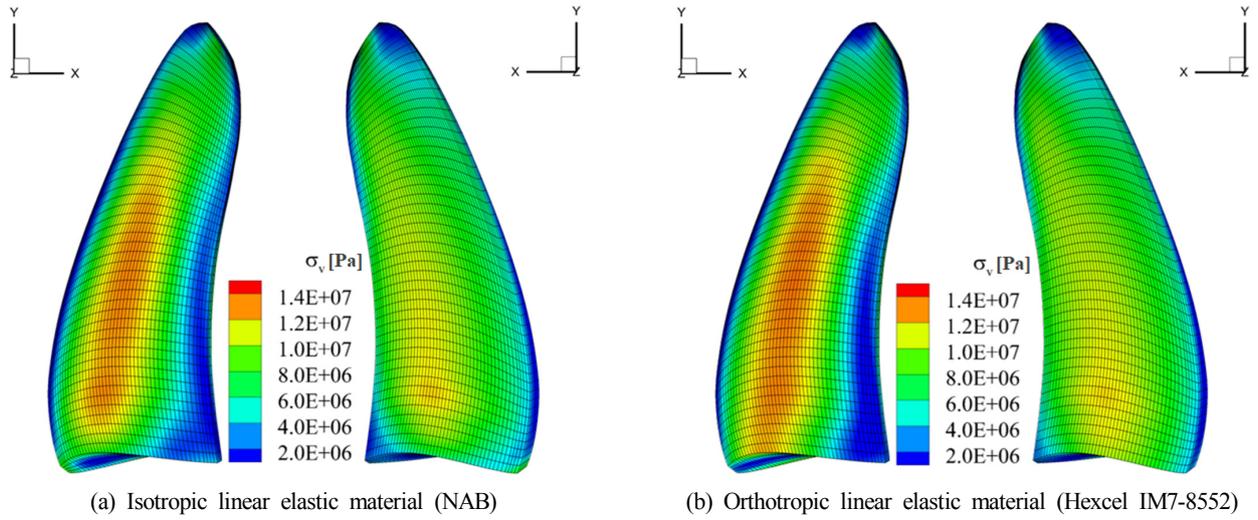


Fig. 17 Predicted von Mises stress distributions of KP534 ( $J = 0.6$ ,  $n = 585.5$ )

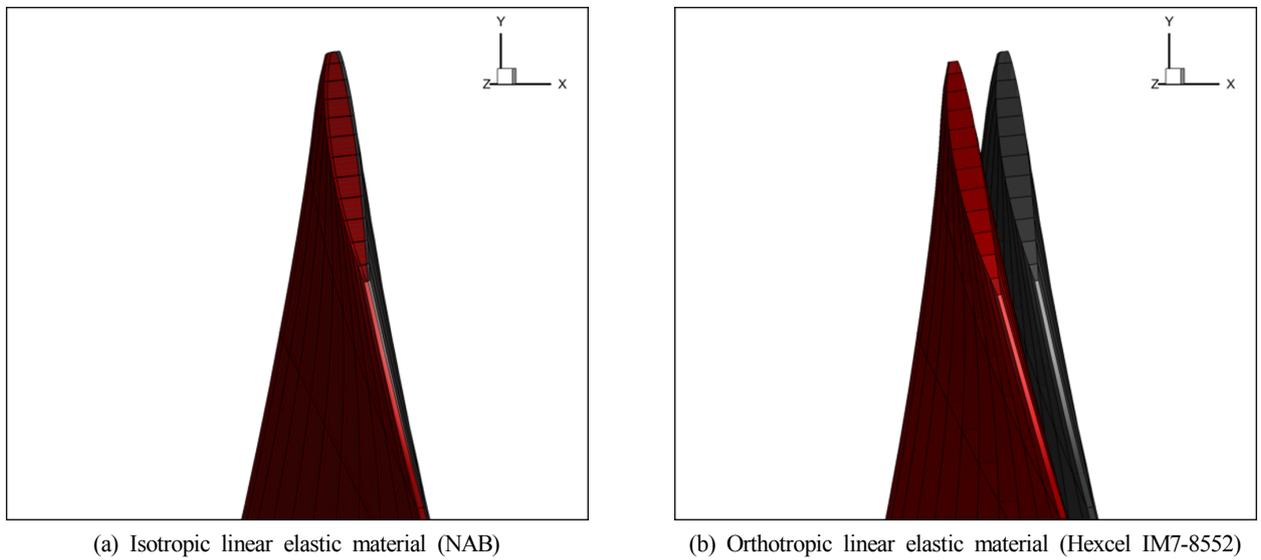


Fig. 18 Deformed geometry of KP534 ( $J = 0.6$ ,  $n = 585.5$ )

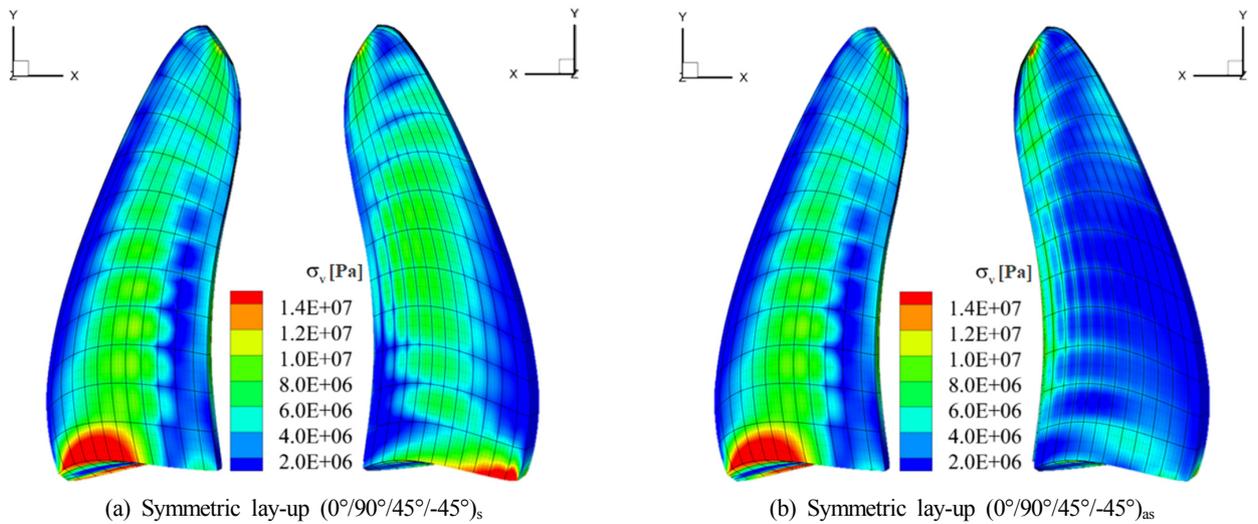


Fig. 19 Predicted von Mises stress distributions of KP534 ( $J = 0.6$ ,  $n = 585.5$ )

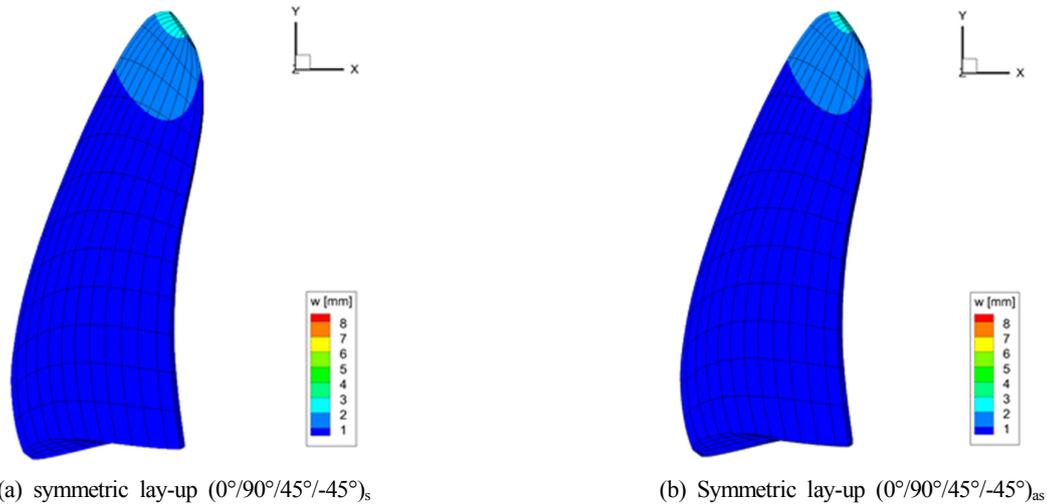


Fig. 20 Predicted displacement distributions of KP534 ( $J = 0.6$ ,  $n = 585.5$ )

#### 4. 결 론

본 연구에서는 등방성 소재를 갖는 유연 프로펠러 성능 해석에 국한하여 개발되었던 유체-구조 연성해석 프로그램을 적층 복합소재를 갖는 유연 프로펠러의 성능이 가능하도록 기존의 구조해석 방법으로 전환하였다. 수치해석법의 검증은 위하여 단순지지 적층판의 해석해와 수치해석 결과를 비교하였고, 특정 프로펠러에 대한 수치해석을 수행하여 복합소재의 물성치 및 적층 방식이 균일 유동장 내에서 작동하는 복합소재 유연 프로펠러의 응력 및 변형량에 미치는 영향을 평가하였다. 앞선 계산 결과들로 미루어보아, 복합소재는 적층 기법에 따라 등방성 소재와 동일한 구조 강도를 가지면서도 무게가 현저히 절감된 프로펠러의 설계를 가능하게 한다. 또한, 구조 강도를 유지하면서도 특정 운항 조건에서 프로펠러의 효율이 높아지는 방향으로 변형을 발생시키는 최적 적층 설계 기법과 실질적인 제작을 위한 가공 기법들의 연구가 병행된다면, 복합소재 프로펠러는 차세대 선박용 프로펠러로서 충분히 연구할 가치가 있다고 판단된다.

#### 후 기

본 연구는 산업통상자원부의 산업핵심기술개발사업(10062293)의 지원으로 수행된 연구결과 중 일부임을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다. 또한, 본 연구에 기반이 된 해석 프로그램을 제공해주시고, 프로그램의 개발을 위해 아낌없는 조언을 해주신 이창섭 교수님께 다시 한 번 깊은 감사를 드립니다.

#### References

Camanho, P., Lambert, M.A., 2006. A Design Methodology for Mechanically Fastened Joints in Laminated Composite Materials. *Composites Science Tehcnology*, 66(15), 3004-3020. <https://doi.org/10.1016/j.compscitech.2006.02.017>

- Chen, B., Neely, S., Michael, T., Gowing S., Szwerc, R., Buchler, D., Schult, R., 2006. Design, Fabrication and Testing of Pitch-Adapting(Flexible) Composite Propellers. *Proceedings of the SNAME Propeller/Shafting Symposium*, Williamsburg VA USA.
- Hong, Y., He, X.D., Wang, R.G., 2012. Vibration and Damping Analysis of a Composite Blade. *Materials and Design*, 34, 98-105. <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2011.07.033>
- Hong, Y., Wilson, P.A., He, X.D., Wang, R.G., 2017. Numerical Analysis and Performance Comparison of the Same Series of Composite Propellers. *Ocean Engineering*, 144(1), 211-223. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2017.08.036>
- Jang, H.G., Nho, I.S., Hong, C.H., Lee, C.S., 2012. Design Algorithms of Flexible Propeller by Fluid-Structure Interactive Analysis. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 49(6), 528-533. <https://doi.org/10.3744/SNAK.2012.49.6.528>
- Kim, J.H., Ahn, B.K., Kim, G.D., Lee, C.S., 2018. Numerical Prediction of Hydroelastic Performance of the Flexible Composite Propeller. *Proceedings of the 28<sup>th</sup> International Ocean and Polar Engineering Conference*, Sapporo Japan.
- Lee, H., Song, M.C., Han, S., Chang, B.J., Suh, J.C., 2017. Hydro-elastic Aspects of a Composite Marine Propeller in Accordance with Ply Lamination Methods. *Journal of Marine Science and Technology*, 22(3), 479-493. <https://doi.org/10.1007/s00773-016-0428-4>
- Lin, G.F., 1991. Comparative Stress/Deflection Analysis of a Thick-Shell Composite Propeller Blade. *David Taylor Research Center Technical Report*, DTRC/SHD-1373-01.
- Lin, H.J., Lin, J.J., 1996. Nonlinear Hydroelastic Behavior of Propellers Using a Finite Element Method and Lifting Surface Theory. *Journal of Marine Science and Technology*, 1(2), 114-124. <https://doi.org/10.1007/BF02391167>
- Lin, H.J., Lin, J.J., Chuang, T.J., 2005. Strength Evaluation of a Composite Marine Propeller Blade. *Journal of Reinforced*

- Plastics and Composites, 24(17), 1791-1807. <https://doi.org/10.1177/0731684405052199>.
- Motley, M.R., Liu, Z., Young, Y.L., 2009. Utilizing Fluid-structure Interactions to Improve Energy Efficiency of Composite Marine Propellers in Spatially Varying Wake. *Composite Structures*, 90(3), 304-313. <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2009.03.011>.
- Motley, M.R., Young, Y.L., 2011. Performance-based Design and Analysis of Flexible Composite Propulsors. *Journal of Fluids and Structures*, 27, 1310-1325. <https://doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2011.08.004>
- Motley, M.R., Kramer, M.R., Young, Y.L., 2013. Free Surface and Solid Boundary Effects on the Free Vibration of Cantilevered Composite Plates. *Composite Structures*, 96, 365-375. <https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2012.09.023>
- Mouritz, A.P., Gellert, E., Burchill, P., Challis, K., 2001. Review of Advanced Composite Structures for Naval Ships and Submarines. *Composite Structure*, 53(1), 21-41. [https://doi.org/10.1016/S0263-8223\(00\)00175-6](https://doi.org/10.1016/S0263-8223(00)00175-6)
- Nho, I.S., Lee, J.Y., Lee, H.Y., Lee, C.S., 2004. A Dynamic Structural Analysis System for Propeller Blades. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 41(2), 114-120.
- Pagano, N., 1969. Exact Solution for Composite Laminates in Cylindrical Bending. *Journal of Composite Materials*, 3(3), 398-411.
- Patzak, B., 2012. OOFEM — An Object-oriented Simulation Tool for Advanced Modeling of Materials and Structures. *Acta Polytechnica*, 52(6), 59-66.
- Tenek, L.T., Argyris, J., 1998. *Finite Element Analysis for Composite Structure*. Kluwer Academic Publishers.
- Young, Y.L., 2008. Fluid-structure Interaction Analysis of Flexible Composite Marine Propellers. *Journal of Fluids and Structures*, 24(6), 799-818. <https://doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2007.12.010>.

# Large Eddy Simulation of Free Motion of Marine Riser using OpenFOAM

Jae-Hwan Jung<sup>1)\*</sup>, Kwang-Leol Jeong<sup>2)\*\*</sup>, Jae-Heung Gill<sup>2)\*\*</sup> and Dongho Jung<sup>1)\*</sup>

<sup>1)</sup>Korea Research Institute of Ship & Ocean Engineering Co. Ltd., Daejeong, Korea

<sup>2)</sup>NEXTfoam Co. Ltd., Research Center, Seoul, Korea

## 오픈폼을 활용한 자유진동하는 라이저 주위 유동의 LES 해석

정재환<sup>1)\*</sup> · 정광열<sup>2)\*\*</sup> · 김재홍<sup>2)\*\*</sup> · 정동호<sup>1)\*</sup>

<sup>\*</sup>선박해양플랜트연구소 해양플랜트에너지연구본부

<sup>\*\*</sup>(주)넥스트폼 기술연구소

**KEY WORDS:** Riser motion 라이저 운동, Large eddy simulation LES, Detached eddy simulation DES, OpenFOAM 오픈폼, Vortex induced vibration 와유기 진동, Lock-in, Reduced velocity 감쇠속도, Rhie-Chow interpolation

**ABSTRACT:** In this study, the free motion of a riser due to vortex shedding was numerically simulated with Large Eddy Simulation (LES) and Detached Eddy Simulation (DES) turbulence models. A numerical simulation program was developed by applying the Rhie-Chow interpolation method to the pressure correction of the OpenFOAM standard solver pimpleDyMFoam. To verify the developed program, the vortex shedding around the fixed riser at  $Re = 3900$  was calculated, and the results were compared with the existing experimental and numerical data. Moreover, the vortex-induced vibration of a riser supported by a linear spring was numerically simulated while varying the spring constant. The results are compared with published direct numerical simulation (DNS) results. The present calculation results show that the numerical method is appropriate for simulating the vortex-induced motion of a riser, including lock-in phenomena.

### 1. 서 론

해양의 라이저는 와 유기에 의한 진동으로 구조적인 문제가 발생하기도 한다. 그러나 라이저는 매우 길고 가늘기 때문에 실험과 수치해석이 매우 어려운 문제가 있다. 길이가 매우 긴 라이저를 직접 수치적으로 해석하는 것은 현실적으로 불가능하기 때문에 대부분 짧은 영역만을 해석대상으로 연구를 진행하였다(Lysenko et al., 2012; Chen and Mercier, 2006). 라이저는 일반적으로 레이놀즈수  $10^5 \sim 10^7$  영역에서 운용되는데 높은 레이놀즈수에서 와류현상을 정교하게 해석하기 위하여 많은 연구들은 Large eddy simulation(LES)을 이용하여 수치해석을 수행하였다(Jung et al., 2012; Chen and Mercier, 2006; Chen et al., 2018; Lysenko et al., 2012). Reynolds averaged Navier-Stokes(RANS)모델은 와류현상에 의한 진동의 진폭을 과도하게 크게 해석하는 경향이 있어

적합하지 않은 것으로 알려져 있다(Catalano et al., 2003). 라이저의 짧은 부분만을 해석하는 것은 한계가 있으므로 Bao et al.(2016)은 높이 별로 몇 개의 얇은 영역을 동시에 해석하는 수치적 방법을 제안하였다. 각 높이별 영역의 라이저들은 연동하여 움직이게 되는데 라이저의 구조적 변형은 Linearized tensioned beam으로 가정하여 단순하게 해석하였다.

본 연구의 최종적인 목표는 높이에 따라 독립된 유동장을 해석하여 라이저 전체의 거동을 해석할 수 있는 수치해석 프로그램을 개발하는 것이고 본 논문에서는 그 중간단계로서 자유동요하는 라이저의 운동과 주위 유동을 해석하기 위한 수치적 기법을 개발하고 검증하는 것이다. 본 논문에서는 OpenFOAM을 이용하여 개발한 유동해석 프로그램의 수치적 방법을 설명하고 고정된 라이저와 Surge, Sway 운동이 자유로운 라이저의 와류현상을 해석하여 기존의 연구 결과와 비교하였다.

Received 16 August 2019, revised 4 October 2019, accepted 16 October 2019

Corresponding author Kwang-Leol Jeong: +82-70-8796-3022, kljeong@nextfoam.co.kr ORCID: https://orcid.org/0000-0002-2109-9287

It is noted that this paper is revised edition based on proceedings of KAOST 2019 in Jeju.

© 2019, The Korean Society of Ocean Engineers

This is an open access article distributed under the terms of the creative commons attribution non-commercial license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

## 2. 수치기법

### 2.1 속도와 압력의 연성

본 논문의 연구대상인 라이저 주변의 와유기 현상은 비압축성, 비정상, 단상유동 이므로 OpenFOAM의 표준솔버인 pimple DyMFoam으로 해석이 가능하다. OpenFOAM의 표준솔버는 질이 좋은 격자에서는 만족스러운 결과를 주지만 격자의 질에 따라 해석결과의 영향이 큰 단점을 갖고 있다. 이러한 문제를 해결하기 위해서 표준솔버의 압력 교정방법에 Rhie-Chow 보간법을 적용하였다. 지배방정식인 Navier-Stokes 방정식의 시간항을 Euler implicit으로 이산화 하게 되면 식 (1)과 같다. 식 (1)의  $S$ 는 면적,  $\rho$ 는 밀도,  $\Gamma$ 는 확산계수,  $p$ 는 압력,  $U$ 는 속도를 의미한다. 아래첨자  $f$ 는 격자면에서의 값,  $p$ 는 격자중심에서의 물리량을 의미하고, 위첨자  $n$ 은 현재의 시간단계,  $0$ 는 이전시간단계를 의미한다.

$$\frac{\rho U_p^n - \rho U_p^0}{dt} + \sum_f S_f \cdot (\rho U^0 U^n)_f - \sum_f S_f \rho \Gamma U^n \cdot (\nabla U^n)_f = -\frac{1}{\rho} \nabla(p^n)_p \quad (1)$$

현재 시간단계의 속도  $U_p^n$ 을 계산하기 위하여 이전 시간단계의 압력과 속도를 이용하여 중간시간단계  $U_p^*$  표현하면 식 (2)와 같이 표현할 수 있다. 위 첨자  $*$ 은 중간 시간단계를 의미한다.  $a_p$ 는  $U_p^*$ 의 계수,  $H$ 는  $U_0$ 를 독립변수로 갖는 함수,  $V_p$ 는 격자의 체적을 의미한다.

$$a_p U_p^* = H(U^0) - V_p (\nabla p^0)_p \quad (2)$$

임시속도  $U_p^*$ 에서 압력구배에 의한 효과를 제거하고 격자면의 임시 flux  $F^*$ 를 계산하면 식 (3)과 같다. 격자면의 임시 flux를 계산하는 Rhie-Chow 보간법에 대한 자세한 설명은 Rhie and Chow(1983)에서 찾아볼 수 있다.

$$F^* = \left[ U_p^* + \frac{V_p}{a_p} (\nabla p)_p \right] \cdot S_f \quad (3)$$

연속방정식을 만족시키기 위해서는 격자의 발산이 '0'이 되어야 하므로 발산이 '0'이 되는 압력을 포아송방정식 식 (4)를 이용하여 계산하였다.

$$\nabla \cdot \left( \frac{V_p}{a_p} (\nabla p^*) \right) = \sum_f F^* \quad (4)$$

계산된 압력을 이용하여 격자면의 Flux와 격자점의 속도를 식 (5)와 같이 보정할 수 있다. 보정된 격자면의 Flux와 속도를 이용하여 식 (3)-(5)의 과정을 1회 더 반복하여 현재 시간단계의 속도와 압력을 계산하였다. 지배방정식의 대류항은 제한자(Limiter)가 있는 2차 중심차분법으로 이산화 하였으며 확산항과

난류방정식의 이산화에는 2차 중심차분법을 이용하였다.

$$F^{**} = F^* - \frac{V_p}{a_p} |S_f| \vec{n} \cdot (\nabla p^*)_f \quad (5)$$

$$U_p^{**} = U_p^* - \frac{V_p}{a_p} (\nabla p^* - \nabla p)_p$$

개발된 프로그램을 검토하기 위하여 Fig. 1과 같이 이웃한 격자간의 크기차이가 큰 격자를 이용하여 원형실린더 주위 유동을 계산하였다. OpenFOAM에 포함된 프로그램(표준 솔버)과 개발된 프로그램으로 해석한 압력분포를 Fig. 2에 나타냈다. 표준솔버의 경우 격자 간 크기 차이가 커지는 영역에서 압력이 불연속으로 나타나는 데 반하여 본 연구에서 개발된 프로그램의 경우 매끄럽게 나타나는 것을 볼 수 있다.

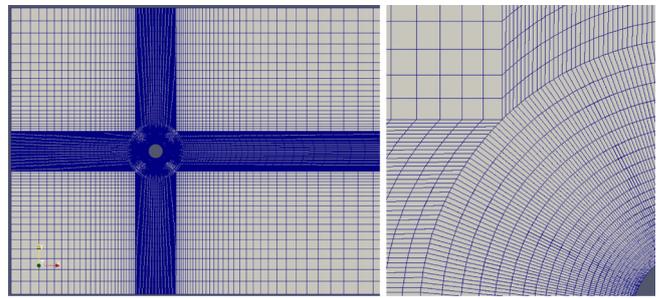
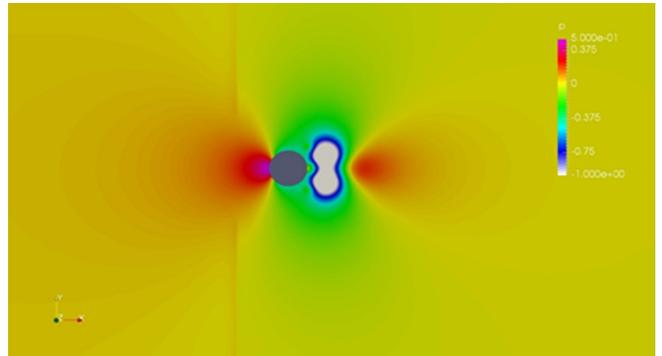
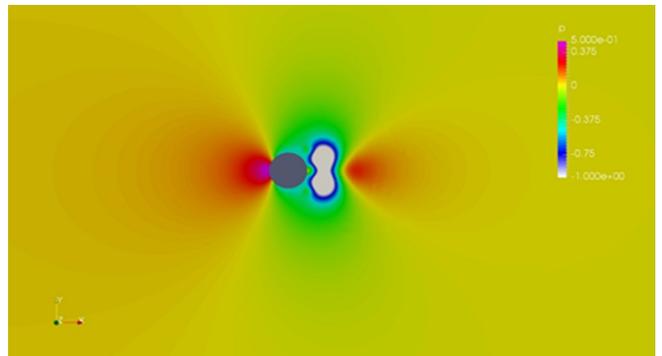


Fig. 1 2-D grid system for solver comparison



(a) standard solver



(b) developed solver

Fig. 2 Comparison of pressure and velocity fields of standard and developed solvers

2.2 난류모델

계산에 사용된 난류모델은 LES계열의 Dynamic  $k$  equation 모델(Kim and Menon, 1995)과 LES와 RANS가 혼합된  $k$ -Omega Shear stress transport(SST) Detached eddy simulation(DES) 모델(Menter et al., 2003)이다. Dynamic  $k$  equation 모델은 와점도 계산에 Smagorinsky 상수 대신 난류에너지 수송방정식으로 계산된 난류에너지를 사용하여 와점도를 계산하는 것이 가장 큰 특징이다. 난류에너지의 생성과 소산의 평형이 자연스럽게 만족되고 Non-local 효과와 History 효과가 해석에 고려되는 장점을 갖고 있다.  $k$ -Omega SST DES(Detached eddy simulation) 모델은 난류 Length scale이 Filter width보다 크면 RANS 모델인  $k$ -Omega SST 모델로 해석하고 Filter width보다 작으면 LES로 해석하는 난류모델이다. 난류모델은 OpenFOAM의 표준라이브러리를 이용하였다.

2.3 라이저 거동을 위한 동적격자

라이저가 자유운동을 하는 조건을 해석하기 위해서 라이저의 거동에 따라 격자가 변형되는 OpenFOAM의 동적격자를 적용하였다. 라이저에 가까운 격자점( $d < d_{near}$ )은 라이저와 동일하게 이동하고 라이저와 멀리 떨어진 격자점( $d > d_{far}$ )은 고정되어 이동하지 않도록 하였다. 중간격자점은 거리에 따라 식 (6)과 같이 보간하여 이동량을 결정하였다. 식 (6)의  $R$ 은 변위벡터를 의미한다. 격자점의 이동속도는 식 (7)과 같이 계산되고 식 (8)과 같이 격자점의 이동속도를 지배방정식과 수송방정식의 대류항의 속도에서 빼주어 격자의 이동을 고려할 수 있다.

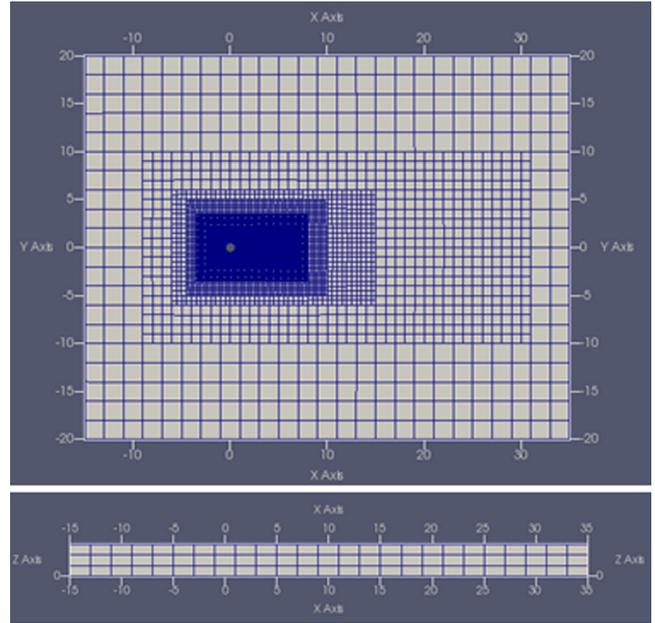
$$R = R_{riser} \cdot \frac{\cos\left(\frac{d - d_{near}}{d_{far} - d_{near}}\pi\right) + 1}{2} \quad (6)$$

$$U_{mesh} = (R^n - R^{n-1})/dt \quad (7)$$

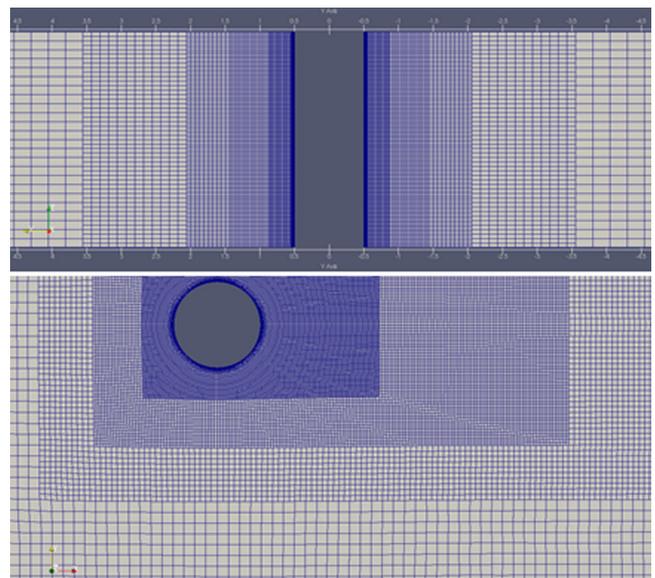
$$\frac{d}{dt} \int_V \phi dV + \int_S (U - U_{mesh}) \phi dS = \int_S q_\phi dS + \int_V s(\phi) dV \quad (8)$$

3. 고정된 라이저의 와유기

실험과 수치해석 결과가 많이 공개되어있는  $Re = 3900$ 에서 원형 라이저의 와유기 현상을 해석하였다. Fig. 3은 해석영역과 격자계를 보여준다. 해석영역의 높이는 와유기의 3차원적 현상이 나타날 수 있도록 설정해야 한다. 많은 연구들이 실린더 직경의 원주율( $\pi$ )배를 해석영역의 높이로 설정하였으며(Lysenko et al., 2012), 본 연구에서도 직경의  $\pi$ 배로 설정하였다. 격자는 OpenFOAM의 SnappyHexMesh를 이용하여 작성하였다. LES 모델은 일반적으로 벽함수를 쓰지 않으므로 라이저의 첫 번째 경계층 격자의 크기는  $y^+$ 가 1이 되도록 설정하였다. 이 경우 첫 번째 경계층 격자의 높이는 라이저 직경의 약 0.4%이다.  $k$ -Omega SST DES의 경우 벽함수를 사용할 수 있지만 본 연구에서는 동일한 격자를 이용하기 위하여 벽함수를 쓰지 않았다. 높이방향 격자의 수는 96개, 원주방향으로는 184개 이다. 전체 경계층 격자는 10개이고 전체 격자수는 3,270,060개이다. 시간간격은 라



(a) Calculation domain



(b) grid shape around the circular riser

Fig. 3 Calculation domain and grid system for fixed circular riser at  $Re = 3900$

이저 직경을 유입속도로 나누어 얻은 시간의 0.0025배로 설정하였다. 이 경우 최대 Courant 수는 약 0.4 정도로 낮게 유지할 수 있다. 라이저의 상부와 하부는 모든 물리량이 같도록 순환(Cyclic)경계조건을 주어 주기적인 유동 특성이 나타나도록 하였다.

Fig. 4는 라이저 표면의 압력계수의 시간평균 값을 공개된 실험/수치해석 결과와 비교한 그림이다. 본 연구에서 계산된 표면 압력 분포가 기존의 실험/수치해석에 근접한 결과를 보이고 있음을 볼 수 있다. Fig. 5는 라이저 뒤쪽 후류의 속도분포를 비교한 그림이다. 후류의 속도분포는 실험에 따라 다소 차이가 있지만 본 연구의 수치해석 결과가 비교적 최근인 Parnaudeau et al.

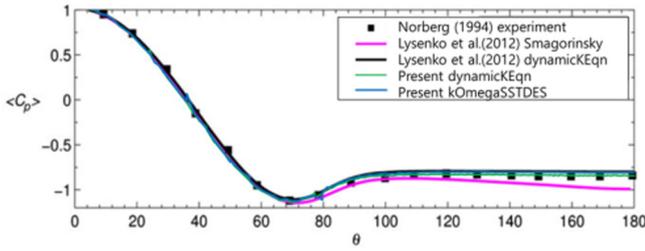


Fig. 4 Time averaged pressure coefficient distribution on the riser surface at  $Re = 3900$

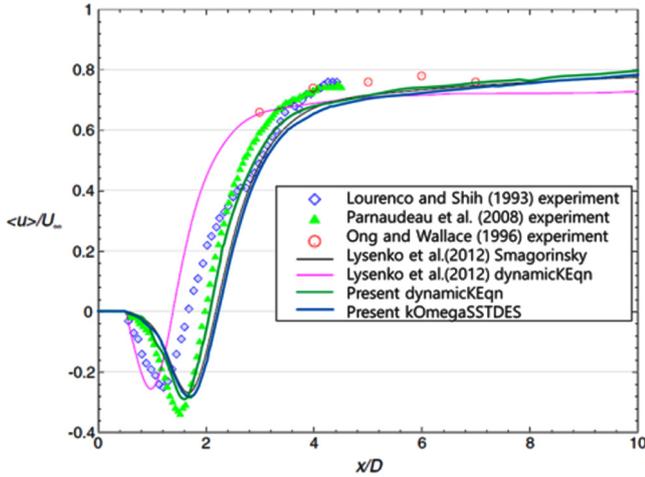


Fig. 5 Time averaged X-directional velocity distribution on the center plane at  $Re = 3900$

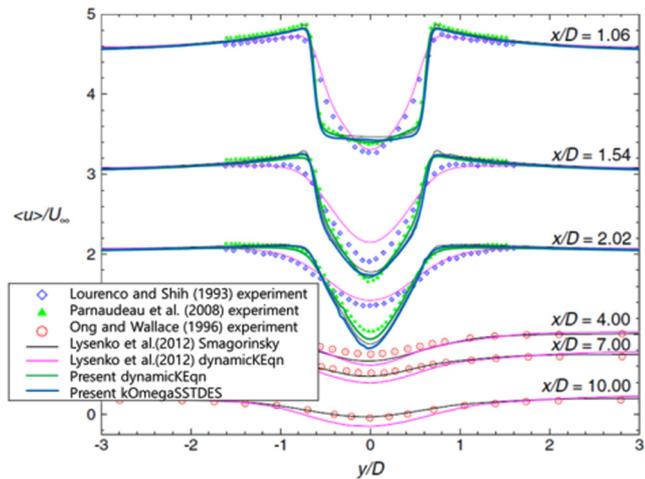


Fig. 6 Time averaged X-directional velocity distribution on each cross section at  $Re = 3900$

(2008)의 실험에 근접하는 것을 볼 수 있다. 압력분포와 속도분포를 통하여 Dynamic  $k$  equation 모델과  $k$ -Omega SST DES 모델 간의 우열은 뚜렷하게 나타나지 않는다. Lysenko et al.(2012)의 수치해석에서 Dynamic  $k$  equation 모델은 본 연구와 유사한 경향을 보이고 있으나 Smagorinsky 모델을 사용하는 경우 다소 차이가 있는 것을 볼 수 있다.

Fig. 6과 Fig. 7은 후류의 X-방향 속도와 Y-방향 속도의 분포

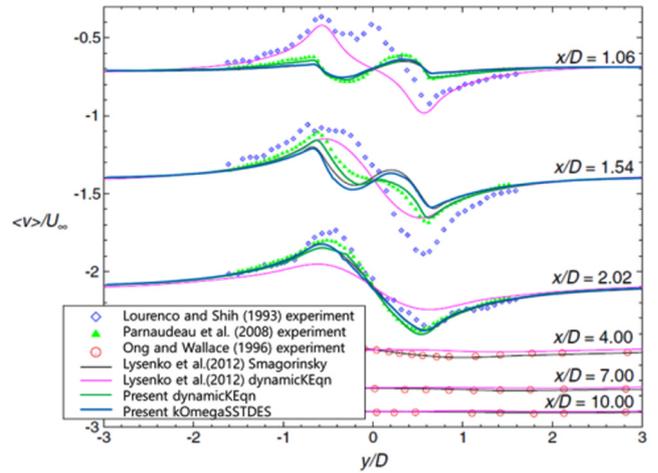


Fig. 7 Time averaged Y-directional velocity distribution on each cross section at  $Re = 3900$

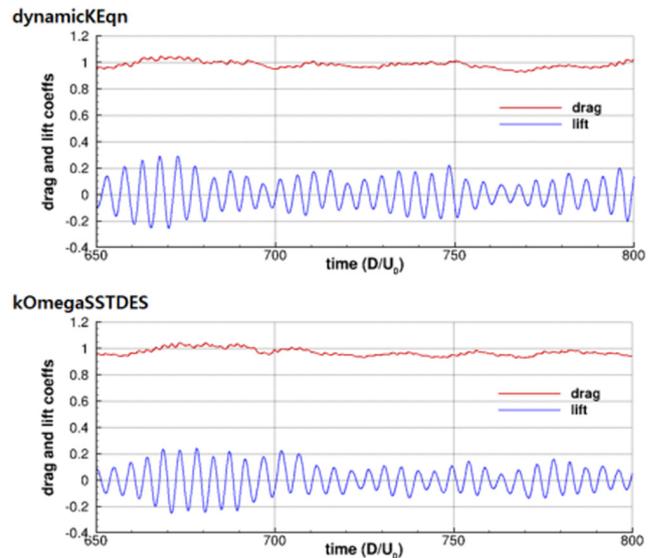


Fig. 8 Time histories of drag and lift coefficient

를 비교한 그림이다. 라이저로부터 직경의 3배 이상 떨어진 경우 격자의 크기가 커서 비교가 적절하지 않다고 생각하여 2.02 배 까지만 비교하였다. 전체적으로 Parnaudeau et al.(2008)의 실험과 잘 일치하는 것을 볼 수 있다. Lysenko et al.(2012)의 연구에서 dynamicKEqn 모델은 Parnaudeau et al.(2008)의 실험에 근접하고, Smagorinsky 모델은 Lourenco and Shih(1993)의 실험에 근접한 결과를 보이는 것처럼 난류모델에 따라 경향이 많이 다르게 나타난다.

Fig. 8은 라이저의 양력과 항력 계수의 시계열을 보여준다. 진폭이 일정하지는 않지만 주기적인 변동이 나타나는 것을 볼 수 있다. 시계열 자료를 이용하여 평균항력과 양력의 제곱평균제곱근(Root mean square, RMS), 스트로할수(Strouhal number,  $St$ )를 계산하여 기존의 연구결과들과 비교하면 Table 1과 같다. 항력과 양력, 스트로할수 모두 기존의 연구들의 범위에 있는 것을 볼 수 있다. 본 연구에서 개발된 수치기법이 고정된 라이저의 와유기 현상을 잘 모사하는 것으로 여겨진다.

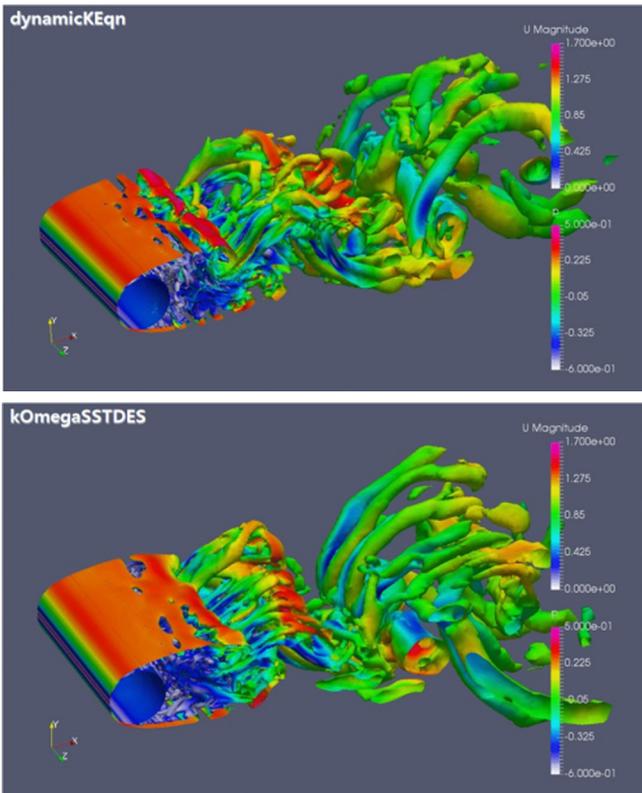
**Table 1** Comparison of drag and lift coefficient and Strouhal number with other research data

	Method	$C_d$	$C_l$ (RMS)	$St$
Present cal.	dynamicKEqn	0.985	0.115	0.211
	kOmegaSSTDES	0.975	0.103	0.211
Lysenko et al. (2012)	Smagorinsky	1.18	0.44	0.19
	dynamicKEqn	0.97	0.09	0.209
Lourenco and Shih (1993)	PIV	0.99	-	0.22
Ma et al. (2000)	DNS	0.84	-	0.22
Wornom et al. (2011)	LES	0.99	0.11	0.21
Ouvrard et al. (2010)	LES	0.94	0.092	0.22
Meyer et al. (2010)	LES	1.05	-	0.21
Norberg (1994, 2001)	Exp.	0.98	0.04-0.15	-

회전하는 주 와류(Primary vortex)와 유동 방향으로 회전하면서 길이가 늘어나는 갈비뼈 모양의 와(Rib-shape streamwise vortex)로 발전되는 현상이 잘 나타나고 있다. 유기된 와의 주기성과 갈비뼈 모양의 와가 길게 늘어나는 현상은  $k$ -Omega SST DES 모델에서 더 뚜렷하게 나타나고 있으며, Shear layer vortex의 흘림현상은 Dynamic  $k$  equation 모델에서 더 뚜렷하게 나타난다.

#### 4. 2-자유도 라이저의 Lock-in

고정된 라이저의 해석과 동일한 조건에서 라이저에 병진운동 자유도를 주어 라이저의 자유진동을 해석하였다. 해석에 사용된 난류모델은 Dynamic  $k$  equation 모델이다. 식 (9)는 운동방정식으로 이를 무차원화 하면 식 (10)과 같다. 식 (9)의  $Y$ 는 변위량을 의미하고,  $m$ 은 질량,  $c$ 는 감쇠계수,  $k$ 는 스프링상수이고 식 (10)의  $l$ 은 라이저의 길이를 의미한다. 라이저 거동에서 감쇠계수  $C$ 는 '0'이므로 질량비  $n$ 과 스프링의 강도를 나타내는 감쇠속도  $U^*$ 가 라이저의 거동에 주요한 인자가 된다. 본 연구에서는 Table 2와 같이 실린더와 같은 체적의 유체질량과 실린더 질량의 비(질량비)가 2이고 감쇠속도가 3과 6, 9인 조건에서 해석을 수행하였다.



**Fig. 9** ISO surface of  $Q = 0.5$  with velocity magnitude contour

Fig 9는  $Q = 0.5$ 인 면을 가시화한 그림이다.  $Q$ 는 와도(Vorticity)와 변형속도(Rate of strain)의 차이를 의미하고  $1/2\{tr(D)^2 - tr(D^2)\}$ 으로 계산된다.  $D$ 는 속도구배 텐서  $\partial u_i / \partial x_j$ 을 의미한다. 두 난류모델 모두 주기적인 와흘림 현상이 명확하게 나타나고 있으며, Shear layer에서 유기된 작은 와가 병합되면서 유동에 수직한 방향으로

$$m\ddot{Y} + c\dot{Y} + kY = F(t) \tag{9}$$

$$\ddot{y} + C\dot{y} + Ky = \frac{1}{2n} C_L \tag{10}$$

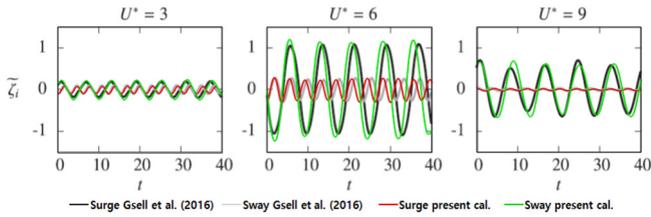
$$y = \frac{Y}{D}, C = 2\xi \left( \frac{2\pi}{U^*} \right), K = \left( \frac{2\pi}{U^*} \right)^2, n = \frac{m}{\rho\pi(0.5D)^2 l}$$

$$\xi = \frac{c}{2\sqrt{km}}, U^* = \frac{U}{f_n D}, f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}$$

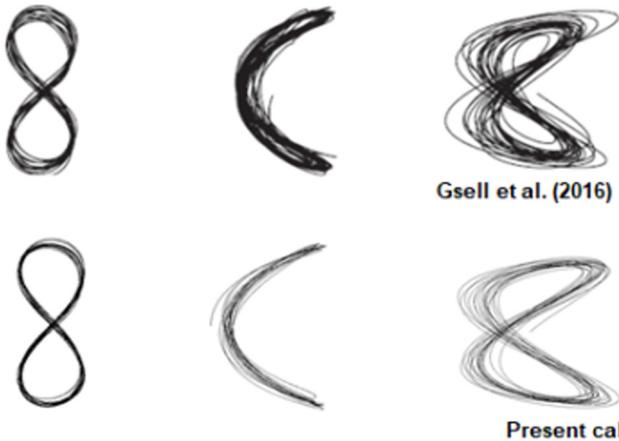
라이저의 변위 시계열을 Gsell et al.(2016)의 Direct numerical simulation(DNS) 결과와 비교하여 Fig. 10에 나타냈다.  $U^*$ 가 3인 조건에서는 정량적/정성적으로 기존의 연구결과와 매우 유사한 결과를 보이는 것을 볼 수 있다. 진폭이 가장 큰  $U^*$ 가 6인 조건에서는 주기가 다소 짧게 나타나지만 전체적으로 유사한 경향을 보이고 있다.  $U^*$ 가 9인 조건에서는 장주기의 변동이 지속적으로 발생하기 때문에 푸리에 변환으로 장주기 성분을 제거하여 나타냈다. 라이저의 진폭과 주기가 Gsell et al.(2016)의 DNS 해석 결과와 매우 유사함을 볼 수 있다. Fig. 10의 시계열 데이터로 라이저의 궤적을 나타내면 Fig. 11과 같다. Fig. 11은 궤적의 특성을 더 뚜렷하게 표현하기 위하여 가로세로비를 임의로 표현하였다.  $U^*$ 가 3인 경우 숫자 8에 가까운 형태로 운동하게 되고  $U^*$ 가 9인 경우에는 Surge운동이 매우 작아 sway 운동이 주로 나타나게 된다. Gsell et al.(2016)의 DNS 결과와 매우 유사

**Table 2** Computational conditions for lock-in simulation of riser

$U^*$	3	6	9
$K$	21.635	5.409	2.404
$n$		2	



**Fig. 10** Comparison of time history of riser displacement with Gsell et al. (2016)



**Fig. 11** Comparison of trajectory of riser with Gsell et al. (2016) (not at scale)

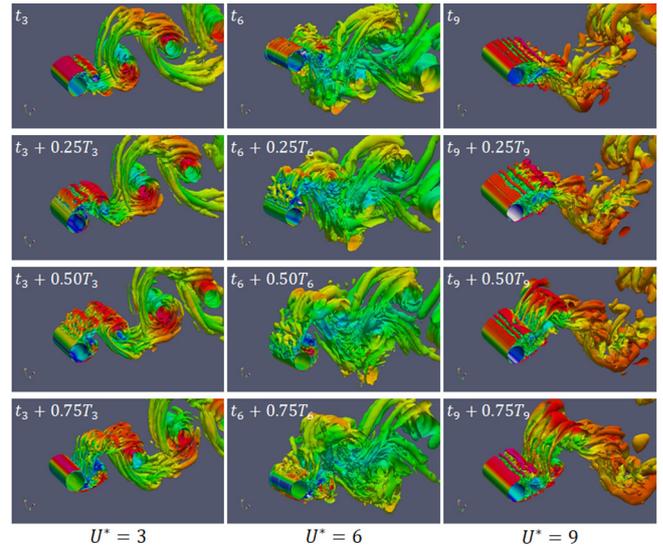
**Table 3** Drag and lift coefficient and Strouhal number in each condition

$U^*$	3	6	9
$C_d$	1.720	3.075	1.2273
$C_l$ (RSM)	2.697	1.771	0.021
St	1.03	0.83	0.76

한 경향을 보이는 것을 볼 수 있다. 본 연구의 해석 방법이 라이저 거동에 적합한 것으로 생각된다.

Table 3은 각 감소속도에서 항력과 양력, 스트로할 수를 보여 준다.  $U^*$ 가 6인 조건에서 항력이 가장 크게 나타나고  $U^*$ 가 3인 조건에서 양력이 가장 크게 나타난다.

Fig. 12는 진동하는 라이저 주위 와류의 한 주기 동안의 형상을  $Q = 0.5$  ISO 면으로 표현한 그림이다. 고정된 라이저에 비하여 와가 더 넓게 분포하게 되고 와의 주기성이 더 뚜렷하게 나타난다. 라이저의 변위가 최대가 되는 지점에서 와 홀림이 발생하기 때문에 유동방향에 수직한 주 와류의 간격이 폭 방향으로 넓게 나타나고 서로 회전방향이 반대인 주 와를 연결하는 갈비뼈 모양의 와가 더 길게 나타나는 특징이 있다. Sway 운동의 진폭이 가장 작은  $U^*$ 가 3인 조건에서는 와의 구조가 가장 단순한 형태를 보이고 진폭이 큰  $U^*$ 가 6인 조건에서 구조가 가장 복잡하게 나타난다. Surge 운동의 진폭이 작은  $U^*$ 가 9인 조건에서는 가장 늦게 3차원적 와류 특성이 나타나는 것을 볼 수 있다.  $U^*$ 가 3인 조건에서 Cross-flow 방향의 진폭이 더 크게 나타남에



**Fig. 12** ISO surface of  $Q = 0.5$  with velocity magnitude contour for 2-DoF riser

도  $U^*$ 가 9인 조건에서 3차원적 특성이 늦게 나타나는 것으로 보아 In-line 방향의 운동이 와류의 3차원적 특성에 큰 영향을 미치는 것으로 생각된다.

### 5. 결 론

본 논문에서는 라이저의 와유기진동과 그로인한 라이저의 거동을 해석하기 위한 유동해석 프로그램을 소스코드가 공개된 전산유체역학(Computational fluid dynamics, CFD) 라이브러리인 OpenFOAM을 이용하여 개발하였다. 수치해석 프로그램의 정도를 향상시키기 위하여 압력교정 방법에 Rhi-Chow interpolation을 적용하여 해석 정도가 향상된 것을 확인하였다.

$Re = 3900$ 에서 고정된 원형 라이저의 와유기 현상을 Dynamic  $k$  equation 모델과  $k$ -Omega SST DES 모델로 해석하여 기존의 연구 결과와 비교하여 검증하였다. 정량적/정성적으로 기존의 연구 결과들과 잘 일치하고 정성적 특성들을 잘 보여주는 것으로 판단된다. Dynamic  $k$  equation 모델과  $k$ -Omega SST DES 모델 모두 정량적으로 근사한 결과를 보여주고 있어 두 모델 모두 라이저의 와유기 해석에 적합한 것으로 생각된다.

와유기에 의한 2 자유도 라이저의 진동을 해석하고 기존의 DNS 해석결과와 비교하여 검증하였다. 진폭이 매우 큰 경우 DNS 해석 결과에 비하여 주기가 약간 짧아지는 결과가 나오지만 전체적으로 진폭과 주기가 기존의 DNS 결과와 유사한 것을 확인하였다. 라이저 이동에 의하여 격자점이 이동하여도 와의 생성과 발달과정이 미끄럽게 해석되어 본 연구에서 적용된 OpenFOAM의 동적격자 알고리즘이 자유동요하는 라이저 해석에 적합한 것으로 판단된다.

본 연구에서는 라이저의 짧은 영역만을 해석 대상으로 하였다. 향후, 본 연구의 결과를 발전시켜 높이별로 다수의 유체영역을 동시에 해석하고 각 유체영역의 해석결과를 구조해석과 연동하기 위한 수치적 방법을 연구할 것이다.

## 후 기

본 논문은 선박해양플랜트연구소의 주요사업인 ‘초심해역용 라이저(SLWR) 설계엔지니어링 핵심기술 개발’에 의해 수행 되었습니다(PES3060).

## References

- Bao, Y., Palacios, R., Graham, M., Sherwin, S., 2016. Generalized Thick Strip Modelling for Vortex-induced Vibration of Long Flexible Cylinders. *Journal of Computational Physics*, 321, 1079-1097. <https://doi.org/10.1016/j.jcp.2016.05.062>
- Catalano, P., Wang, M., Iaccarino, G., Moin, P., 2003. Numerical Simulation of the Flow around a Circular Cylinder at High Reynolds Numbers. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 24(4), 463-469. [https://doi.org/10.1016/S0142-727X\(03\)00061-4](https://doi.org/10.1016/S0142-727X(03)00061-4)
- Chen, H.C. Liu, X. Liu, F., Lou, M., 2018. Optimal Design of Two-dimensional Riser Fairings for Vortex-induced Vibration Suppression Based on Genetic Algorithm. arXiv:1801.03792, Cornell University.
- Chen, H.C., Chen, C.R., Mercier, R.S., 2006. CFD Simulation of Riser VIV. OTRC Project Final Report, MMS Project Number 481.
- Gsell, S., Bourguet, R., Braza, M., 2016. Two-degree-of-freedom Vortex-induced Vibration of a Circular Cylinder at  $Re = 3900$ . *Journal of Fluids and Structures*, 67, 156-172. <https://doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2016.09.004>
- Jung, J.H., Yoon, H.S., Choi, C.Y., Chun, H.H., Park, D.W., 2012. Large Eddy Simulation of Flow around Twisted Offshore Structure with Drag Reduction and Vortex Suppression. *Journal of the Society of Naval Architecture of Korea*, 49(5), 440-446. <https://doi.org/10.3744/SNAK.2012.49.5.440>
- Kim, W.W., Menon, S., 1995. A New Dynamic One-Equation Subgrid-scale Model for Large Eddy Simulations. 33<sup>rd</sup> Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno USA, 356. <https://doi.org/10.2514/6.1995-356>
- Lourenco, L.M., Shih, C., 1993. Characteristics of the Plane Turbulent Near Wake of a Circular Cylinder; A Particle Image Velocity Study. Technical Report TF-62, CTR Annual Research Briefs, NASA Ames/Stanford University.
- Lysenko, D.A., Ertesvag, I.S., Rian, K.E., 2012. Large-Eddy Simulation of the Flow over a Circular Cylinder at Reynolds Number 3900 Using the OpenFOAM Toolbox. *Flow Turbulence Combust*, 89(4), 491-518. <https://doi.org/10.1007/s10494-012-9405-0>
- Ma, X., Karamanos, G.S., Karniadakis, G.E., 2000. Dynamics and Low-dimensionality of a Turbulent Near Wake. *Journal of Fluid Mechanics*, 410, 29-65. <https://doi.org/10.1017/S0022112099007934>
- Menter, F.R., Kuntz, M., Langtry, R., 2003. Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model. *Turbulence, Heat and Mass Transfer*, 4, 625-632.
- Meyer, M., Hickel, S., Adams, N.A., 2010. Assessment of Implicit Large-eddy Simulation with a Conservative Immersed Interface Method for Turbulent Cylinder Flow. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 31(3), 368-337. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2010.02.026>
- Norberg, C., 1994. An Experimental investigation of the Flow around a Circular Cylinder: Influence of Aspect Ratio. *Journal of Fluid Mechanics*, 258, 287-316. <https://doi.org/10.1017/S0022112094003332>
- Norberg, C., 2001. Flow around a Circular Cylinder: Aspects of Fluctuating Lift. *Journal of Fluids and Structures*, 15(3-4), 459-469. <https://doi.org/10.1006/jfls.2000.0367>
- Ouvard, H., Koobus, B., Dervieux, A., Salvetti, M.V., 2010. Classical and Variational Multiscale LES of the Flow around a Circular Cylinder on Unstructured Grids. *Computers & Fluids*, 39(7), 1083-1094. <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2010.01.017>
- Parnaudeau, P., Carlier, J., Heitz, D., Lamballais, E., 2008. Experimental and Numerical Studies of the Flow over a Circular Cylinder at Reynolds Number 3900. *Physics of Fluids*, 20(8), 085101. <https://doi.org/10.1063/1.2957018>
- Rhie, C.M., Chow, W.L., 1983. Numerical study of the Turbulent Flow Past an Air Foil with Trailing Edge Separation. *AIAA Journal*, 21(11), 1525-1532. <https://doi.org/10.2514/3.8284>
- Wornom, S., Ouvard, H., Salvetti, M.V., Koobus, B., Dervieux, A., 2011. Variational Multiscale Large Eddy Simulations of the Flow Past a Circular Cylinder: Reynolds Number Effects. *Computers and Fluids*, 47(1), 44-50. <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2011.02.011>

# Analysis of Shear Behavior and Fracture Characteristics of Plywood in Cryogenic Environment

Young-Moo Son<sup>ID\*</sup>, Jeong-Dae Kim<sup>ID\*</sup>, Hoon-Kyu Oh<sup>ID\*\*</sup>, Yong-Tai Kim<sup>ID\*\*</sup>,  
Seong-Bo Park<sup>ID\*\*</sup> and Jae-Myung Lee<sup>ID\*</sup>

\*Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Pusan National University, Busan, Korea  
\*\*Research Institute, Hyundai Heavy Industries Co. Ltd, Seoul, Korea

## 극저온 환경 하 플라이우드의 전단 거동 및 파손 특성 분석

손영무<sup>ID\*</sup> · 김정대<sup>ID\*</sup> · 오훈규<sup>ID\*\*</sup> · 김용태<sup>ID\*\*</sup> · 박성보<sup>ID\*\*</sup> · 이제명<sup>ID\*</sup>

\*부산대학교 조선해양공학과  
\*\*현대중공업(주) 선박연구소

**KEY WORDS:** Liquefied gas storage tank 액화가스 저장탱크, Cryogenic 극저온, Plywood 플라이우드, Shear Behavior 전단거동, Fracture characteristic 파손특성

**ABSTRACT:** Plywood is a laminated wood material where alternating layers are perpendicular to each other. It is used in a liquefied natural gas (LNG) carrier for an insulation system because it has excellent durability, a light weight, and high stiffness. An LNG cargo containment system (LNG CCS) is subjected to loads from gravity, sloshing impact, hydrostatic pressure, and thermal expansion. Shear forces are applied to an LNG CCS locally by these loads. For these reasons, the materials in an LNG CCS must have good mechanical performance. This study evaluated the shear behavior of plywood. This evaluation was conducted from room temperature (25 °C) to cryogenic temperature (-163 °C), which is the actual operating environment of an LNG storage tank. Based on the plywood used in an LNG storage tank, a shear test was conducted on specimens with thicknesses of 9 mm and 12 mm. Analyses were performed on how the temperature and thickness of the plywood affected the shear strength. Regardless of the thickness, the strength increased as the temperature decreased. The 9 mm thick plywood had greater strength than the 12 mm thick specimen, and this tendency became clearer as the temperature decreased.

### 1. 서 론

최근 조선해양산업 분야에서 국제해사기구에서의 NOx와 SOx와 같은 대기오염 배출가스 규제에 인하여 친환경 에너지인 액화천연가스(Liquefied natural gas, LNG)를 연료로 사용하기 위해 활발하게 움직이고 있다. 이로 인하여 액화천연가스 추진선에 대한 연구와 개발이 지속되고 있으며, 천연가스 운반선의 수요 역시 급격하게 증가하고 있다. 천연가스 운반선은 동일한 공간 내에 더 많은 천연가스를 적재하기 위해 압력 0.1MPa에서 -163°C의 온도로 액화시켜 부피를 1/600로 줄여 효율적으로 저장 및 운송한다. 이러한 LNG 화물창 내의 극저온 환경 유지를 위해 LNG CCS(Cargo containment system)를 구비하여 기화로 인한 손실량을 최소화 한다. 천연가스 운반선에서 기화량은 경제적인 측면에서 가장 중요시 되는 부분으로 많은 연구가 진행되

고 있다. 현재 LNG CCS는 Membrane type이 널리 이용되고 있으며, Mark-III type과 NO96 type을 주로 사용한다.

Mark-III type은 1차 방벽으로 오스테나이트 계 스테인리스 강(SUS304L)을 주로 사용하고 열 변형 방지를 위해 주름진 형상으로 제작하며, 단열패널로 강화 폴리우레탄 폼(Reinforced polyurethane foam, RPUF)과 플라이우드를 사용한다. 2차 방벽은 금속 복합시트로 구성 된 Triplex가 사용되고, 2차 방벽과 선체 사이에 단열 패널층, 마스틱이 위치한다. NO96은 1차 방벽, 2차 방벽, 36% 니켈합금강을 사용한 Invar steel과 함께 펠라이트로 구성된 플라이우드 단열패널로 이루어져있다.

최근 스테인리스 강과 폴리우레탄 폼과 같은 LNG CCS에 사용되는 재료에 대해 많은 실험과 연구가 진행되고 있다(Park et al., 2016). LNG 화물저장탱크 내에서 유체의 정수압, 자중이 발생하고, 또한 운송 과정에서 액체화물의 슬로싱(Sloshing)으로

Received 29 May 2019, revised 10 October 2019, accepted 16 October 2019

Corresponding author Jae-Myung Lee: +82-51-510-2342, jaemlee@pusan.ac.kr ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-8096-4306>

© 2019, The Korean Society of Ocean Engineers

This is an open access article distributed under the terms of the creative commons attribution non-commercial license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

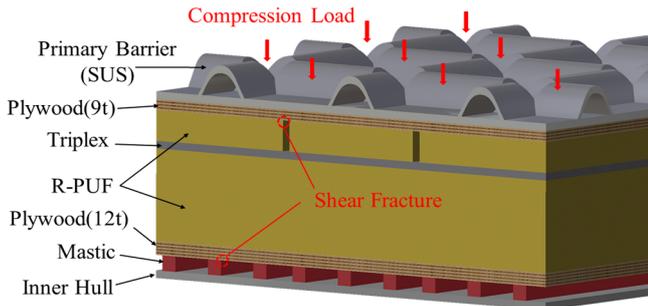


Fig. 1 LNG Mark-III type and location of shear fracture



Fig. 2 Shear fracture of plywood in Mark-III type

인한 충격력이 단열시스템에 작용한다. 뿐만 아니라 LNG 저장용기는 상온(25°C)에서부터 극저온(-163°C)까지 매우 넓은 온도범위에서 운용이 되기 때문에 열에 의한 수축과 팽창이 반복해서 발생한다. 이 때, LNG 저장탱크를 구성하는 단열시스템의 각 재료는 서로 다른 고유의 수축 및 팽창률을 가진다. 폴리우레탄 폼의 경우 높은 수축 및 팽창률을 가지고(Yang et al., 2007), 플라이우드와 스테인리스 강은 폴리에탄 폼에 비해 상대적으로 낮으며, Invar Steel의 경우 열 수축이 거의 발생을 하지 않는다(Clark, 1968). 그 결과, 각 재료의 열 수축 및 팽창 차이로 하중이 발생한다. 이러한 환경에서 플라이우드에 압축 및 인장이 발생하며, 순수 일축하중 외에 전단하중 역시 동반하게 된다. 특히 Mark-III Type에서는 Fig. 1과 같이 마스틱과 접착하는 부분에서 전단으로 인한 파손이 발생하게 되기 때문에 선급 규정에서 플라이우드의 전단 파손에 대해서 명시하고 있다.

또한 NO96 type은 Plywood box를 사용하므로 파손에 대비한 강도 확보가 필수적이다(Park and Lee, 2018).

그러므로 플라이우드의 기계적 강도 평가는 필수적이고, 특히 극저온 환경 하 재료의 거동에 대한 분석이 진행되어야 한다. 플라이우드에 대한 연구 역시 진행된 바 있으나 극저온 환경에서의 연구는 부족하며, 특히 극저온에서 전단성능에 대한 평가는 진행된 바 없다. Fig. 2는 실제 플라이우드가 전단력에 의해 파손이 발생한 것이다. 이러한 현상이 발생하기 때문에 전단파손에 대한 평가가 필수적이며(Kuo et al., 2009), 본 연구에서 전단성능 및 파손특성에 대한 분석을 진행하였다.

## 2. 실험

### 2.1 실험 대상 및 장비

LNG 선박 운용 환경 하에서 플라이우드의 전단성능을 평가하는 것이 본 연구의 목적이다. 플라이우드는 얇은 목재판을 나뭇결의 방향이 각 층마다 직교가 되도록 0°와 90°로 접착제를

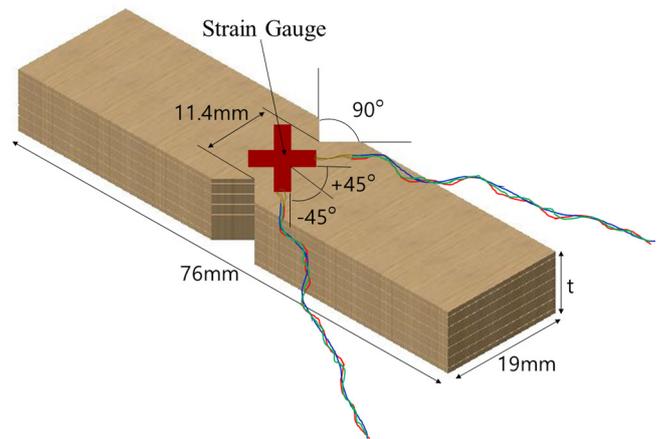


Fig. 3 Test specimen dimension and strain gauge position

이용하여 겹겹이 쌓아 올린 직교 이방성 경질재료이다. 이러한 재료 특성을 고려하여 복합재료 전단성능평가 표준시험 규격인 ASTM D5379-12를 바탕으로 시험편을 목재판으로부터 가공하였다.

Fig. 3은 시험편 형상 및 규격을 도식화한 것이다. Mark-III type에서는 1차 방벽과 마스틱에 각각 9mm와 12mm의 두께 플라이우드를 부착한다. 이를 바탕으로 본 실험에서 역시 9mm와 12mm의 플라이우드에 대한 전단성능 및 파손특성을 분석하였다. 본 연구에서는 Melamine-urea-formaldehyde(MUF) 접착제를 이용하여 목재판 각 층을 서로 직교하게 부착한 판을 이용하였다. 9mm 시편의 경우 총 7겹, 12mm 시편의 경우 총 9겹의 목재판을 결합한 재료이다.

전단시험을 위해 복합재용 재료만능시험기(Universal testing machine, UTM)를 사용하였다. 실험 온도를 낮추기 위해서 액화 질소가스(LN2)를 사용하였으며, 온도 유지를 위해 극저온용 챔버를 사용하였다. 표점에 대한 변형률을 측정하기 위해서 극저온용 스트레인 게이지를 이용하였다.

### 2.2 실험 조건

본 연구는 LNG 저장용기 단열시스템에 사용되는 플라이우드의 재료성능 평가로, 실제 운용되는 상온(25°C)에서부터 극저온(-163°C)까지의 온도를 고려하여 실험을 진행하였다. 두 구간 사

Table 1 Shear test scenario

Material	Thickness [mm]	Temperature [°C]
Plywood	9	25
		-20
		-65
		-110
		-163
	12	25
		-20
		-65
		-110
		-163

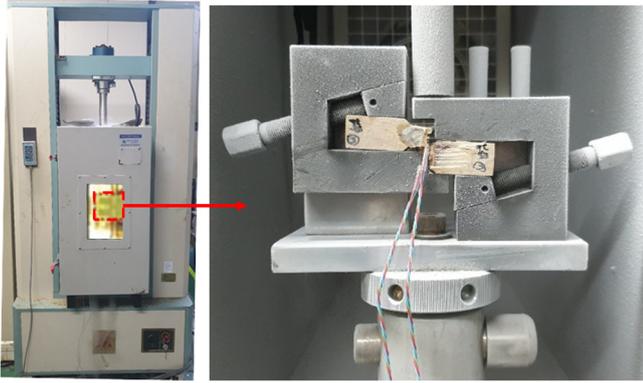


Fig. 4 Plywood shear specimen and experiment apparatus

이 -20°C -65°C -110°C 대한 실험을 진행하여 온도에 따른 플라이우드 거동을 분석하였다. 시편 두께는 9mm,와 12mm 두 가지로 선정하였으며, 이는 Mark-III type에서 각각 1차 방벽 및 마스틱 부분에 접촉되는 플라이우드 두께에 해당된다.

Fig. 4는 실제 플라이우드 전단시험 사진으로, 변형률 속도는 ASTM D5379-12를 바탕으로 UTM cross head 변위 속도 2mm/min에 대해 실험을 진행하였다. 시편자체 온도 역시 해당 실험 온도와 동일하게 하기위해 1시간동안 충분한 예비 냉각을 진행하였다. 극저온용 스트레인게이지(CFLA-3-350-11)를 사용하여 표점 변위를 측정하였고 DAQ(Data acquisition) System에서 변형률 데이터를 추출하였다. 스트레인게이지는 Fig. 3과 같이 +45° 방향과 -45° 방향으로 서로 직교하게 부착을 하였고, 측정된 변형률에 대한 절대값의 합이 최종 변형률이 된다. 각 실험은 5회 반복하였으며, 값이 가장 큰 경우와 작은 경우를 제외한 나머지 3개의 결과에 대해서 평균을 구하였다.

### 3. 실험 결과 및 분석

#### 3.1 전단 실험 결과

Fig. 5와 Fig. 6은 25°C 에서부터 -163°C 까지 UTM을 사용하여 얻은 전단 시험 결과로, 9t와 12t 플라이우드의 변위에 따라 작용한 하중 값을 나타낸 것이다. 하중이 최대인 지점이 항복점으로, 항복전의 영역이 탄성구간, 항복점에서의 강도가 전단강도이다. 항복점 이후 소성 구간으로, 플라이우드의 파손이 본격적으로 발생을 한다. 파손으로 인하여 급격한 하중 저하가 발생하고 완전한 파손에 이른다. 온도가 낮아질수록 항복에 이르는 변위가 감소하고, 완전한 파손에 도달하는 변위 역시 감소하는 결과를 얻었다. 저온으로 갈수록 각각의 섬유 층 사이에서 균열 및 박리현상이 발생하게 되는데, 이로 인하여 균열 진전이 급격하게 발생하기 때문에 나타나는 현상의 결과로 판단된다(Choi and Sankar, 2007).

정확한 전단탄성계수 값을 구하기 위해서, 표점에서의 변위를 측정해야하기 때문에 스트레인 게이지를 사용하여 변형률 값을 얻었다. Fig. 3과 같이 두 개의 스트레인 게이지를 +45°방향과 -45°방향으로 직교하게 부착하여 변형률 값을 측정하였다. +45° 방향의 스트레인 게이지는 수축으로 감소하는 변형률을 가지고, -45°방향의 스트레인 게이지는 팽창으로 증가하는 변형률을 가진다. 이를 고려하여 시편 표점에 대한 최종 변형률( $\gamma_i$ )은 두 스

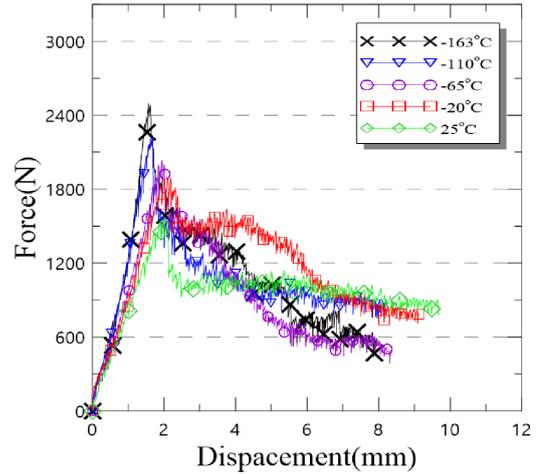


Fig. 5 Shear force-displacement behavior of 9t plywood

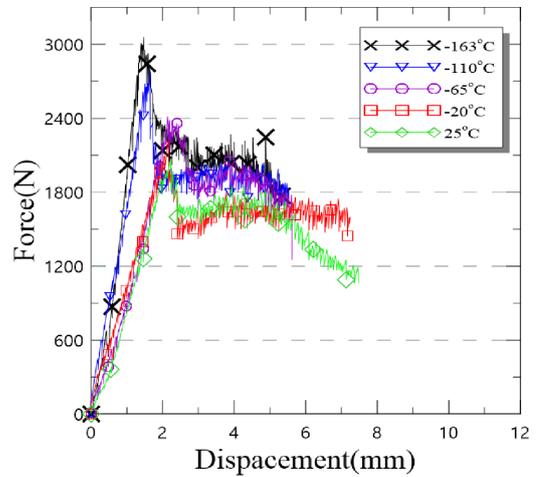


Fig. 6 Shear force-displacement behavior of 12t plywood

트레인 게이지 간의 절대값의 합으로, 아래와 같이 구할 수 있다(Khashaba, 2004).

$$\gamma_i = |\epsilon_{+45^\circ}| + |\epsilon_{-45^\circ}| \quad (1)$$

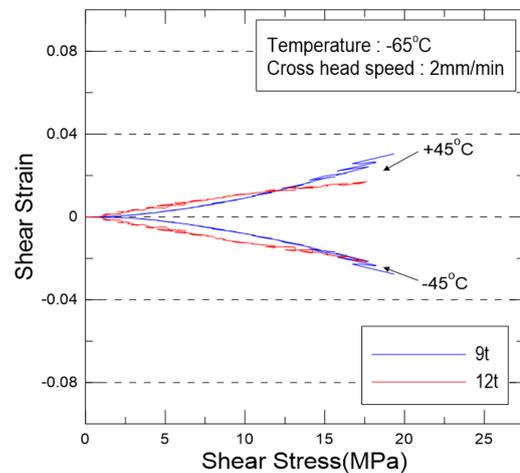
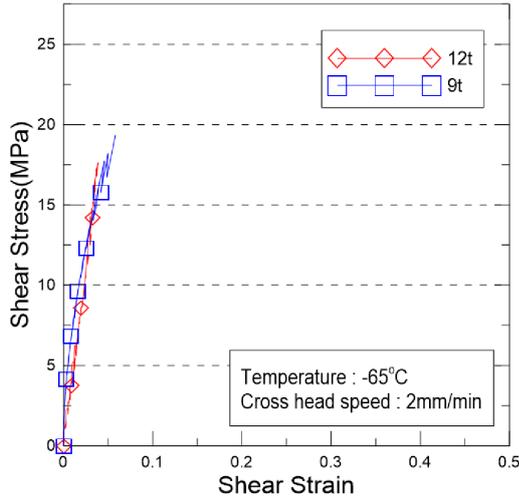


Fig. 7 Shear strain measured by +45° strain gauge and -45° strain gauge (-65 °C)



**Fig. 8** Relation of strain-stress in elasticity region measured by strain gauge (-65 °C)

스트레인 게이지에서 측정된 변형률과 UTM에서 플라이우드 에 작용한 하중값을 고려하여 탄성 구간에서의 선형 기울기를 구하여 탄성계수를 도출하였다.

Fig. 7은 동일시간에 탄성영역 내 UTM으로 측정된 하중을 통해 구한 응력에 대한 두 개의 스트레인 게이지 측정값이며, Fig. 8은 두 스트레인 게이지에서 측정된 값으로 최종 응력-변형률 관계로 나타낸 것이다.

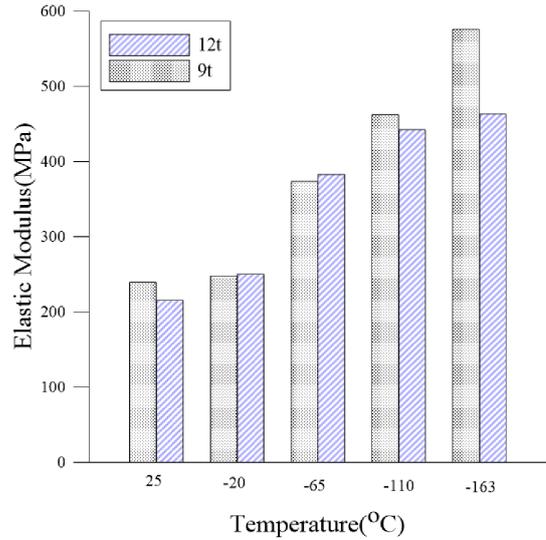
**3.2 결과 분석 및 파손특성**

Fig. 9는 스트레인 게이지를 통해 얻은 변위를 바탕으로 온도에 따라 9mm, 12mm 시편의 전단탄성계수를 나타낸 결과이다. 가장 큰 값과 작은 값을 제외한 3번의 실험 결과에 대한 값을 평균값을 구하였다. 플라이우드의 두께와 상관없이 전단탄성계수는 증가하는 결과를 얻었다. 탄성계수는 9t는 극저온에서 상온에 비해 약 140% 증가하였고, 12t는 상온 대비 약 115% 증가하였다.

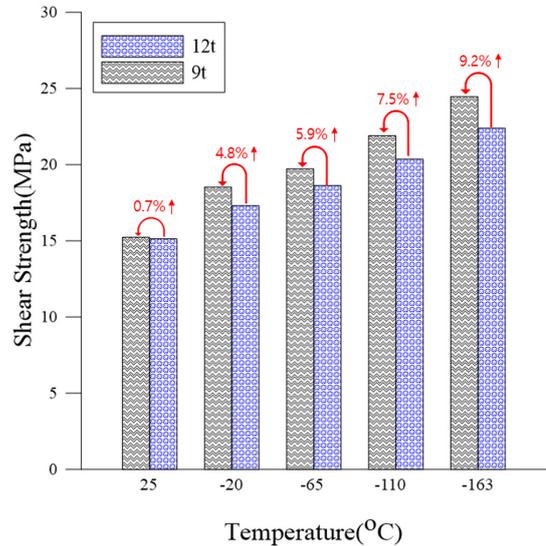
Fig. 10에서 전단강도 역시 온도가 낮아질수록 증가하는 결과를 얻었다. 9t의 경우 극저온에서 상온보다 약 60% 향상하는 결과를 얻었으며, 12t의 경우 상온에서보다 약 48%향상하는 결과를 얻었다.

저온으로 갈수록 분자와 원자 간의 결합을 이루는 힘이 증가하게 된다(Barron, 1985). 또한 접착제의 강도 역시 저온으로 갈수록 증가를 하게 되고(Kim et al., 2018), 플라이우드의 목재 내부 셀이 함유하고 있는 수분이 저온으로 가면서 얼음 결정 형성을 하며, 이로 인해 강도향상을 유발한다는 연구 결과들이 있다(Green et al., 1999). 이러한 요인들로 인해 본 플라이우드 실험에서 저온으로 갈수록 강도가 증가하는 결과를 유발한 것으로 예상되며, 탄성계수는 탄성구간에서의 강도 대비 변형률의 값이므로 강도 증가는 탄성계수 증가에도 영향을 준다. 또한 실험 결과를 보면 항복까지의 변형 값이 감소하는 결과가 나타나는데 이 역시 탄성계수의 증가에 원인이 된다.

-20°C -65°C에서 탄성계수가 9mm 시편이 12mm 시편보다 더 낮은 값을 가지는 결과를 얻었다. 이는 다른 온도에서와 12mm



**Fig. 9** Elastic modulus of plywood at each temperature



**Fig. 10** Shear strength comparison between 9t and 12t at each temperature

시편이 더 낮은 값을 가지는 것과 상반되는 결과이다. 이는 수분에 대한 영향으로 판단된다. 물의 어는점인 0°C 이후로 플라이우드 결정 내부의 수분이 결정화가 되고 이로 인해 적은 변위에도 얼음 결정이 플라이우드 전체의 균열을 유발하여 파손을 일으키는 것으로 판단된다. 9mm시편보다 12mm가 수분을 많이 가지고 있기 때문에 이러한 요인에 더 크게 작용하는 것으로 판단된다. -110°C가 넘어가는 극저온 구간에서는 수분의 영향뿐만 아니라 MUF 접착제, 수축률 차이 영향을 급격하게 받으므로 다시 9mm 시편에서 탄성계수가 높아지는 결과를 얻은 것으로 판단된다.

Fig. 10은 9t, 12t 플라이우드의 전단강도를 각 온도별로 비교를 한 것이다. 일반적으로 동일한 재료는 단면적과 상없이 동일한 항복응력 값을 가진다. 그러나 본 연구에서는 전단강도가 모든 온도에서 9t 플라이우드가 12t 플라이우드 보다 높은 결과를 얻었다. 이는 적층형 구조로 이루어진 플라이우드의 재료

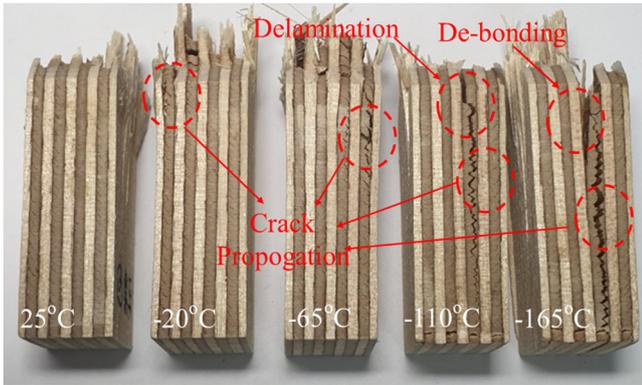


Fig. 11 Shear fracture of plywood at each temperature

특성에 의한 것이다. 단순 균일한 재료라면 두께의 영향이 없이 일정한 항복응력 값을 가지지만, 본 연구의 경우 각 층마다 전단거동에 영향을 미치는 특성을 고려하여야 하며, 특히 각 층을 부착시키기 위해 사용한 접착제가 전체적인 플라이우드의 기계적 강도에 큰 영향을 미치게 된다. 이러한 요인으로 플라이우드는 두께가 두꺼워질수록 전단강도가 낮아지는 결과를 얻었다. 각 온도별 플라이우드의 두께에 따른 전단강도는 상온에서 9t가 12t 보다 0.7% 높은 결과를 얻었으며, 온도가 낮아질수록 점점 더 큰 차이가 발생을 하며, 극저온(-163°C)에서는 9.2% 차이가 발생을 하였다.

저온으로 갈수록 두께별 차이가 크게 발생하는데 가장 큰 요인으로 MUF 접착제이다. MUF 접착제는 온도가 낮아질수록 접착능력이 저하가 되어 하중을 받을 때 플라이우드의 각 층에서 de-bonding 현상을 유발하게 된다(Kim et al., 2018). 또한, 적층된 구조의 플라이우드에서 층간 박리현상 역시 나타난다(Arswendy and Moan, 2015). 더 많은 층으로 구성된 두께가 두꺼운 플라이우드는 MUF의 de-bonding 현상과 층간 박리현상이 많이 발생하기 때문에(Kim et al., 2015) 더 큰 강도 저하가 발생한다. 추가적으로, 온도가 낮아질수록 재료에 수축 현상이 발생을 하는데, 각 재료는 고유의 수축률을 가진다. 목재와 MUF Resin의 수축률 차이로 인하여 저온으로 갈수록 플라이우드 전체 구조에 균열이 더 많이 발생하는 것으로 판단된다(Moubarik et al., 2009). Fig. 11은 온도에 별 플라이우드 전단 파손 형상으로, 저온으로 갈수록 균열이 심하게 발생하여 파단 하는 결과를 확인할 수 있고, 저온으로 갈수록 두께에 의한 전단강도의 차이가 크게 발생하는 결과를 발생시킨다.

#### 4. 결 론

본 논문에서는 LNG CCS에 사용되는 플라이우드에 대한 전단성능평가를 진행하였다. LNG CCS에 사용되는 9mm, 12mm 두께에 대한 평가를 진행하였으며, 상온(25°C)에서부터 -20°C, -65°C, -110°C를 거쳐 실제 운용온도인 극저온(-163°C)까지 전단거동 평가를 진행하였고, 결과는 아래와 같다.

(1) 전단시험에서, 플라이우드는 온도가 낮을수록 항복에 이르는 변형률이 감소를 하며, 전단강도와 탄성계수는 상승하였다. 이는 분자와 원자 간의 결합력이 강해지고, 목재 섬유 내 수

분의 결빙, 접착제 자체의 강도 향상이 요인으로 작용한 결과로 판단된다.

(2) 플라이우드가 두꺼워질수록 전단강도의 값이 감소하는 경향이 나타났다. 각 층을 접착하는 형태로 제작되는 재료 특성상 두꺼워질수록 더 많은 MUF 접착제를 사용하여 강도저하를 유발한다. 또한 층간 박리현상으로 강도가 감소하는 결과를 유발한다.

(3) 온도가 낮아질수록 9t와 12t의 전단강도의 차이가 크게 발생하였다. 온도가 낮아지면서 MUF 접착제의 성능 저하로 층간 de-bonding현상이 발생한다. 층간 박리현상 역시 더 많이 발생하며 각 재료의 다른 수축률로 인한 전체적인 플라이우드 구조 균열을 유발한다. 저온으로 갈수록 뚜렷한 현상이 발생하며, 두꺼운 시편에서 더 많이 발생하기 때문에 두께에 따른 플라이우드의 전단강도 차이는 온도가 낮아질수록 더 많이 발생한다.

본 실험에서 상온에서 극저온 환경까지의 온도별 플라이우드의 전단거동과 파손특성을 분석하였고, 두께별로 전단강도가 다소 차이는 결과를 얻었으며 파손특성을 바탕으로 원인을 분석하였다. 이를 바탕으로 LNG CCS를 포함한 플라이우드 구조물 설계 시, 플라이우드의 재료특성을 고려하여 두께에 따른 성능의 변동성에 대한 평가 필요성을 제시한다.

향후 본 연구를 바탕으로 MUF 접착제의 저온 환경에서의 접착강도, 접착 성능 특성에 대한 연구를 진행하고 플라이우드에 미치는 수분에 대한 추가 연구를 병행 후 이를 바탕으로 플라이우드의 두께 및 온도에 따른 정확한 기계적 성능 및 파손특성을 제시하여 정확한 LNG CCS 설계에 적용할 것이다.

#### 후 기

이 논문은 부산대학교 기본연구지원사업(2년)에 의하여 연구되었음.

#### References

- Arswendy, A., Moan, T., 2015. Strength and stiffness assessment of an LNG containment system - Crushing and buckling failure analysis of plywood components. *Engineering Failure Analysis*, 48, 247-258.
- Barron, R.F., 1985. *Cryogenic systems*. 2<sup>nd</sup> Edition, Clarendon Press, Oxford.
- Choi, S., Sankar, B.V., 2007. Fracture toughness of transverse cracks in graphite/epoxy laminates at cryogenic conditions. *Composites Part B: Engineering*, 38(2), 193-200.
- Clark, A.F., 1968, Low temperature thermal expansion of some metallic alloys, *Cryogenics*, 8, 282-289.
- Green, D.W., Evans, J.W., Logan, J.D., Nelson, W.J., 1999. Adjusting modulus of elasticity of lumber for changes in temperature. *Wood Engineering*, 49(10), 82-94.
- Khashaba, U.A., 2004. In-plane shear properties of cross-ply composite laminates with different off-axis angles. *Composite Structures*, 65(2), 167-177.

- Kim, J.H., Choi, S.W., Park, D.H., Park, S.B., Kim, S.K., Park, K.J., Lee, J.M., 2018. Effects of cryogenic temperature on the mechanical and failure characteristics of melamine-urea-formaldehyde adhesive plywood. *Cryogenics*, 91, 36-46.
- Kim, J.H., Park, D.H., Lee, C.S., Park, K.J., Lee, J.M., 2015. Effect of cryogenic thermal cycle and immersion on the mechanical characteristics of phenol-resin bonded plywood. *Cryogenics*, 72, 90-102.
- Kuo, J.F., Campbell, R.B., Hoie, S.M., Rinehart, A.J., Sandstrom, R.E., Yung, T.W., 2009. LNG tank sloshing assessment methodology – The new generation. *International Journal of Offshore and Polar Engineering*, 19, 241-253.
- Moubarik, A., Pizzi, A., Allal, A., Charrier, F., Charrier, B., 2009. Cornstarch and tannin in phenol-formaldehyde resins for plywood production. *Industrial Crops and Products*, 30, 188-193.
- Park, S.B., Lee, C.S., Choi, S.W., Kim, J.H., Bang, C.S., Lee, J.M., 2016. Polymeric foams for cryogenic temperature application: Temperature range for non-recovery and brittle-fracture of microstructure. *Composite Structures*, 136, 258-269.
- Park, Y.I., Lee, J.H., 2018. Buckling strength of GTT NO96 LNG Carrier cargo containment system. *Ocean Engineering*, 154, 43-58.
- Yang, C.G., Xu, L., Chen, N., 2007. Thermal expansion of polyurethane foam at low temperature. *Energy Conversion and Management*, 48, 481-485.

# Nonlinear Dynamic Analysis of Steel Lazy Wave Riser using Lumped Mass Line Model

Seunghoon Oh<sup>1</sup>\*, Jae-Hwan Jung<sup>2</sup>\*, Byeongwon Park<sup>3</sup>\*, Yong-Ju Kwon<sup>4</sup>\* and Dongho Jung<sup>5</sup>\*

\*Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering, Daejeon, Korea

## 집중질량 라인모델을 이용한 Steel Lazy Wave Riser의 비선형 동적 해석

오승훈<sup>1</sup>\* · 정재환<sup>2</sup>\* · 박병원<sup>3</sup>\* · 권용주<sup>4</sup>\* · 정동호<sup>5</sup>\*

\*한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소

**KEY WORDS:** Lumped mass line model 집중질량 라인모델, Explicit method 명시적 방법, Dynamic simulation 동적 시뮬레이션, Numerical code 수치코드, Steel lazy wave riser(SLWR) 심해 라이저

**ABSTRACT:** In this study, the numerical code for the 3D nonlinear dynamic analysis of an SLWR (Steel Lazy Wave Riser) was developed using the lumped mass line model in a FORTRAN environment. Because the lumped mass line model is an explicit method, there is no matrix operation. Thus, the numerical algorithm is simple and fast. In the lumped mass line model, the equations of motion for the riser were derived by applying the various forces acting on each node of the line. The applied forces at the node of the riser consisted of the tension, shear force due to the bending moment, gravitational force, buoyancy force, riser/ground contact force, and hydrodynamic force based on the Morison equation. Time integration was carried out using a Runge-Kutta fourth-order method, which is known to be stable and accurate. To validate the accuracy of the developed numerical code, simulations using the commercial software OrcaFlex were carried out simultaneously and compared with the results of the developed numerical code. To understand the nonlinear dynamic characteristics of an SLWR, dynamic simulations of SLWRs excited at the hang-off point and of SLWRs in regular waves were carried out. From the results of these dynamic simulations, the displacements at the maximum bending moments at important points of the design, like the hang-off point, sagging point, hogging points, and touch-down point, were observed and analyzed.

### 1. 서 론

천해에서 심해로 해양자원의 개발이 진행됨에 따라 심해 환경에서 효율적으로 활용 가능한 생산시스템의 연구가 주목받고 있다. 특히 유정과 해양 부유생산구조물을 연결하는 장치인 라이저는 해양 석유 및 가스 생산을 위한 필수 시스템으로서 시추 및 생산에 투입되는 대부분의 해양 구조물에 적용된다. 라이저 시스템은 해상 작업 환경에 따라 라이저의 종류 및 설계가 달라질 수 있기 때문에 효율적인 설계가 필수적이다. 심해 석유 및 가스 생산에서는 경제적 효율성이 높은 Steel catenary riser (SCR)가 널리 적용되고 있다. SCR은 상부 해양구조물의 동적 운동에 기인한 라이저/지반 접촉 지점의 피로손상과 수심 증가로 인한 과도한 상부 장력 때문에 특정수심 이상에서 적용이 어려운 것으로 알려져 있다.

상기 언급된 SCR의 문제점을 보완하기 위하여 라이저 일정

부분에 부력제(Buoyancy module)를 설치한 Steel lazy wave riser (SLWR)가 개발되었고 적용 가능성이 검토되고 있다. SLWR은 부력제를 통해 라이저 상부장력을 감소시킬 뿐만 아니라 부유 구조물 운동에 기인한 라이저 동적 응답을 완화시켜 라이저/지반 접촉으로 인한 피로손상을 저감시킨다(Wang and Duan, 2015; Kim, 2016).

최근 SLWR의 연구는 설계 관점의 적용성 검토 및 최적화가 주를 이루고 있다(Kim, 2016; Yoo and Joo, 2017; Park et al., 2017; Park et al., 2018; Park et al., 2019). 이와 달리 SLWR 해석 기법에 대한 연구가 상대적으로 드물다(Ruan et al., 2016). SLWR은 라이저의 유연체 특성에 부력제와 지반의 영향으로 기하학적인 비선형성이 강하며 이를 정확히 고려할 해석 기법은 효율적인 설계를 위해 필수적이다. 최근에 수행된 정적 해석 기법에 대한 연구로는 Li(2010)의 현수선 이론을 적용한 추정법, Wang et al.(2013)과 Wang and Duan(2015)이 개발한 유한차분법

Received 7 August 2019, revised 29 August 2019, accepted 16 October 2019

Corresponding author Dongho Jung: +82-42-866-3962, dhjung@kriso.re.kr ORCID: https://orcid.org/0000-0002-7265-8034

© 2019, The Korean Society of Ocean Engineers

This is an open access article distributed under the terms of the creative commons attribution non-commercial license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

을 이용한 추정법이 있으며 국내에는 Oh et al.(2018)에 의해 수행된 동적 이완법을 이용한 추정법이 있다. 최근 수행된 동적 해석기법 대한 연구로는 Ruan et al.(2016)에 의해 수행된 유한요소법과 Wang et al.(2018)에 의해 수행된 유한차분법을 이용한 SLWR의 동적해석 기법 연구가 있지만 이 또한 관련된 연구가 드물다.

라이저와 계류삭은 세장체로 유한요소법을 이용한 해석이 주를 이룬다. 계류삭의 동적해석을 위해 Kim et al.(2010)과 Kim et al.(2013)의 비선형 유한요소법에 대한 연구가 지속적으로 진행되고 있다. 동일한 방법론을 통한 SLWR의 동적해석이 Oh et al.(2019)에 의해 수행되었으며 비선형 유한요소법의 수렴성 향상을 위해 동적이완법의 정적형상을 활용하는 기법이 제안되었다. 유한요소법과 마찬가지로 집중질량 라인모델(Lumped mass line model)에 의한 해석 기법도 세장체의 정적/동적해석에 많이 활용되고 있다. van den Boom et al.(1987)과 Hall and Goupee (2015)에 의해 유연 라이저와 계류삭 해석을 위한 집중질량 라인모델 해석기법이 개발되어 활용된 바 있다. 집중질량 라인모델은 명시적 해석법으로 유한요소법과 달리 행렬연산이 없어 알고리즘이 단순하고 계산속도가 빠르다고 알려져 있다(Hall and Goupee, 2015).

본 연구에서는 이러한 장점에 주목하여 포트란 환경에서 집중질량 라인모델을 이용하여 SLWR의 3차원 비선형 동적해석을 위한 코드를 개발하였다. 집중질량 라인모델에서는 라인의 각 절점에 작용하는 장력, 굽힘 모멘트에 의한 전단력, 중력, 부력, 라이저/지반 접촉력 그리고 Morison 방정식을 기반한 유체력을 반영하여 라이저의 운동방정식을 구성한다. 시간적분은 안정적이고 정확성이 높은 Runge-Kutta 4차 방법을 이용하였다. 개발된 코드의 정확성을 확인하기 위하여 상용 소프트웨어인 Orcflex의 결과와 비교 검증하였다. SLWR의 비선형적 동적 특성을 파악하기 위하여 상부 연결부(Hang-off point)의 전후 및 상하가진 해석과 규칙과 중 동적해석을 수행하였다. 수행된 동적해석의 결과에서 SLWR의 설계상 주요지점으로 알려진 상부 연결부, 최대 새깅 및 호깅 지점 그리고 터치다운 영역 굽힘 모멘트 최대 지점의 변위는 물론 장력과 굽힘 모멘트의 시계열을 관찰하고 SLWR의 동적특성을 분석하였다.

## 2. SLWR 비선형 동적해석을 위한 집중질량 라인모델

SLWR 비선형 동적해석을 수행하기 위해 집중질량 라인모델을 도입하였다. 집중질량 라인모델에서는 Fig. 1과 같이  $N$ 개의 라인과  $N+1$ 의 절점으로 이산화 한다(Hall and Goupee, 2015; Oh et al., 2018). 우수좌표계로  $z$ 축이 수면의 상방을 향하도록 정의하였다. 각 절점  $X_i$ 는  $i$ 의 지점에서  $[x_i, y_i, z_i]^T$ 와 같은 3차원 벡터로 정의된다. 각 라인은  $i+1/2$ 위치에서 정의되며 외경(Outer diameter), 내경(Inner diameter), 건조중량(Dry weight), 굽힘 강성(Bending rigidity), 축 강성(Axial rigidity), 장력의 감쇠 계수 및 내부 유체 밀도(Inner fluid density)가 정의된다.

상기 정의된 물성치들을 통해 Fig. 2와 같이 각 라이저 절점에 작용하는 장력과 축 방향에 대한 감쇠력, 굽힘 모멘트에 의

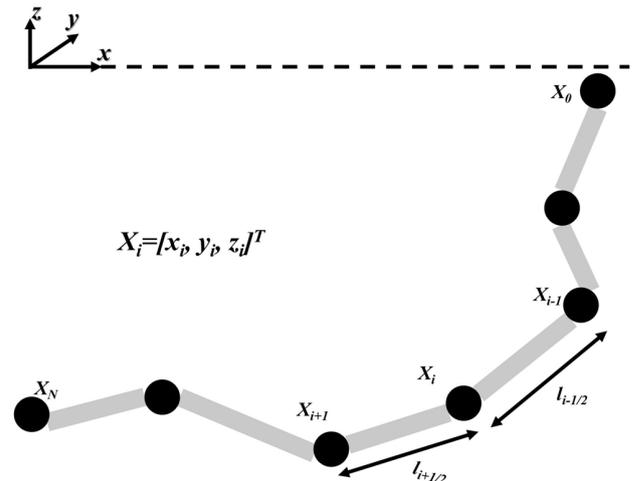


Fig. 1 Schematic diagram of riser discretization and indexing

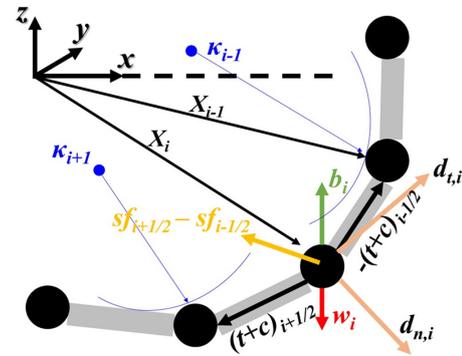


Fig. 2 Schematic diagram of internal and external riser force

한 전단력과 같은 내력과 중력, 부력, 라이저/지반 접촉력 그리고 Morison 방정식을 기반한 유체력과 같은 외력들을 3차원 벡터로 정의할 수 있다.

장력  $t_{i+1/2}$ 는 식 (1)과 같이 정의할 수 있다(Hong and Huh, 2000; Hall and Goupee, 2015; Oh et al., 2018).

$$t_{i+1/2} = EA \left( \frac{1}{l_{i+1/2}} - \frac{1}{\|X_{i+1} - X_i\|} \right) (X_{i+1} - X_i) + (pA_{out} - p_{in}A_{in})_{i+1/2} \frac{(X_{i+1} - X_i)}{\|X_{i+1} - X_i\|} \quad (1)$$

여기서  $EA$ 는 축 강성,  $p$ 와  $p_{in}$ 는 라이저 외부와 내부의 정수압 그리고  $A_{out}$ 와  $A_{in}$ 는 라이저 외경을 지름으로 하는 단면적과 내경을 지름으로 하는 단면적을 의미한다. 유연체로 음의 장력( $\|X_{i+1} - X_i\| < l_{i+1/2}$ )이 있는 경우에는 축강성의 장력을 0으로 정의하였다. 축방향에 대한 감쇠력 또한 Hall and Goupee (2015)의 정의에 따라 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$c_{i+1/2} = \frac{C_{int}A}{l_{i+1/2}} \frac{[(X_{i+1} - X_i) \cdot (\dot{X}_{i+1} - \dot{X}_i)]}{\|X_{i+1} - X_i\|} \left( \frac{X_{i+1} - X_i}{\|X_{i+1} - X_i\|} \right) \quad (2)$$

여기서  $C_{int}$ 는 축방향 감쇠계수이다.

전단력  $sf_{i+1/2}$ 는 van den Boom et al.(1988)의 정의에 따라 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$sf_{i+1/2} = \frac{\partial m_{bd}}{\partial s} = \frac{1}{l_{i+1/2}} [G - H] \quad (3)$$

where

$$G = \frac{m_{bd,i+1} (\vec{bv}_{i+1} \times (X_{i+1} - X_i))}{\| \vec{bv}_{i+1} \times (X_{i+1} - X_i) \|}$$

$$H = \frac{m_{bd,i} (\vec{bv}_i \times (X_{i+1} - X_i))}{\| \vec{bv}_i \times (X_{i+1} - X_i) \|}$$

여기서  $m_{bd,i+1}$ 는 절점에서 정의된 굽힘 모멘트 그리고  $\vec{bv}_{i+1}$ 는 굽힘 모멘트의 방향벡터로 식 (4)와 같이 정의된다.

$$\vec{bv}_{i+1} = (X_{i+1} - X_i) \times (X_{i+2} - X_{i+1}) \quad (4)$$

굽힘 모멘트는 식 (5)로 정의되며 각 절점에서 곡률의 계산이 필요하다. 본 연구에서는 효율적인 계산을 위해 Menger 곡률을 사용하였고 식 (6)을 이용하여 계산할 수 있다. 본 연구의 대상인 라이저는 요소 단위의 급격한 곡률 변화가 발생하는 경우가 드물기 때문에 행렬연산 없이 3 point로 계산되는 Menger 곡률의 사용이 타당한 것으로 판단된다(Oh et al., 2018).

$$m_{bd,i} = \frac{EI}{R} = EI \cdot \kappa_i \quad (5)$$

$$\kappa_i = \frac{4S}{a \cdot b \cdot c} \quad (6)$$

여기서  $EI$ 는 라인에서 정의된 굽힘 강성을 의미하며 삼각형의 넓이  $S$ , 절점 간의 거리  $a$ ,  $b$ ,  $c$ 는 Fig. 3과 같이 정의된다.

습윤중량(Wet weight)에 의한 체적력은 Oh et al.(2018)의 정의에 따라 식 (7)과 같이 부력 그리고 라이저의 내부유체의 중량과 건조중량(Dry weight)에 의한 체적력의 상관관계로 표현되며 각 체적력은 라인  $i+1/2$ 에서 정의되므로 식 (8)-(10)과 같이 평균을 이용하여 절점  $i$ 에서 정의할 수 있다.

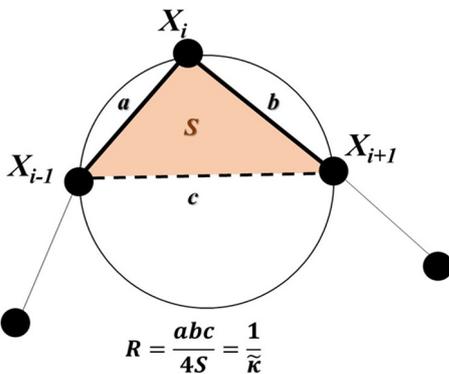


Fig. 3 Schematic diagram of Menger curvature

$$w_i = w_{buoy,i} + w_{dry,i} + w_{inner,i} \quad (7)$$

$$w_{buoy,i} = \frac{1}{2} (w_{buoy,i+1/2} + w_{buoy,i-1/2}) \hat{e}_z \quad (8)$$

$$= \frac{1}{2} \rho_w g \frac{\pi}{4} (D_{outer,i+1/2}^2 + D_{outer,i-1/2}^2) \hat{e}_z$$

$$w_{inner,i} = -\frac{1}{2} (w_{inner,i+1/2} + w_{inner,i-1/2}) \hat{e}_z \quad (9)$$

$$= -\frac{1}{2} \rho_{in} g \frac{\pi}{4} (D_{inner,i+1/2}^2 + D_{inner,i-1/2}^2) \hat{e}_z$$

$$w_{dry,i} = -\frac{1}{2} (w_{dry,i+1/2} + w_{dry,i-1/2}) \hat{e}_z \quad (10)$$

여기서  $\rho_w$ 는 해수 밀도(1,025kg/m<sup>3</sup>),  $\rho_{in}$ 는 내부 유체의 밀도,  $D_{outer,i+1/2}$ 는 외경,  $D_{inner,i+1/2}$ 는 외경 그리고  $g$ 는 중력가속도(9.807m/s)를 의미하고  $\hat{e}_z$ 는  $z$ 방향의 단위벡터이다.

지반에 작용하는 수직 반력은 식 (11)로 정의할 수 있다.

$$b_i = A_{con} (z_{bottom} - z_i) k_b \hat{e}_z \quad (11)$$

여기서  $A_{con}$ 은 접촉면적  $z_{bottom}$ 은 해저지면 그리고  $k_b$ 는 해저의 단위 면적당 강성을 의미한다.

라이저에 작용하는 유체력은 Morison 방정식을 이용하여 계산할 수 있으며 본 연구에서는 Hall and Goupee(2015)의 정의에 따라 유체력을 계산하였다. 유체 입자와 라이저의 상대 수직속도에 의한 항력은 식 (12)와 같이 나타낼 수 있다.

$$d_{n,i} = \frac{\rho_w}{2} \frac{((C_{dn} dl)_{i-1/2} + (C_{dn} dl)_{i+1/2})}{2} \| V_{n,Rel,i} \| V_{n,Rel,i} \quad (12)$$

where

$$V_{n,Rel,i} = (v_{p,i} - \dot{X}_i) - ((v_{p,i} - \dot{X}_i) \cdot \hat{q}_i) \hat{q}_i$$

여기서  $C_{dn}$ 은 항력계수를 나타내며  $v_{p,i}$ 는 절점에서의 유체 입자 속도를 나타낸다.  $\hat{q}_i$ 는 절점의 근사 접선단위벡터로 식 (13)과 같이 정의된다.

$$\hat{q}_i = \frac{X_{i+1} - X_{i-1}}{\| X_{i+1} - X_{i-1} \|} \quad (13)$$

유체 입자와 라이저의 상대 접선속도에 의한 항력 또한 식 (14)와 같이 정의할 수 있다.

$$d_{t,i} = \frac{\rho_w}{2} \frac{\pi ((C_{dt} dl)_{i-1/2} + (C_{dt} dl)_{i+1/2})}{2} \| V_{t,Rel,i} \| V_{t,Rel,i} \quad (14)$$

where

$$V_{t,Rel,i} = ((v_{p,i} - \dot{X}_i) \cdot \hat{q}_i) \hat{q}_i$$

여기서  $C_{dt}$ 은 마찰계수를 나타낸다.

유체 입자의 가속도에 의한 유체력은 식 (15)와 같이 정의할 수 있다.

$$af_{n,i} = \frac{\rho_w \pi}{4} \frac{((C_M d^2 l)_{i-1/2} + (C_M d^2 l)_{i+1/2})}{2} \| a_{n,i} \| a_{n,i} \quad (15)$$

where

$$a_{n,i} = (a_{p,i}) - (a_{p,i} \cdot \hat{q}_i) \hat{q}_i$$

여기서  $C_M$ 은 관성력계수를 나타내며  $a_{p,i}$ 는 절점에서의 유체 입자 가속도를 나타낸다.

라이저의 절점의 3차원 운동방정식을 구성하기 위하여 절점의 질량을 식 (16)과 같이 3×3 행렬로 정의할 수 있다.

$$[M]_i = \frac{(M_{dry} + \frac{\rho_{in} l \pi D_{inner}^2}{4})_{i+1/2} + (M_{dry} + \frac{\rho_{in} l \pi D_{inner}^2}{4})_{i-1/2}}{2} [I] \quad (16)$$

여기서  $[I]$ 는 3×3 단위행렬(Identity matrix)를 나타낸다.

라이저 가속도에 의한 부가질량은 Hall and Goupee(2015)의 정의에 따라 식 (17)과 같이 3×3 행렬로 나타낼 수 있다.

$$[m]_i = \frac{\rho_w \pi ((d^2 l)_{i-1/2} + (d^2 l)_{i+1/2})}{2 \cdot 4} [[C_{an,mat}]_i + [C_{at,mat}]_i] \quad (17)$$

where

$$[C_{an,mat}]_i = \frac{C_{an,i-1/2} + C_{an,i+1/2}}{2} ([I] - \vec{q}_i \vec{q}_i^T)$$

$$[C_{at,mat}]_i = \frac{C_{at,i-1/2} + C_{at,i+1/2}}{2} (\vec{q}_i \vec{q}_i^T)$$

여기서  $C_{an}$ 과  $C_{at}$ 는 수직방향과 접선방향의 부가질량을 나타낸다.

상기 정의된 질량, 부가질량 및 라이저에 작용하는 내력과 외력을 기반으로 라이저 절점의 3차원 운동방정식을 식 (18)과 같이 구성할 수 있다.

$$[[M]_i + [m]_i] \ddot{X}_i = t_{i+1/2} - t_{i-1/2} + c_{i+1/2} - c_{i-1/2} + sf_{i+1/2} - sf_{i-1/2} + w_i + b_i + d_{n,i} + d_{t,i} + af_{n,i} \quad (18)$$

라이저의 운동방정식은 2계 상미분방정식으로 안정성 및 정확성에서 우수한 Runge-Kutta 4차 시간적분 방법을 적용하였다.

### 3. 수치계산 및 결과

SLWR은 부력제로 인한 기하학적 비선형성이 강하기 때문에 정확한 정적형상(Static configuration)에서 비선형 동적해석이 수행되는 것이 수치적으로 효율적이다. 본 연구에서는 Oh et al. (2018)의 연구에서 적용한 동적이완법을 3차원으로 확장하여 정적형상을 추정하였다. SLWR의 동적특성을 확인하기 위하여 상부 연결부의 전후 및 상하가진 해석과 규칙과 중 동적해석을 수행하여 상부 연결부, 새깅 및 호깅 최대지점 그리고 터치다운 영역 굽힘 모멘트 최대 지점들의 동적변위들은 물론 장력과 굽힘 모멘트의 시계열들을 면밀히 관찰하였다. 그리고 개발된 수치코드의 정확성을 확인하기 위하여 상용 소프트웨어인 Orcflex의 해석을 함께 수행하여 비교하였다. 계산에 사용된 SLWR의 제원은 Ruan et al.(2016)에 의해 제시된 Table 1의 제원을 활용하였다. 본 제원에 대하여 Oh et al.(2018)에 의해 정적해석이 수행된 바 있다. Hang off 지점을 (0, 0, -10) 그리고 Anchor 지점을 (-2340, 0, 1255)로 동일하게 선정하였다.

#### 3.1 SLWR의 정적평형

3차원 SLWR의 정적형상을 산정하기 위해 Oh et al.(2018)의 동적이완법을 사용하였다. 해석 절차는 Oh et al.(2018)과 동일하지만 각 요소의 변위와 작용하는 힘은 상기 2장에서 기술한 바와 같이 3차원으로 확장하였다. 동적이완법에 의한 자세한 정적 해석절차는 Oh et al.(2018)에 기술되어 있다. 해석에 사용된 요소는 Ruan et al.(2016)에 의해 수행된 연구와 같이 총 317개를 사용하였으며 요소의 비인장 길이 10m로 동일하게 모델링하였다. 수행된 계산 결과를 Oh et al.(2018) 그리고 Orcflex 계산 결과와 함께 비교하였다. 정적 평형의 결과로 형상, 유효장력, 굽힘 모멘트와 경사각을 Fig. 4에 도시하였고 Table 2에 요약하였다. 여기서  $T_{top}$ 는 Hang off에서 유효장력,  $T_{bot}$ 는 수면 바닥에서 유효장력,  $M_{sag}$ 는 최대 새깅 모멘트의 크기,  $M_{hog}$ 는 최대 호깅 모멘트의 크기,  $\theta_{top}$ 는 Hang off에서 경사각,  $X_{TDP}$ 는 해저 접촉영역의  $x$ 지점 그리고  $M_{TDPMax}$ 는 터치다운 영역 굽힘 모멘트 최대 지점에서의 최대 굽힘 모멘트의 크기를 나타낸다. 본 논문의 결과가 비교계산의 결과들과 약 0.6% 이내로 잘 일치함을 확인하였다.

**Table 1** Steel Lazy wave riser parameter (Ruan et al. 2016)

Item	Hang off riser	Buoyancy riser	Touch down riser
Segment length [m]	1,600	370	1,200
Outer diameter [m]	0.457	1.137	0.457
Inner diameter [m]		0.406	
Dry weight [kg/m]	270	697	270
Bending rigidity [N·m <sup>2</sup> ]		1.66E8	
Axial stiffness [N]		7.098E9	
Inner flow density [kg·m <sup>3</sup> ]		881	
Seabed stiffness [N/m <sup>2</sup> ]		6,000	

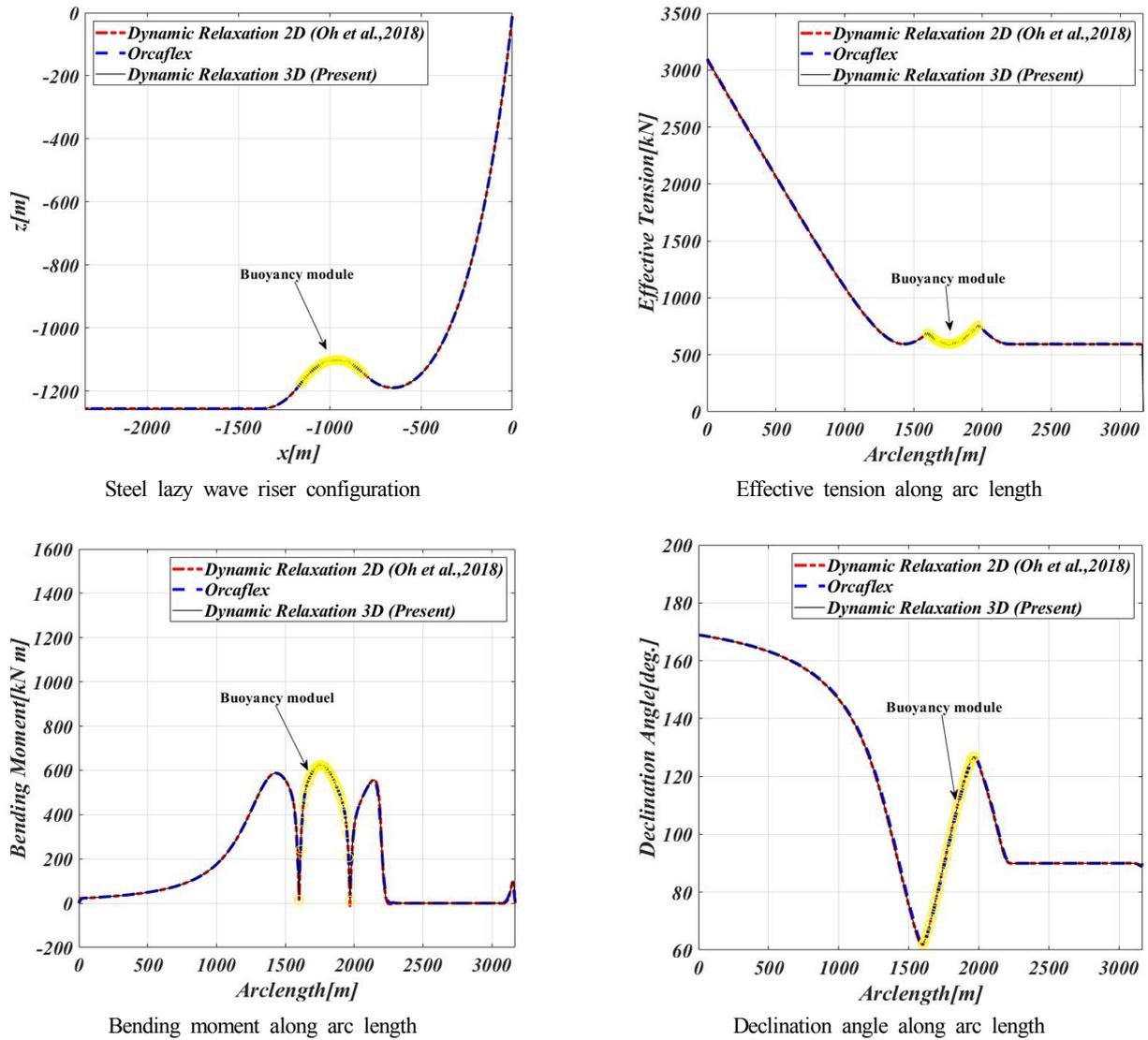


Fig. 4 Static results of steel lazy wave riser

Table 2 Comparisons for static configuration

Item	Unit	Present results	Results (Oh et al., 2018)	Results of Orcaflex
$T_{top}$	[kN]	3088.9	3080.3 (0.28 %)*	3089.7 (0.03 %)*
$T_{bot}$	[kN]	594.4	593.0 (0.25 %)	595.9 (0.25 %)
$M_{sag}$	[kN·m]	587.9	587.9 (0.00 %)	587.0 (0.15 %)
$M_{hog}$	[kN·m]	624.4	625.8 (0.22 %)	622.3 (0.34 %)
$\theta_{top}$	[deg.]	168.9	168.9 (0.00 %)	168.9 (0.00 %)
$X_{TDP}$	[m]	-1359.9	-1359.5 (0.03 %)	-1360.0 (0.01 %)
$M_{TDP\_Max}$	[kN·m]	556.9	556.8 (0.02 %)	553.4 (0.63 %)

\* Difference between results of present code and others

### 3.2 SLWR의 동적해석

SLWR의 동적 응답은 Fig. 5와 같이 해양구조물의 운동과 유체장의 변화에 주요한 영향을 받는 것으로 알려져 있다. 본 연구에서는 상부 연결부의 규칙적인 강제 가진으로 해양구조물의 운동을 단순화하여 해석을 수행하였다. 그리고 이에 대한 결과를 통해 SLWR의 동적 응답특성을 살펴보았다. 유체장의 변화

에 대한 동적특성을 확인하기 위하여 상부 연결부를 고정된 상태에서 규칙파에 대한 해석을 수행하였다.

동적 해석은 상기 3.1장에 기술한 정적형상에서 해석이 수행되며 정적해석에서와 동일하게 317개의 요소를 이용하여 해석을 수행하였다. 수치계산은 50초의 Ramp 시간을 포함하여 총 200초 해석을 수행하여 천이구간이 지났다고 판단되는 100초

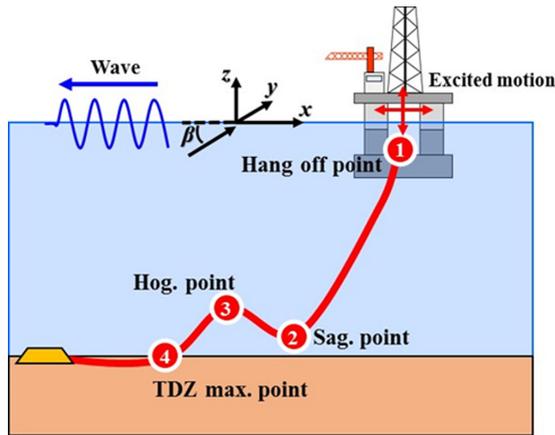


Fig. 5 Schematic diagram for dynamic analysis of SLWR

Table 3 hydrodynamic coefficient for dynamic analysis

Item	Quantity
Drag coefficient $C_{dn}$	1.2
Friction coefficient $C_{dt}$	0.08
Normal added mass coefficient $C_{an}$	1.0
Tangential added mass coefficient $C_{at}$	0.08
Inertia coefficient $C_M$	2.0

이후의 값을 사용하였다. 시간간격은 0.002 초로 수치시험을 통해 안정성과 수렴성을 확인하여 결정하였으며 모든 해석에 동일하게 사용하였다. 라이저의 유체력 계산을 위한 유체력 계수는 Table 3에 정리 하였다. 개발된 코드의 정확성을 확인하기 위해 동일한 조건에 대하여 상용 소프트웨어(Orcaflex)를 이용한 계산을 수행하였다.

3.2.1 상부 연결부의 가진을 통한 SLWR 동적해석

해양구조물의 운동을 단순화한 SLWR의 상부 연결부 강제가진 동적해석을 수행하였다. 전후 강제가진과 상하 강제가진에 대한 동적해석을 수행하였으며 Table 4에 가진 진폭과 주기를 요약하였다. Fig. 5와 같이 SLWR 설계 상 주요한 지점으로 알려진 상부 연결부, 새김과 호킹의 굽힘 모멘트 최대지점 그리고

Table 4 Dynamic analysis for SLWR excited top-end

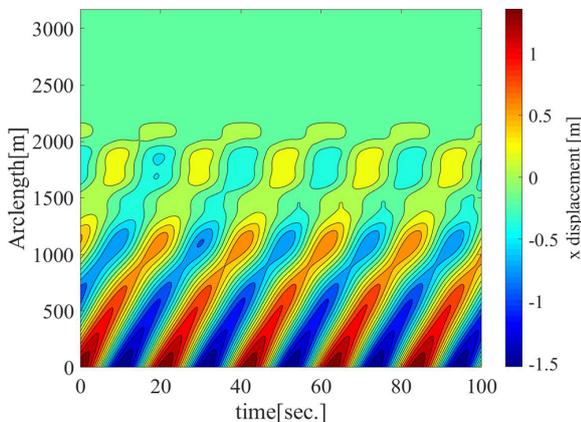
Item	Unit	Surge motion	Heave motion
Amplitude	[m]	1.54	1.54
Period	[sec.]	20.94	8.0

터치다운영역의 굽힘 모멘트 최대지점에서의 동적변위, 장력과 굽힘 모멘트의 변화를 면밀히 살펴보았다.

전후 강제가진에 대한 SLWR 동적 응답을 Fig. 6에 도시하였다. 상부연결부의 동적변위와 비교하여 호킹과 새김의 굽힘 모멘트 최대지점과 터치다운 영역 굽힘 모멘트 최대지점의 동적 응답이 작음을 확인할 수 있다. 특히 터치다운 영역 굽힘 모멘트 최대지점의 동적 응답은 상부연결부의 동적 응답의 약 2.3%로 해양구조물의 운동과 라이저의 응답을 분리시키고 있음을 확인할 수 있다. 이는 SLWR의 잘 알려진 특성이다. 비교 계산이 수행된 Orcaflex의 결과와도 매우 잘 일치함을 확인하였다.

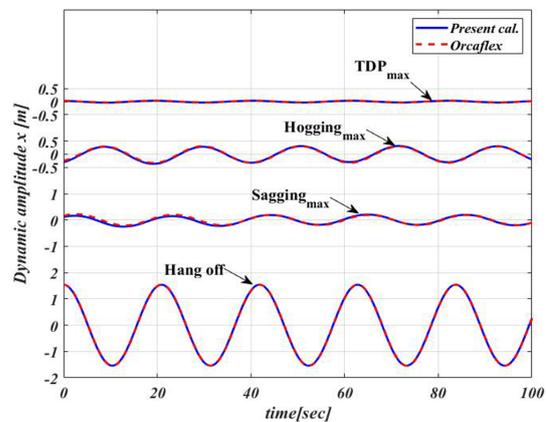
상부 연결부 전후 강제가진에 대한 유효장력과 굽힘 모멘트의 시계열을 평균제곱근 상대오차와 함께 Fig. 7에 도시하였으며 시계열의 최댓값과 최솟값을 Table 5에 정리하였다. 상부 연결부 가진에 의한 유효장력은 약 32.8kN의 동적 진폭을 가지며 상부가진과 동일한 주기로 진동함을 확인하였다. 새김과 호킹의 굽힘 모멘트 최대지점의 굽힘 모멘트는 각각 약 23.6kNm 그리고 약 21.2kNm의 동적 진폭을 가지며 가진의 주기와 상이한 주기가 혼합된 비선형적인 시계열을 확인하였다. 터치다운 영역 굽힘 모멘트 최대 지점의 굽힘 모멘트는 약 25.1kNm로 절대값은 새김과 호킹의 굽힘 모멘트 최대지점 보다 적으나 더 큰 동적 굽힘 모멘트가 발생하였다. 시계열 또한 지반의 접촉력과 같은 여러요인으로 비선형적인 시계열을 보인다. 비교 계산이 수행된 Orcaflex의 결과와도 최댓값과 최솟값 기준 0.33%, 평균제곱근 상대오차 기준 0.6% 이내에서 잘 일치함을 확인할 수 있다.

상하 강제가진에 대한 SLWR 동적 응답을 Fig. 8에 도시하였다. 전후 강제가진의 결과와 동일하게 상부연결부의 동적변위와 비교하여 다른 지점의 동적 응답이 상대적으로 감소함을 확인하였다. 터치다운 영역 굽힘 모멘트 최대지점의 동적 응답은 상부연결부의 동적 응답의 약 11.4%로 해양구조물의 운동이 라



Dynamic displacement  $x$  of SLWR in time and space

Fig. 6 Dynamic displacements from surge-excited motion



Time histories of SLWR displacement  $x$  at specific points

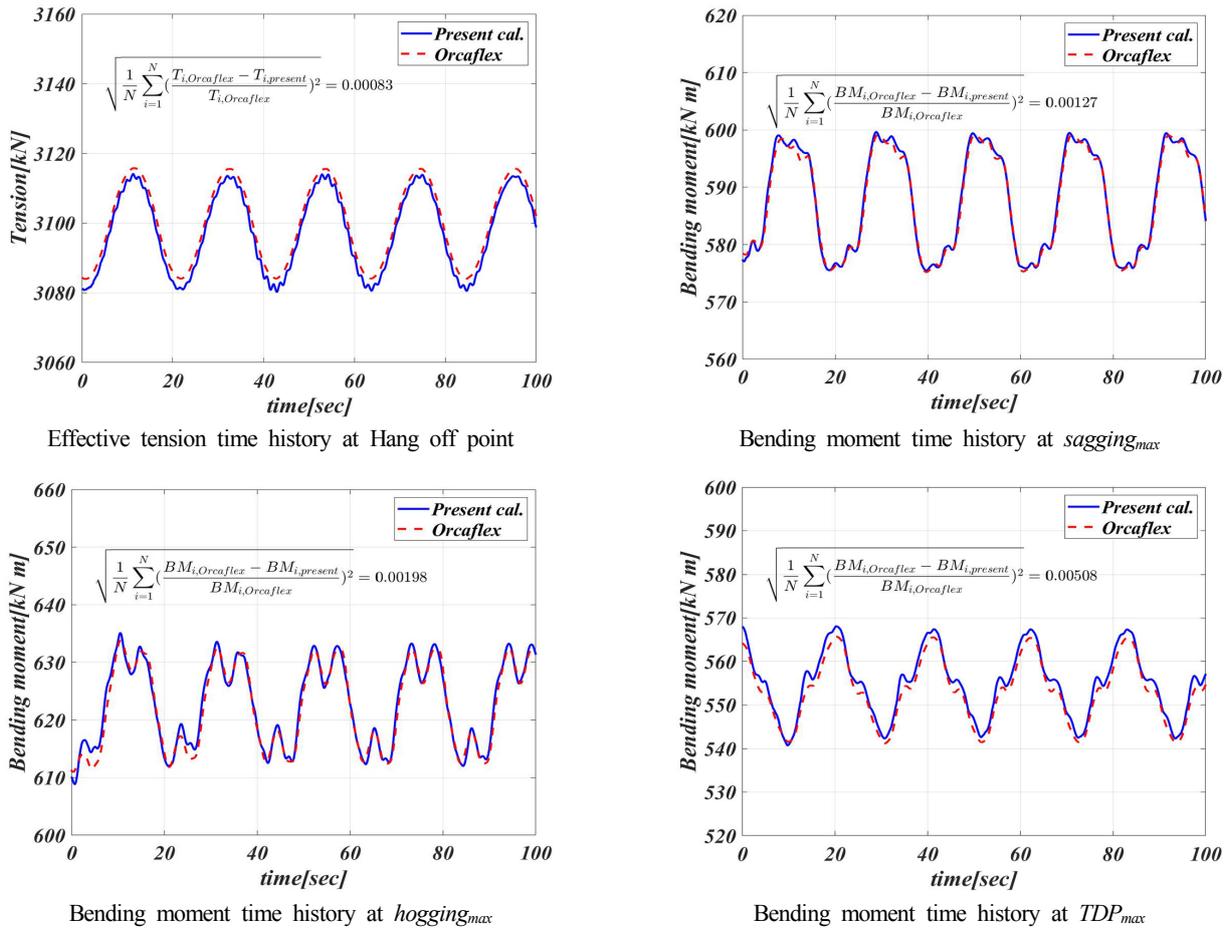
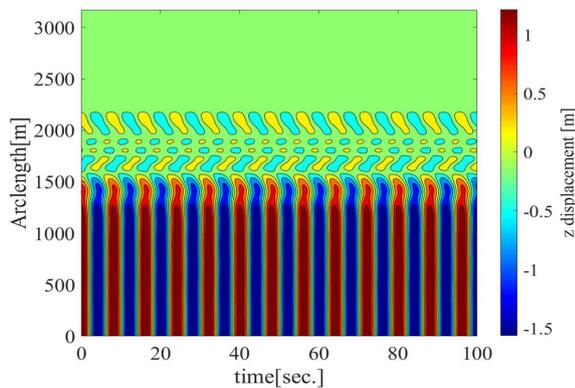


Fig. 7 Dynamic tension and bending moment from surge-excited motion

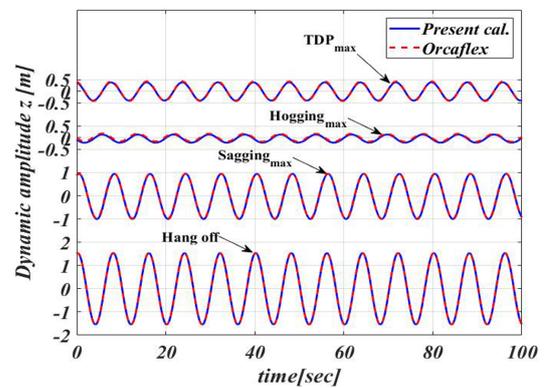
Table 5 Comparisons for dynamic results of surge-excited motion at top-end of SLWR

Item	Unit	Value	Present results	Results of Orcaflex
$T_{top}$	[kN]	Max.	3113.4	3115.6 (0.07 %)*
		Min.	3080.6	3084.0 (0.11 %)
$M_{sog}$	[kN·m]	Max.	599.5	599.1 (0.07 %)
		Min.	575.9	575.3 (0.10 %)
$M_{hog}$	[kN·m]	Max.	633.2	632.4 (0.13 %)
		Min.	612.0	612.6 (0.10 %)
$M_{TDP Max}$	[kN·m]	Max.	567.4	565.5 (0.33 %)
		Min.	542.3	541.4 (0.17 %)

\* Difference between results of present code and Orcaflex



Dynamic displacement z of SLWR in time and space



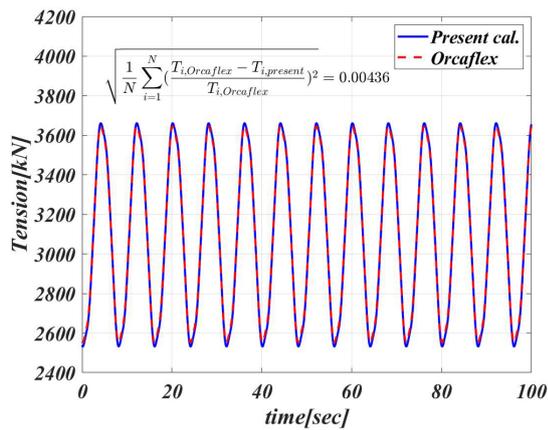
Time histories of SLWR displacement z at specific points

Fig. 8 Dynamic displacements from heave-excited motion

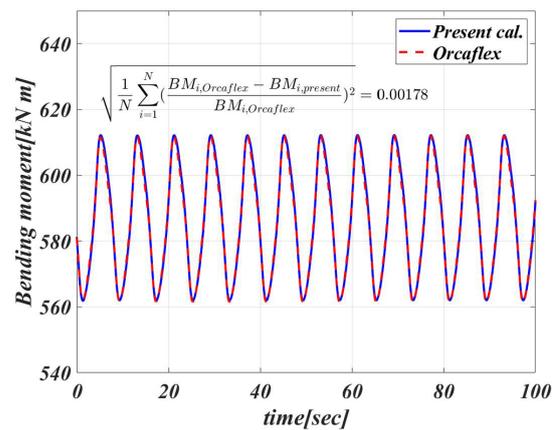
**Table 6** Comparisons for dynamic results of heave-excited motion at top-end of SLWR

Item	Unit	Value	Present results	Results of Orcaflex
$T_{top}$	[kN]	Max.	3661.5	3647.2 (0.39 %)*
		Min.	2532.4	2551.8 (0.77 %)
$M_{sag}$	[kN·m]	Max.	612.2	612.1 (0.02 %)
		Min.	562.0	561.5 (0.09 %)
$M_{hog}$	[kN·m]	Max.	648.3	647.4 (0.14 %)
		Min.	597.5	599.6 (0.35 %)
$M_{TDP\ Max}$	[kN·m]	Max.	582.5	579.4 (0.53 %)
		Min.	530.6	527.0 (0.68 %)

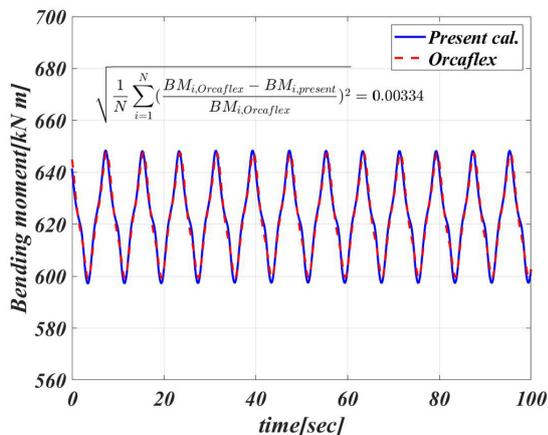
\* Difference between results of present code and Orcaflex



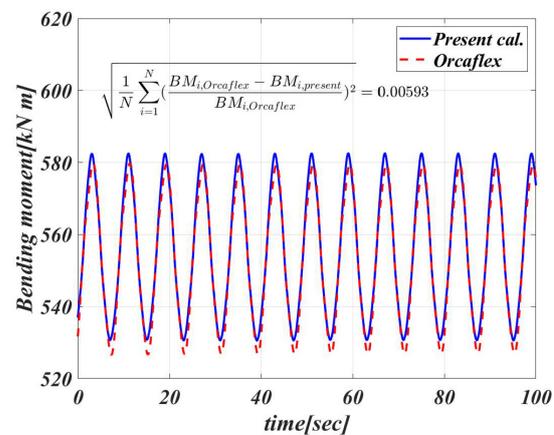
Effective tension time history at Hang off point



Bending moment time history at  $sagging_{max}$



Bending moment time history at  $hogging_{max}$



Bending moment time history at  $TDP_{max}$

**Fig. 9** Dynamic tension and bending moment from heave-excited motion

이제 동적응답에 미치는 영향이 적음을 확인하였다. 상하 강제가진 해석 또한 비교 계산이 수행된 Orcaflex의 결과와도 매우 잘 일치함을 확인하였다.

상부 연결부 상하 강제가진에 대한 유효장력과 굽힘 모멘트의 시계열을 평균제곱근 상대오차와 함께 Fig. 9에 도시하였으며 시계열의 최대값과 최소값을 Table 6에 정리하였다. 상부 연결부 가진에 의한 유효장력은 전후가진과 비교하여 상대적으로 큰 장력이 발생함을 확인하였다. 유효장력은 약 1129.1kN의 동적 진폭을 가지며 상부가진과 동일한 주기로 진동함을 확인하였다. 새깅과 호깅의 굽힘 모멘트 최대지점의 굽힘 모멘트는 각

각 약 50.2kNm 그리고 약 50.8kNm의 동적 진폭을 가지며 비선형적인 시계열 형상을 확인하였다. 터치다운 영역 굽힘 모멘트 최대 지점의 굽힘 모멘트는 약 51.9kNm로 시계열에서 비선형적인 형상이 보인다. 비교 계산이 수행된 Orcaflex의 결과와도 최대값과 최소값 기준 0.77%, 평균제곱근 상대오차 기준 0.6% 이내에서 잘 일치함을 확인하였다.

### 3.2.2 규칙과 중 SLWR 동적특성

규칙과 중 유동장 변화에 따른 SLWR의 동적응답을 관찰하기 위하여 파랑 중 동적해석을 수행하였다. 규칙과의 진폭, 주기

**Table 7** Dynamic analysis for SLWR in a wave

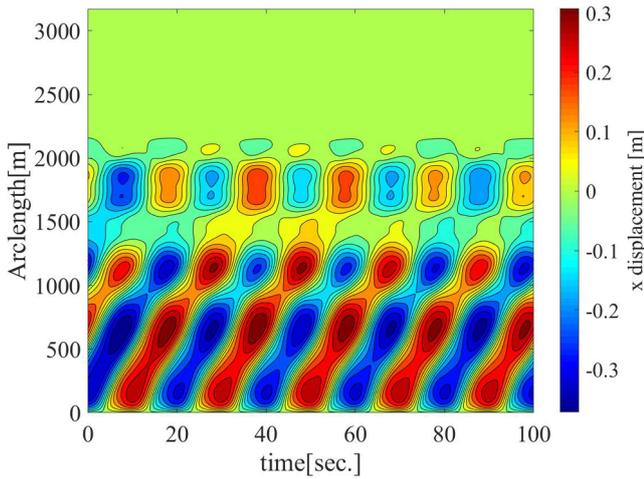
Item	Unit	Wave motion
Amplitude	[m]	5.0
Period	[sec.]	20.0
Heading	[deg.]	135

그리고 입사각을 Table 7에 요약하였다. 상부 연결부 가진 동적 해석과 마찬가지로 Fig. 5에 도시한 SLWR 설계 상 주요한 지점의 동적변위, 장력과 굽힘 모멘트의 변화를 관찰하였다.

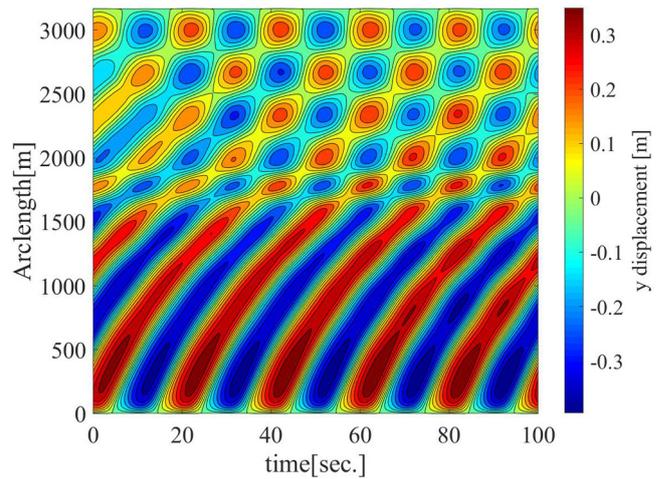
규칙과 중 유동장 변화에 따른 SLWR 동적 응답을 Fig. 10에 도시하였다. Hang off point는 고정된 상태로 해석을 수행하였다. 라이저 상부에는 전후 및 좌우 응답이 두드러지고 하부에는 상하응답이 두드러지는 것을 확인하였다. 이는 SLWR의 형상에 기인한 것으로 라이저 상부는 수직에 가까운 형상이기 때문에 속도장의 저항으로 전후 및 좌우 방향으로 응답이 발생하였고 라이저 하부의 수평에 가까운 형상이기 때문에 속도장의 저항으로 상하방향 응답이 발생함을 유추 할 수 있다. 전체적으로 규칙과의 진폭 대비 라이저의 동적응답은 상대적으로 작은 것

으로 확인하였다. 터치다운 영역 굽힘 모멘트 최대지점의 상하 동적 응답 진폭은 약 0.20m로 입사파 진폭 5m와 비교하여 상대적으로 크게 감소됨을 확인하였다. 상기 결과를 통해 파도 또는 조류의 기인한 유동장을 고려하여 호깅과 새깅 지점을 적절히 위치하도록 부력계를 배치하는 것이 SLWR 터치다운 영역의 응답진폭 저감에 기여할 것이라 판단된다.

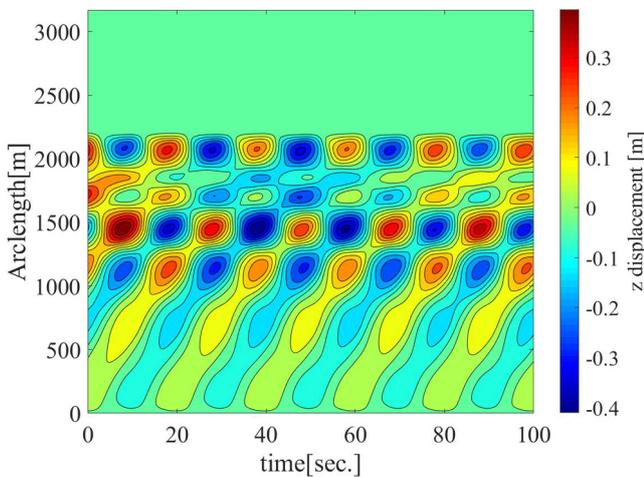
규칙과 중 유동장 변화에 따른 유효장력과 굽힘 모멘트의 시계열을 평균제곱근 상대오차와 함께 Fig. 11에 도시하였으며 시계열의 최댓값과 최솟값을 Table 8에 정리하였다. 규칙과 중 유동장 변화에 따른 유효장력은 약 17.0kN의 동적 진폭을 가지며 입사파와 동일한 주기로 진동함을 확인하였다. 새깅과 호깅의 굽힘 모멘트 최대지점의 굽힘 모멘트는 각각 약 15.3kNm 그리고 약 11.0kNm의 동적 진폭을 가지며 비선형적인 시계열 형상을 확인하였다. 터치다운 영역 굽힘 모멘트 최대 지점의 굽힘 모멘트는 약 11.9kNm로 시계열에서 또한 비선형적인 형상을 확인하였다. 비교 계산이 수행된 Orcaflex의 결과와도 최댓값과 최솟값 기준 0.44%, 평균제곱근 상대오차 기준 0.5% 이내에서 잘 일치함을 확인하였다.



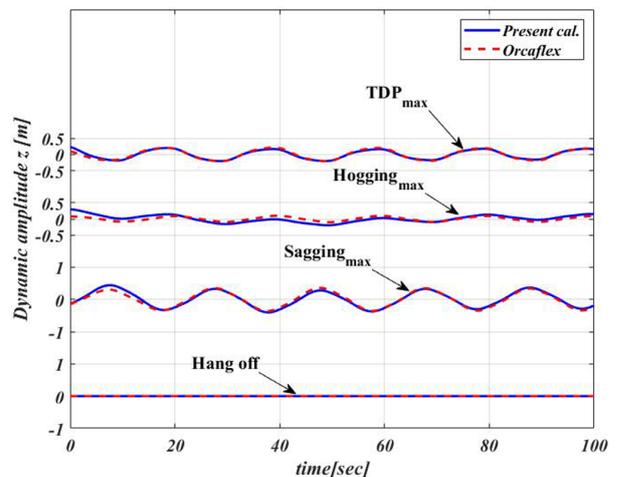
Dynamic displacement  $x$  of SLWR in time and space



Dynamic displacement  $y$  of SLWR in time and space



Dynamic displacement  $z$  of SLWR in time and space



Time histories of SLWR displacement  $z$  at specific points

**Fig. 10** Dynamic displacements of SLWR in wave

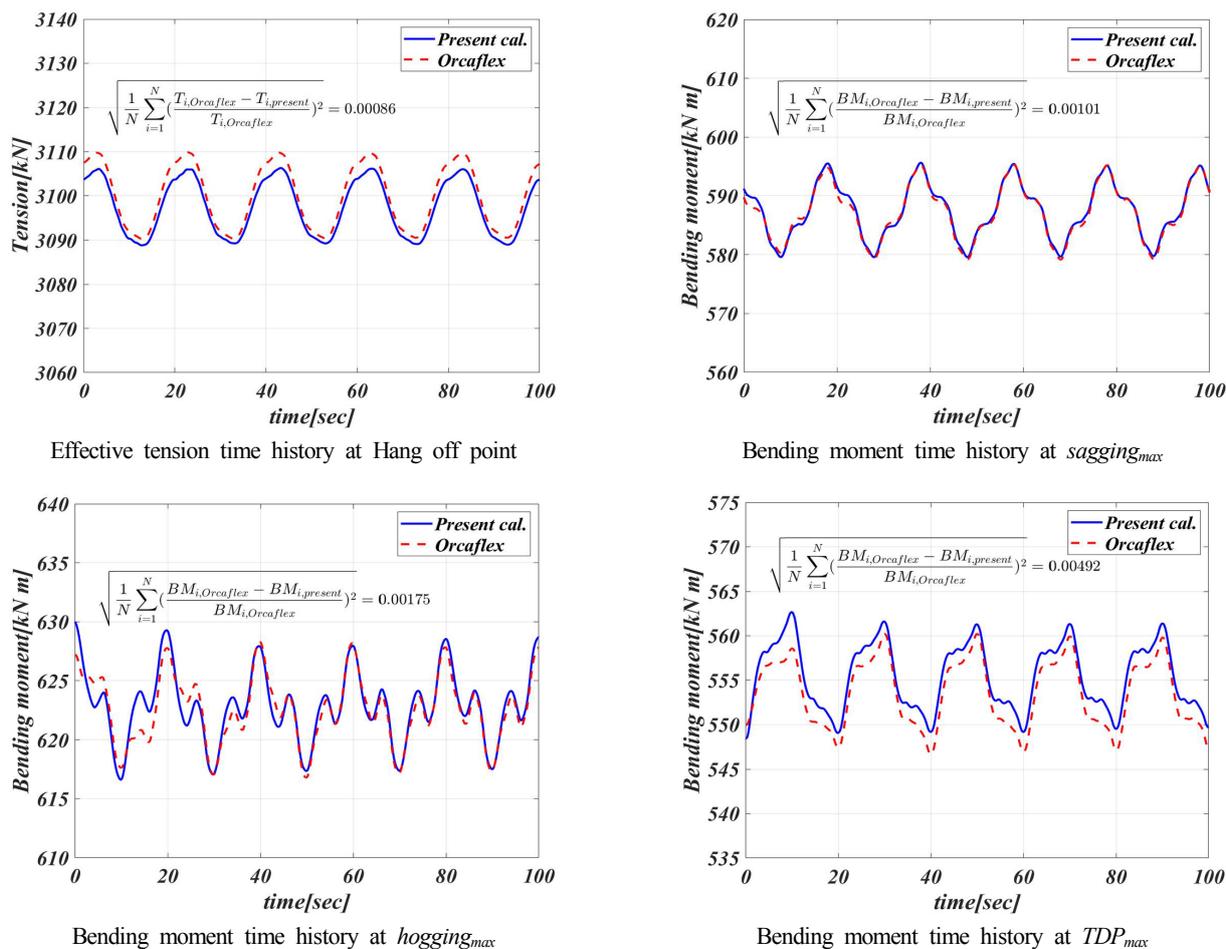


Fig. 11 Dynamic tension and bending moment from wave motion

Table 8 Comparisons for dynamic results in wave

Item	Unit	Value	Present results	Results of Orcaflex
$T_{top}$	[kN]	Max.	3106.0	3109.7 (0.12 %)*
		Min.	3089.0	3090.5 (0.05 %)
$M_{sog}$	[kN·m]	Max.	595.1	595.3 (0.03 %)
		Min.	579.8	579.2 (0.10 %)
$M_{hog}$	[kN·m]	Max.	628.5	627.9 (0.10 %)
		Min.	617.5	617.3 (0.03 %)
$M_{TDP Max}$	[kN·m]	Max.	561.4	559.8 (0.29 %)
		Min.	549.5	547.1 (0.44 %)

\* Difference between results of present code and Orcaflex

#### 4. 결 론

본 연구에서는 집중질량 라인모델을 이용한 SLWR의 3차원 비선형 동적해석 코드를 포트란 환경에서 개발하였다. 라이저의 구조적 특성과 유체역학적 특성을 반영하기 위하여 라인의 절점에 장력, 굽힘 모멘트에 의한 전단력, 중력, 부력, 라이저/지반 접촉력 그리고 Morison 방정식에 기반한 유체력을 정식화하여 라이저 운동방정식을 유도하였다. 안정적이고 정확한 시간적분을 위하여 Runge-Kutta 4차 방법을 적용하였다. SLWR의 비선형 동적특성 파악을 위해 개발된 코드를 활용하여 상부 연결부 강제가진 및 규칙과 중 동적 시뮬레이션을 수행하였다. 수행

된 결과를 통하여 아래 결론을 도출하였다.

(1) 상부 연결부의 강제가진의 진폭으로 인한 터치다운 지점의 동적응답이 상대적으로 크게 감소하는 것을 계산결과에서 확인하였다. 이는 해양구조물의 운동이 터치다운 지점의 응답에 미치는 영향이 미미함을 의미한다. 이러한 SLWR과 해양구조물의 운동비연성효과에 기인한 동적응답 완화는 라이저의 강도 및 피로수명의 향상을 증가시킬 수 있으며 개발된 코드를 동적응답 완화 최적화에 활용할 수 있을 것이라 기대한다.

(2) 규칙과 중 유동장 변화에 기인한 SLWR의 동적응답에서 라이저 상부에는 전후 및 좌우 응답이 두드러지고 하부에는 상하응답이 두드러지는 것을 확인하였다. 이는 SLWR의 형상에

기인한 것으로 유동장의 저항을 받는 방향으로 SLWR이 응답하는 것을 자명하게 알 수 있다. 규칙파의 진폭 대비 SLWR의 전 반적인 동적응답은 상대적으로 작으며 터치다운영역에서는 입사파 진폭 5m 대비 약 0.2m 진폭으로 응답하는 것을 확인하였다. 터치다운 영역의 상하 응답 저감을 위해 파도 또는 조류의 기인한 유동장을 고려하여 SLWR의 호깅과 새깅 지점의 위치를 적절히 선정할 수 있을 것이라 판단된다.

(3) SLWR에 작용하는 장력과 굽힘 모멘트는 규칙적으로 가해지는 변위와 규칙파 파형과 비교하여 비선형적인 시계열이 확인되었다. 특히 굽힘 모멘트 시계열에서 강제 가진 또는 규칙파의 주기와 다른 주기의 시계열이 관찰되며 이는 다자유도 물체에서 발생하는 특성이 반영되고 있음을 의미한다.

(4) 본 논문에서 수행된 해석 조건에 대하여 상용소프트웨어 Orcflex를 이용하여 동일하게 수행하였다. 수행된 결과들이 본 연구에서 개발된 코드의 결과와 잘 일치함을 확인하였고 개발된 코드의 정확성 또한 확인하였다.

개발된 코드를 이용하여 SLWR의 동적응답에 대한 피로해석과 와유기 진동해석에 대한 연구를 이어갈 예정이다. 또한 현재 개발된 코드는 부유체의 연성이 고려되어 있지 않기 때문에 추후 부유체 운동과 연성된 코드로 확장할 예정이다.

## 후 기

본 연구는 선박해양플랜트연구소에서 지원하는 ‘초심해역용 라이저(SLWR) 설계엔지니어링 핵심기술 개발(PES3060)’의 결과물임을 밝히는 바입니다.

## References

- Hall, M., Goupee, A., 2015. Validation of a Lumped-Mass Mooring Line Model with DecoCwind Semisubmersible Model Test Data. *Ocean Engineering*, 104, 590-603. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2015.05.035>
- Hong, N., Huh T.N., 2000, Dynamic Analysis of Riser with Vortex Excitation by Coupled Wake Oscillator Model. *Journal of Korean Society of Coastal and Ocean Engineers*, 12(3), 109-115.
- Kim, B.W., Sung, H.G., Hong, S.Y., Jung, H.J., 2010, Finite Element Nonlinear Analysis for Catenary Structure Considering Elastic Deformation. *Computer Modeling in Engineering and Sciences*, 63(1), 29-45. <https://doi.org/10.3970/cmcs.2010.063.029>
- Kim, B.W., Sung, H.G., Kim, J.H., Hong, S.Y., 2013, Comparison of Linear Spring and Nonlinear FEM Methods in Dynamic Coupled Analysis of Floating Structure and Mooring System. *Journal of Fluids and Structures*, 42, 205-227. <https://doi.org/10.1016/j.jfluidstructs.2013.07.002>
- Kim, S.J., 2016. Fatigue Damage of Lazy-Wave SCR for Deepwater Offshore Platforms. *Journal of the Institute of Industrial Technology(Daejeon University)*, 27(1), 27-34.
- Li, S.C., 2010, Dynamic Response of Deepwater Lazy-Wave Catenary Riser. *Deep Offshore Technology International*, Amsterdam Netherlands.
- Oh, S.H., Jung J.H., Park, B.W., Kwon Y.J., Jung, D., 2018, Numerical Study on the Estimation of Static Configuration of Steel Lazy Wave Riser Using Dynamic Relaxation Method. *Journal of Ocean Engineering and Technology*, 32(6), 466-473. <https://doi.org/10.26748/KSOE.2018.32.6.466>
- Oh, S.H., Jung J.H., Park, B.W., Kwon Y.J., Jung, D., 2019, Dynamic Simulation of Steel Lazy Wave Riser Excited at the Top-End. *International Offshore and Polar Engineering Conference*, Honolulu USA, 1816-1823.
- Park, B.W., Jung, D., Jung J.H., Kwon Y.J., 2017. Introduction on BOD (Basis of Design) for Concept Design of Steel Lazy Wave Riser. *Proceedings of the Autumn Conference the Korean Society of Ocean Engineers*, Geoje Korea.
- Park, B.W., Jung, D., Jung J.H., Kwon Y.J., 2018. A Study on the Initial Configuration of SLWR (Steel Lazy Wave Riser) Considering the Effect of Internal Fluid Density and Buoyancy Arrangement. *Proceedings of the Joint Conference of the Korean Association of Ocean Science and Technology Societies (KAOSTS)*, Jeju Korea.
- Park, B.W., Oh, S.H., Kwon Y.J., Jung J.H., Jung, D., 2019. Dynamic Analysis of SLWR Subjected to Internal Slug Flow Conditions. *International Offshore and Polar Engineering Conference*, Honolulu USA, 1861-1867.
- Ruan, W., Liu, S., Li, Y., Bai, Y., Yuan, S., 2016. Nonlinear Dynamic Analysis of Deepwater Steel Lazy Wave Riser Subjected to Imposed Top-End Excitations. *Proceedings of 35th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*, Busan, South Korea, OMAE2016-54111. <https://doi.org/10.1115/OMAE.2016-54111>
- van den Boom, H.J.J., Dekker, J.N., van Elsacker, A.W., 1987. Dynamic Aspects of Offshore Riser and Mooring Concepts. *Offshore Technology Conference*. Houston USA, OTC-5531, 405-416. <https://doi.org/10.4043/5531-MS>
- Wang, J., Duan, M., Fan, J., Liu, Y., 2013. Static Equilibrium Configuration of Deepwater Steel Lazy-Wave Riser. *Proceedings of 23th International Offshore and Polar Engineering Conference*, Anchorage, USA, 1, 995-998.
- Wang, J., Duan, M., 2015. A Nonlinear Model for Deepwater Steel Lazy-Wave Riser Configuration with Ocean Current and Internal Flow. *Ocean Engineering*, 94, 155-162. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2014.11.025>
- Wang, J., Duan, M., He, R., 2018. A Nonlinear Dynamic Model for 2D Deepwater Steel Lazy-Wave Riser Subjected to Top-End Imposed Excitations. *Ships and Offshore Structures*. 13(3), 330-342. <https://doi.org/10.1080/17445302.2017.1382663>
- Yoo, K.K., Joo, Y., 2017. Sensitivity Study on SCR Design for Spread-Moored FPSO in West Africa. *Journal of Ocean Engineering and Technology*, 31(2), 111-120. <https://doi.org/10.5574/KSOE.2017.31.2.111>

# Numerical Analysis of Iceberg Impact Interaction with Ship Stiffened Plates Considering Low-temperature Characteristics of Steel

Woongshik Nam<sup>ID\*</sup>

<sup>\*</sup>Department of marine technology, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway

## 강재의 저온 특성을 고려한 선체 보강판과 빙하의 충격 상호 작용에 대한 수치 해석

남웅식<sup>ID\*</sup>

<sup>\*</sup>노르웨이 과학기술대학교 해양공학과

**KEY WORDS:** Iceberg-structure interaction 빙하-구조 상호 작용, Ice material model 빙 재료 모델, Strain energy density 변형률 에너지 밀도, Crashworthiness 내충돌 성능

**ABSTRACT:** It is essential to design crashworthy marine structures for operations in Arctic regions, especially ice-covered waters, where the structures must have sufficient capacity to resist iceberg impact. In this study, a numerical analysis of a colliding accident between an iceberg and stiffened plates was carried out employing the commercial finite element code ABAQUS/Explicit. The ice material model developed by Liu et al. (2011) was implemented in the simulations, and its availability was verified by performing some numerical simulations. The influence of the ambient temperature on the structural resistance was evaluated while the local stress, plastic strain, and strain energy density in the structure members were addressed. The present study revealed the risk of fracture in terms of steel embrittlement induced by ambient temperature. As a result, the need to consider the possibility of brittle failure in a plate-stiffener junction during operations in Arctic regions is acknowledged. Further experimental work to understand the structural behavior in a plate-stiffener junction and HAZ is required.

### 1. 서 론

지난 수십 년 동안 지구 온난화는 북극항로(Northern sea route, NSR)에서의 선박 운송 및 석유, 가스 등 에너지 자원의 추출 등 북극 활동의 상당한 증가를 야기했다. 북극 지역을 덮고 있는 빙(Ice)의 감소로 수에즈 운하 대신 북극항로를 이용하면서 상당한 경제적 이점을 얻을 수 있다. 하지만 북극항로를 이용하는 선박 및 해양 구조물은 극한 환경 조건, 특히 영하의 기온과 빙 충돌의 위험에 노출된다. 일반적으로 북극해의 평균 온도는 여름철 10°C, 겨울철 -40°C, 기록된 가장 낮은 온도는 -68°C로 알려져 있다(Park et al., 2015a). 이러한 극한 환경에 대비하여 구조물의 내충돌 성능은 설계 단계에서부터 검증되어야 하지만 저온에서의 재료 거동 모델링과 구조 설계에 대한 적절한 지침이 부족하다.

선체 구조 설계 단계에서 빙 하중 저항력을 예측하는 방법으

로 International Association of Classification Societies(IACS, 2011)와 같은 Ice class rules 기반 간편식의 사용이 있다. 규칙 기반의 간편식은 간소한 방법론을 제공하지만, 모든 충돌 상황에서 발생하는 빙 하중을 예측하기에는 제한적이므로 그 대안으로써 수치 해석을 이용한 빙하-구조물 충돌 상호작용의 연구가 수행되어 왔다.

그 중 Hakala(1980)는 유한 요소법을 이용해 내빙 구조물의 과하중 조건에서의 구조물 거동을 연구하였다. Jebaraj et al. (1992)은 빙하-구조물 상호 작용을 모사하기 위해 유한 요소법을 사용하였으며 이 연구에서는 선박과 빙하 사이의 충돌 속도 및 각도, 얼음 두께의 변화에 따라 빙하의 파단을 야기하는 충격 하중의 크기를 조사하였다.

수치 해석을 이용한 빙하-구조물의 상호작용을 연구하기 위해서 신뢰할 수 있는 빙 재료 모델(Ice material model)의 사용이 필수적이다. Liu et al.(2011)는 빙 재료 거동을 모사하기 위해

Received 28 May 2019, revised 3 September 2019, accepted 16 October 2019

Corresponding author Woongshik Nam: +47-7359-5697 hnws871105@naver.com ORCID: https://orcid.org/0000-0002-9969-2574

It is noted that this paper is revised edition based on proceedings of Conference of KAOSTS 2019 in Jeju.

© 2019, The Korean Society of Ocean Engineers

This is an open access article distributed under the terms of the creative commons attribution non-commercial license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

Tsai-Wu 항복 함수 기반의 탄성-완전 소성 재료 모델을 제시하였으며, 선축 및 선수부의 빙 충돌 해석을 통해 이 재료 모델의 유효성을 증명하였다. 이 외에도, Jia et al.(2009), Gagnon(2011), Gao et al.(2015) 등에서 빙 재료 모델의 연구가 이루어져 왔지만, 현재까지 빙 재료의 거동을 완벽히 정의하는 재료 모델은 없는 실정이다. 빙 재료의 특성치는 주변 환경 조건에 큰 영향을 받게 되는데, 이는 빙의 형성 과정과 성장 속도에 차이가 발생하기 때문이다. 일반적으로 Solid ice, Brine cells, 가스, 기공 등으로 구성되는 해빙(Sea ice)은 성장하면서 이 요소들의 비율과 배열에 따라 빙 재료의 특성치가 변한다. 그러므로 빙의 특성치는 분포한 지역, 나이에 따라 분류되어 정의되어야 한다. 예를 들어 1년생 빙의 결정체는 해수 수평 방향 보다 수직 방향의 성장 속도가 더 빠르기 때문에 1년생 빙은 직교 이방성의 특성을 갖는 반면 다년생 빙은 등방성 재료로써 간주된다. 극지방에 분포된 빙하의 경우 다년생 빙의 범주에 해당하기 때문에, 이 경우 빙 재료 모델은 등방성 재료로써 정의되어야 한다.

최근의 구조물-빙 충격 상호작용의 수치적 연구(Matsui et al., 2018; Yu et al., 2018; Zhu et al., 2018)를 살펴보면, 피 충돌 구조물을 구성하는 강재의 특성치는 환경 온도에 독립적인 것으로 가정되었다. 이 연구들에서는 상온(20°C)의 준정적 단축 인장 실험에서 얻은 강재 특성치와 파단 기준을 수치 해석에 적용하였지만, 북극항로와 같은 저온 환경에서의 강재 특성치는 고려하지 않았다. 많은 연구와 실험 데이터에서 증명되었듯이 강재의 기계적 특성치는 환경 온도에 종속적이며, 온도에 따라 전혀 다른 재료 거동을 갖는다. 그러므로 북극 환경에 노출된 구조물-빙하 충격 상호작용의 수치 해석을 수행하기 위해서는 온도에 따른 재료의 기계적 특성치를 정의해 줄 필요가 있다.

본 연구에서는 구조물-빙 충격 하중의 상호작용을 연구하기 위해 유한 요소법을 이용한 수치 해석을 수행한다. 수치 해석에는 가상의 보강판을 모델링하고, 빙하 충격 하중을 부여하여 사고 한계 상태(ALS, Accidental limit state)의 관점으로 보강판의 구조적 거동을 분석한다. Finnish-Swedish Ice Class Rules(FSICR, 2008)의 규정에 따라 IA super class 등급의 격자 구조물을 가정하여, Hull plate, Web frame, Stringer, Flat bar로 가상의 보강판을 구성한다. 빙 재료 거동을 모사하기 위해 Liu et al.(2011)가 제시한 탄성-완전 소성 재료 모델과 파단 기준을 적용하며, 보강판을 구성하는 강재의 거동은 등방 경화, 소성 유동 법칙 기반의 von-Mises 항복 기준으로 정의된다. 보수적으로 가정된 북극항로의 환경 온도(-50°C)와 상온에 노출된 보강판이 동일한 빙 충격 하중으로부터 갖는 구조적 거동을 비교, 분석한다.

## 2. 빙 재료 모델

### 2.1 Liu et al.(2011)의 빙 재료 모델

빙 재료의 항복 함수 확립을 위해 Sammonds et al.(1989), Gagnon and Gammon(1995), Melançon et al.(1999)는 가압 유체를 빙 시편에 적용하고 추가적인 축 하중을 부여한 삼축 하중 실험을 수행하였다. 많은 연구자들은 이러한 실험 결과로부터 얻은 응력-변형률 또는 응력-압력 관계를 기반으로 빙 재료의 항복 함수를 확립하였다. 그 중 Gagnon and Gammon(1995)의 실험 데이터를 이용해 Derradji-Aouat(2000)은 식 (1)과 같은 타원형 항복 곡면을 갖는 빙

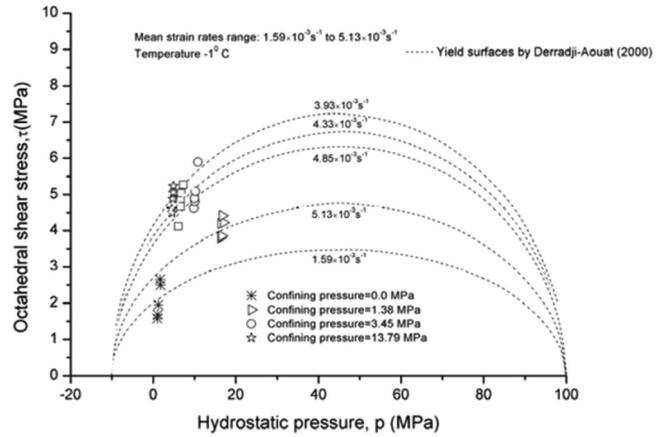


Fig. 1 Test data and elliptical yield surfaces for ice, referred from Liu (2011)

재료 모델의 항복 함수를 제시하였다. Liu et al.(2011)은 Gagnon and Gammon(1995)의 실험 데이터와 Derradji-Aouat(2000)의 타원형 항복 곡면을 Fig. 1과 같이 정리하였다.

$$\left(\frac{\tau - \eta}{\tau_{\max}}\right)^2 + \left(\frac{p - \lambda}{p_c}\right)^2 = 1 \quad (1)$$

여기서  $\tau_{\max}$ ,  $p_c$ ,  $\lambda$ ,  $\eta$ 는 실험 데이터로부터 교정되는 상수이며,  $\tau$ 와  $p$ 는 각각 8면체 응력과 정수압 응력을 나타낸다. Derradji-Aouat(2000)가 제시한 타원형 항복 곡면은 실험 데이터와 같이 Fig. 1에 도시하였다.

Derradji-Aouat(2000)가 제시한 항복 모델에서  $\eta=0$ 인 경우, Tsai-Wu 항복 함수와 같게 되며 Liu et al.(2011)는 바로 이 Tsai-Wu 항복 함수를 적용해 빙하-구조물 충돌의 유한요소 해석을 수행하였다. 등방성 빙 재료의 Tsai-Wu 항복 함수는 식 (2)와 같다.

$$f(p, q) = q - \sqrt{a_0 + a_1 p + a_2 p^2} \quad (2)$$

여기서  $q$ 는 von-Mises 응력이며,  $a_0$ ,  $a_1$ ,  $a_2$ 는 실험 결과로부터 얻어지는 상수이다. Liu et al.(2011)는 수치적 편의성을 위해 식 (2)를 식 (3)과 같은  $p - J_2$ 의 함수로써 나타내었다.

$$f(p, J_2) = J_2 - (a_0 + a_1 p + a_2 p^2) \quad (3)$$

여기서  $J_2$ 는 2차 편차 응력 불변량이다. 본 연구에서 수치해석에 사용하는 빙 재료 항복 함수에는 Kierkegaard(1993)에서 제시한 상수  $a_0=2.588$ ,  $a_1=8.63$ ,  $a_2=-0.163$ 을 적용하였다. Liu et al.(2011)은 빙 재료의 파단을 모사하기 위해 등가 소성 변형률을 기반으로 하는 정수압 응력 함수의 경험적 파단 기준식을 제시하였으며 이는 식 (4)와 같다.

$$\epsilon_f = \epsilon_0 + \left(\frac{p}{p_2} - 0.5\right)^2 \quad (4)$$

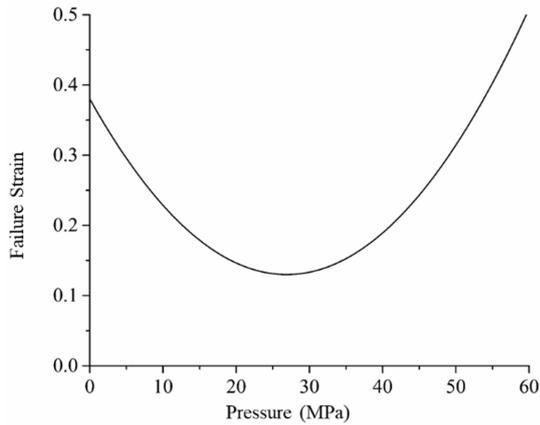


Fig. 2 Failure strain curve as a function of pressure, where  $\epsilon_0=0.12$

여기서  $\epsilon_0$ 는 초기 파단 변형률로써 실험 데이터로부터 교정되는 상수이며,  $p_2$ 는 항복 함수 식 (3)의 서로 다른 두 근 중 큰 값을 갖는 근이다. 본 연구에서 적용한 파단 기준식을 최종 파단 변형률  $\epsilon_f$ - 정수압 응력  $p$ 의 관계로 Fig. 2에 도시하였다. 응력이 탄성 영역을 지나 소성영역에서 항복 곡면의 궤도를 따라 움직이는 동안 등가 소성 변형률  $\epsilon_{eq}^p$ 이 최종 파단 변형률보다 크거나( $\epsilon_{eq}^p \geq \epsilon_f$ ), 정수압 응력  $p$ 가 Cut-off pressure,  $p_{cut}$ 보다 작은 경우 요소 내의 모든 응력은 0으로 수렴, 강성을 잃게 되면서 요소는 삭제된다. 초기 파단 변형률  $\epsilon_0$ 의 교정 과정은 본 논문의 2.2장에 서술하였으며 -2MPa의  $p_{cut}$ 를 적용하였다.

빙하에 하중이 부여되면 빙 재료는 탄성 단계, 더 나아가 소성 단계의 변형을 경험하게 된다. 탄성 영역 안에서 빙 재료의 응력은 일반적인 Hook's law를 통해 계산이 된다. 만약 응력의 상태가 타원형의 항복 곡면에 도달하게 된다면 이후의 재료는 완전 소성 상태가 된다. 이러한 완전 소성 영역에서 응력은 Return-mapping algorithm을 이용한 반복 계산을 통해 계산된다. 소성 이론식의 적분을 위해 변형률 독립 재료 모델의 경우 정확하고 효율적인 계산 결과를 보여주는 Cutting-plane algorithm(Ortiz and Simo, 1986)을 적용하였다. 본 연구에서는 상용 유한 요소 해석 프로그램 ABAQUS/Explicit의 사용자 서브루틴 VUMAT사용하여 Liu et al.(2011)의 빙 재료 모델을 수치 해석에 이식하였다.

2.2 빙 재료 모델 검증

여기서는 ABAQUS/Explicit VUMAT을 통해 이식한 빙 재료 모델의 유효성 검증을 수행한다. 검증은 다음과 같이 두 단계로 구성된다.

(1) 하나의 가상 빙 요소를 모델링 한 후, 임의의 하중과 경계 조건을 부여해 요소의  $p$ - $J_2$  관계를 조사한다. 빙 재료 모델링에는 C3D8R(감차적분 8절점 사각기둥 요소)를 사용하였으며 가로, 세로, 높이 각각 100mm의 길이를 갖는다(Fig. 3). 빙 재료의 밀도  $900\text{kg/m}^3$ , Poisson's ratio 0.3, 탄성계수 9.5GPa을 설정하였다. 변위 제어를 통해 부여한 하중 및 빙 요소의 경계 조건은 Table 1에 서술하였다. 수치 해석 결과를 이식한 재료 모델의 항복 함수 이론식과 비교하여 Fig. 4에 나타내었다. Fig. 4에서 볼 수 있듯이 각 Case마다 탄성 영역에서 소성 영역으로의 전이 속도는 다르지만, 타원 형의 항복 함수 이론식을 잘 따르고 있

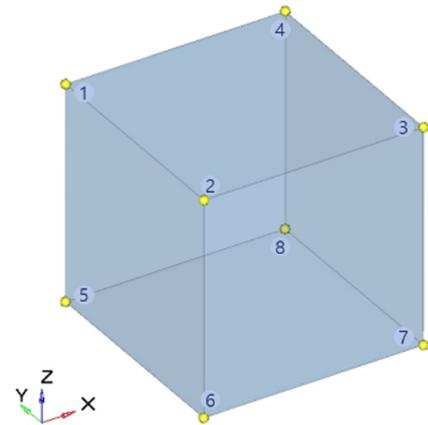


Fig. 3 Fictitious ice element presenting node numbers

Table 1 Boundary conditions applied to the ice element

	Description
Case 1	Node no. 1-4 fixed at all degree of freedom (DOF). Node no. 5-8 are fixed at all DOF but have compress displacement along Z-axis.
Case 2	Node no. 1-4 fixed at all DOF. Node no. 5-8 are free at all DOF adopting compress displacement along Z-axis.
Case 3	Node no.1-4 fixed at all DOF. Node no. 5-8 are fixed in X-axis direction adopting compress displacement along Z-axis.

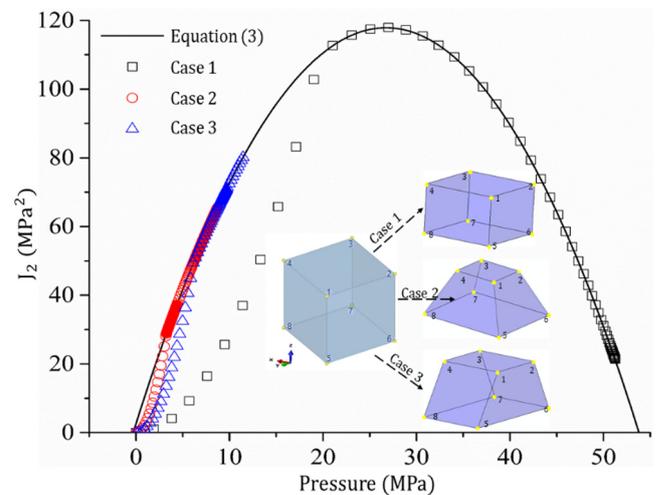


Fig. 4 Theoretical yield surface (Equation 3) and the material behavior of ice for each case

는 것을 확인할 수 있다.

(2) 두 번째 검증 단계로써, 강제판(Rigid-plate)와 빙하의 충돌 수치 해석을 수행한다. 수치 해석 결과로써 충돌 거리(Crushing distance)에 따른 반력 곡선을 도출해 ISO(International Organization of Standardization) 권고 및 기존 연구에서 제시한 결과와 비교한다. 이 과정에서는 빙 재료 모델의 검증과 이식한 파단 기준식에 필요한 상수  $\epsilon_0$  교정을 동시에 수행한다. 여기서 빙하는 DNV(2006) 권고 중 하나인 구(Sphere) 형상으로 1.5m의 반경을 가지며, 강제판은 4m의 높이와 너비를 갖는 정사각 형태로 모델링 되었다(Fig. 5).

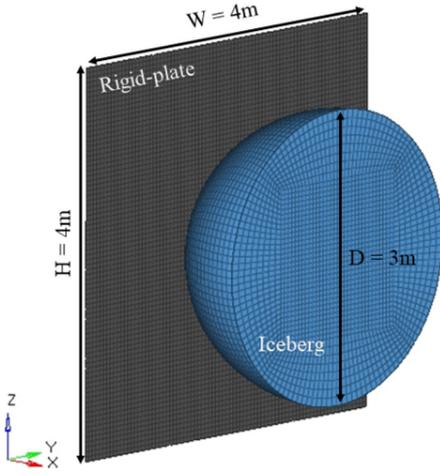


Fig. 5 Finite element model of rigid-plate and iceberg

빙하는 2m/s의 속도로 X축 단축 방향으로 이동하며 나머지 두 축(Y, Z)의 변위와 모든 축의 회전 변위는 고정된다. 강체판에는 고정 경계조건을 부여해 충돌 동안 어느 방향으로도 변위를 갖지 않도록 하였다. 충돌 해석에는 ABAQUS/Explicit에서 제공하는 Surface-Node contact algorithm을 적용하였으며 기존 연구(Liu et al., 2011; Gao et al., 2015)를 참고하여 강체판과 빙하 사이에는 0.15의 마찰 계수를 적용하였다. 빙하와 강체판의 모델링에는 각각 C3D8R, R3D4(3차원 4절점 강체 요소) 요소를 사용하였다. 수치 해석에서 발생하는 Hourglass control energy의 크기를 줄이기 위해 변위 자유도 기반 Hourglass control algorithm을 적용하였으며, 그 결과 전체 충돌 해석 동안 Hourglass control energy는 빙하의 Internal energy의 3% 이하의 비율을 갖는다.

여기서 수행하는 수치 해석 결과에 영향을 주는 요인으로 마찰 계수, 빙 재료의 물성치, 파단 기준(초기 파단 변형률  $\epsilon_0$ )와 요소 크기 등이 있다. 본 논문에서는 Kim(2014)를 참고하여 다음과 같은 단계별 절차로 요소 크기 민감도를 줄이고자 하였다.

- 주어진 충돌 해석에서 충돌-피충돌 구조물 사이의 적절한 마찰 계수를 설정
- 빙 재료 모델의 상수 결정 : 빙 유형 및 빙 재료의 실험 결과를 참고해  $a_0, a_1, a_2$ 를 선택
- 요소 길이에 따라 요구되는 계산 시간을 고려하여 빙 요소의 길이를 결정(본 연구에서는 80mm)
- 마찰 계수, 모든 빙 재료 모델의 상수 및 요소 크기 결정 후 수치 해석을 수행 : 수치 해석과 실험(또는 실측 데이터) 결과를 비교하고 실험 결과와 유사한 결과를 도출할 수 있도록 파단 기준의 초기 파단 변형률  $\epsilon_0$ 을 교정

본 연구에서는 기존 연구(Liu et al., 2011; Kim, 2014; Gao et al., 2015)의 참고 및 계산 시간을 고려해 빙 요소 80mm, 강체판 요소 100mm의 크기로 구조물을 모델링 하였다. 강체판의 압력은 강체판-빙하 충돌 사이에서 발생하는 반력에 해당 시간의 빙하 면적을 나누어 계산하였다. 빙하 면적은 계산의 편의성을 위해 충돌 시간 동안 빙하와 강체판 사이의 실제 접촉 면적 대신 빙하의 이동 거리에 따른 투영 면적을 사용하였다.

ISO 19906에는 극지방에서 측정하여 얻은  $p = 3.5A^{-0.7}$ 의 빙하의 압력-면적 곡선이 명시되었으며, Ritch et al.(2008)은 CCGS

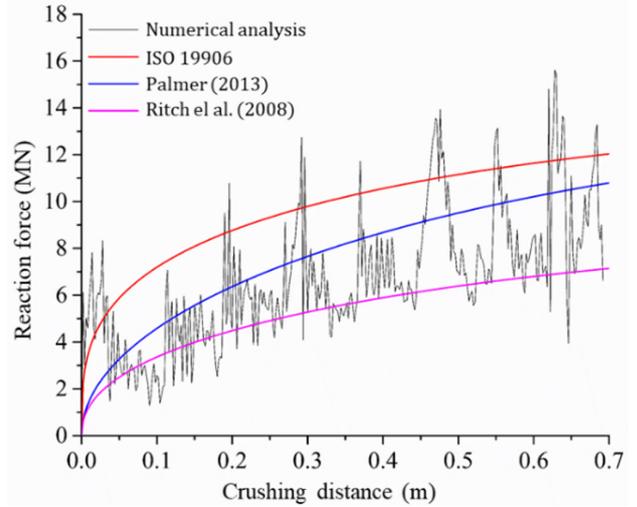


Fig. 6 Comparison of reaction force-crushing distance curves

(Icebreaker Canadian Coast Guard Ship) Terry fox에서 빙 충돌로부터 발생하는 국부 압력 실측 데이터를 기반으로  $p = 3.5A^{-0.56}$ 의 압력-면적 곡선을 제시하였다. 일년생 빙의 압력-면적 곡선으로써 Palmer(2013)는 Canadian Standards Association(CSA)과 ISO의 관계식을 결합하여  $p = 4.8A^{-0.5}$ 을 제시하였다. Fig. 6에는 Fig. 5의 충돌 해석으로부터 얻은 반력-충돌 거리 곡선을 ISO 19906, Ritch et al.(2008), Palmer(2013)에서 제시한 결과와 비교하여 나타내었다.

강체판-빙 충돌 해석에는 파단 기준 식 (4)를 적용하였다. 식 (4)는 실제 빙 재료의 물리적 거동을 고려하지 않고 단지 빙 재료 파단을 모사하기 위해 제시되었으며, 사용자의 경험적 기준 또는 실측(실험) 데이터와 비교를 통해 교정된다. 따라서 본 연구에서는 ISO 19906, Ritch et al.(2008), Palmer(2013)와 수치 해석으로부터 도출한 반력-충돌거리 곡선의 비교를 통해 파단 기준의 초기 파단 변형률  $\epsilon_0$ 의 교정을 수행하였다. 80mm의 요소 길이로 빙하를 구성할 때 초기 파단 변형률이 0.12의 값을 가진다면 기존 연구와 유사한 결과를 얻을 수 있었다(Fig. 6). 요소 크기 민감도를 줄이고 그 외의 다른 요소 크기와 초기 파단 변형률로 발생할 수 있는 해석 결과의 불확실성을 제거하기 위해 이후에 수행하는 충돌 해석에서도 빙하 요소 크기 80mm, 초기 파단 변형률  $\epsilon_0 = 0.12$ 를 적용한다.

### 3. Case study

여기서는 상온과 저온(-50°C) 환경에 놓인 보강판-빙하의 충돌 모사를 위해 ABAQUS/Explicit을 이용한 수치 해석을 수행하였다. NORSOK Standard(2004)에서 규정한 Shared-energy design을 적용하여 빙하와 보강판 모두 에너지 발산이 발생하도록 하였다. 그러므로 두 구조물의 거동을 적절히 모사할 수 있고 신뢰할 수 있는 각각의 재료 모델 사용이 요구된다. 2장에서 유효성이 증명된 빙 재료 모델과 파단 기준을 수치 해석 내의 빙하에 적용하고, 보강판에는 등방성 경화 기반의 von-Mises 항복 모델을 적용한다. 본 연구에서는 사고 한계 상태 관점에서 빙 충격 하중의 상호 작용으로 보강판에서 발생할 수 있는 강재의 파단 거동을 예측 하였다. 이를 위해 Nam et al.(2018)에서

제시한 연성-취성 파단 예측을 위한 변형률 에너지 밀도,  $w$  (SED, Strain energy density) 파단 기준을 적용하였다. SED 파단 기준은 ABAQUS/Explicit의 사용자 서브루틴 VUSDFLD를 통해 이식하였다.

3.1 빙하 - 보강판 모델링

본 연구에서는 피충돌 구조물로서 격자 구조의 보강판을 모델링 하였다. 보강판 모델링을 위해서 Körgesaar et al.(2018)을 참고하였다. Körgesaar et al.(2018)은 FSICR 및 IACS Polar Class 좌굴 요구 사항을 준수하여 Table 2에 명시한 치수로 Flat bar, Web frame, Stringer로 구성된 격자 구조물을 모델링 하였다 (Fig. 7 참고). 보강판의 너비는 8.4m, 높이는 9m이며 Hull plate의 두께는 23.5mm이다. Fig. 7에 나타낸 Flat bar, Stringer, Web frame 간격은 각각 0.4m, 3m, 2.8m이다. 격자 구조물의 모델링에는 S4R(4절점 감차 적분 쉘 요소)를 사용하였으며, S4R은 두께 방향으로 5개의 적분점을 갖는다. 빙하와 직접적으로 접촉하는 보강판의 중앙부는 약 70mm의 요소 길이로 모델링 하였으며, 그 외에는 계산의 효율성을 위해 약 150mm 길이의 비교적 큰 요소로 모델링 하였다.

빙하의 형상은 구(Sphere) 형상을 적용하였다. 빙하의 반경은 1.8m이며 평균적인 충돌 속도의 범주에 기반하여 2m/s의 속도를 빙하에 부여하였다. 빙하는 C3D8R 요소를 사용하여 모델링 하였다. 앞선 2장의 빙 재료 모델 및 파단 기준의 교정 과정에서 쓰였던 빙 요소 길이 약 80mm와 초기 파단 변형률  $\epsilon_0=0.12$  적용하였다. 빙하와 보강판 사이에 사용된 마찰 계수는 0.15이며, 충돌 시간은 0.6초로 설정하여 두 물체간의 에너지 발산이 충분히 발생 할 수 있도록 하였다. 빙하-보강판의 유한요소 모델링, 경계조건 및 충돌 시나리오는 Fig. 8에 나타내었다.

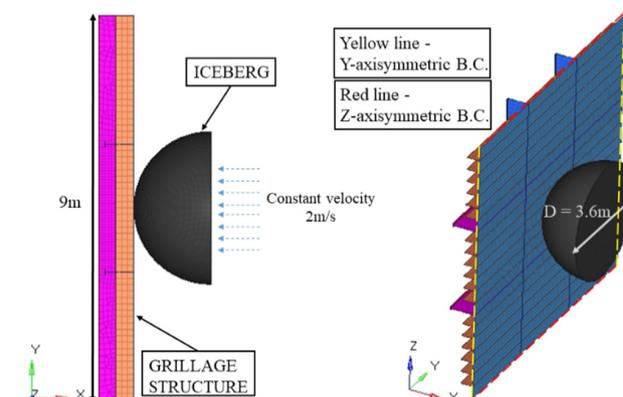


Fig. 8 Iceberg-stiffened structure FE modelling

3.2 재료 특성치

다른 환경 온도에 놓인 구조물의 거동을 비교하기 위해서 각 환경 온도에 맞는 재료 특성치의 정의가 필요하다. 그러므로 상온의 재료 특성치와 보수적으로 가정한 극지방의 환경 온도(-50°C)에서의 재료 특성치를 수치 해석에 적용하였다. 본 논문에서는 대표적인 조선 및 해양구조물 저온 강재 DH36의 기계적 특성치를 보강판의 강재로써 사용하였다. 이를 위해 Park et al.(2015c)의 온도별 준정적 단축 인장 실험 데이터를 참고하였다. Fig. 9와 Fig. 10은 각각 DH36강재의 공칭응력-공칭변형률 곡선과 진응력-진변형률 곡선을 보여주고 있으며 수치 해석에는 진응력-진변형률 곡선을 적용하였다. 본 연구에서의 목표 온도인 -50°C의 재료 특성치는 ABAQUS/Explicit 프로그램 내에서 -20°C와 -60°C 진응력-진변형률 곡선 사이의 데이터를 내삽하여 적용된다. Table 3에 DH36 강재의 온도별 기계적 특성치를 제시하였다.

빙 재료의 경우, 온도에 따라 변하는 빙 재료의 압축 강도는 다음 식 (5)와 같이 표현될 수 있다(Liu et al., 2011).

$$f(p, J_2) = J_2 - (a_0(T) + a_1(T)p + a_2(T)p^2) \tag{5}$$

식 (3)의 상수  $a_0, a_1, a_2$ 를 온도의 함수  $a_0(T), a_1(T), a_2(T)$ 로 변형시켜 빙 재료의 온도에 따른 압축 강도 변화를 나타낼 수

Table 2 Scantlings of the stiffened structure

	Web height	Web thickness	Flange breadth	Flange thickness
Flat bar	410 mm	16 mm	—	—
Stringer	660 mm	18 mm	140 mm	20 mm
Web frame	800 mm	22 mm	140 mm	24 mm

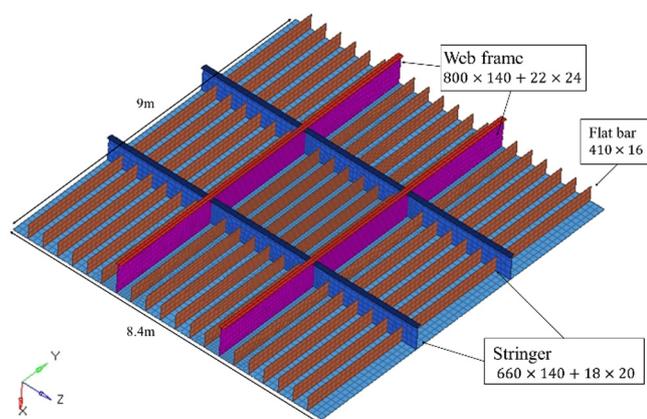


Fig. 7 Finite element model of the stiffened structure

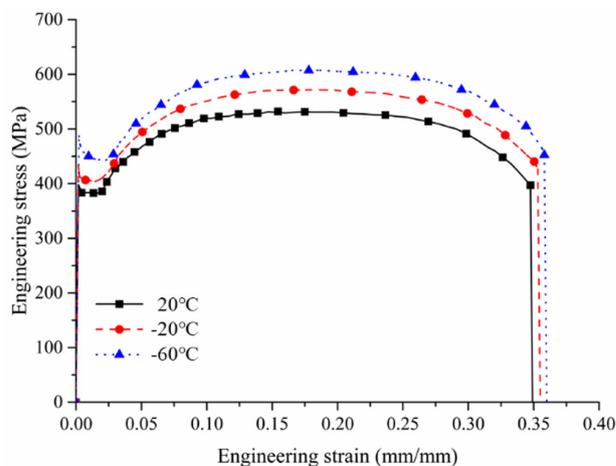


Fig. 9 Engineering stress-strain curves of DH36 steel, reproduced from Park et al.(2015c)

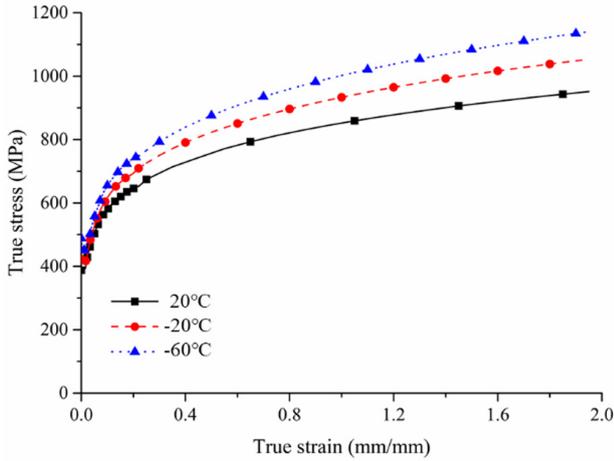


Fig. 10 True stress-strain curves

Table 3 Material properties and hardening parameters of DH36 steel

Temperature	20 °C	-20 °C	-60 °C
Initial yield stress $\sigma_Y$ [MPa]	383.14	405.80	443.40
Tensile stress $\sigma_T$ [MPa]	530.09	569.01	605.72
Percentage elongation $\epsilon_f$ [%]	34.77	35.31	35.79
Plastic hardening exponent $n$	0.167	0.181	0.194
Strength coefficient $K$ [MPa]	851	933	1002

있다. 하지만 이번 수치 해석에는 온도에 따른 빙 재료 특성치 변화를 고려하지 않는다. 이는 온도에 따른 재료 모델 상수의 변화를 증명할 수 있는 실험 결과가 충분하지 않으며, 또한 다른 환경 온도에 노출된 강재 구조물이 동일한 하중 조건을 갖기 위함이다. 일반적으로 온도 감소와 비례하여 빙 재료의 압축 강도는 증가하는 것으로 알려져 있다(Petrovic, 2003).

#### 4. 해석 결과

Fig. 11의 검은색, 빨간색 곡선은 각각 상온과 저온 -50°C에 노출된 보강판에 빙하의 충돌 거리에 따라 발생하는 하중 이력

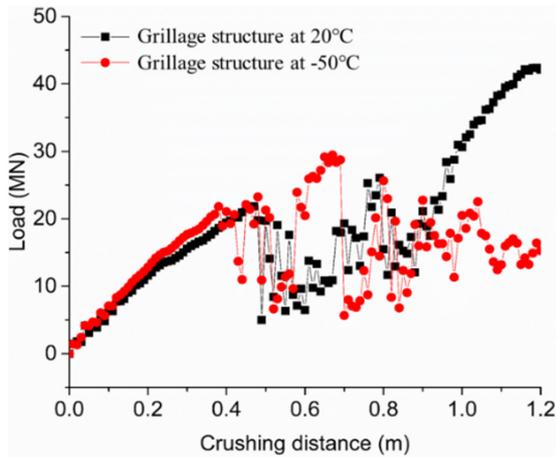


Fig. 11 Load-crushing distance curves of the stiffened structures

을 보여주고 있다. 그림에서 볼 수 있듯이 충돌 초기에 하중은 충돌 거리에 비례하여 비교적 일정하게 증가하다 어느 시점에서부터 빙하의 파단이 발생하면서 보강판이 받는 하중은 큰 변동을 보인다. 저온에서 강재의 기계적 특성치가 증가하면서 보강판의 하중 저항력도 증가하기 때문에 상온보다 저온의 환경에서 빙하의 파단이 일찍 발생한 것으로 판단된다. 저온과 달리 상온에서 보강판은 일정 충돌 거리 이후 빙 충격 하중에 저항하지 못하고 큰 변형을 보이면서 하중이 점차 증가되는 것을 볼 수 있다.

온도에 따른 보강판 구조물의 거동의 차이는 Fig. 12에서도 확인할 수 있다. Fig. 12는 빙하의 충돌 거리에 따른 Point A(충돌 방향으로 발생하는 보강판 내의 최대 변위점, Fig. 13 참고)의 변위를 보여주고 있다. 상온에 노출된 보강판은 충돌 거리 약 0.5m까지 충돌 거리와 비례한 변위를 가지며, 이후 빙하에 파단이 발생하면서 변위의 불규칙적 변화가 나타난다. 상온의 보강판의 경우 충돌 거리 약 0.93m 이후에는 다시 충돌 거리와 비례하는 변위를 갖게 되는데 이 역시 위에서 언급한 것처럼 보강판의 하중 저항력의 감소가 원인으로 예상된다. Fig. 13에는 보강판-빙하 충돌 시뮬레이션의 예로써 충돌 거리에 따른 보강판과 빙하의 거동을 나타내었다.

Fig. 14에는 상온 및 저온의 보강판에서 발생하는 등가 소성 변형률을 나타내고 있다. 상온의 경우, 충돌 초기 대부분의 소성 변형은 보강판의 중앙부에 위치한 Flat bar에서 발생한다. 시간이 지나면서 충돌 거리 약 0.3m에서부터 Web frame과 Stringer 경계 조건 부근의 양 끝단에 좌굴이 발생한다. 좌굴 발생 이후 빙하와 접촉하는 Hull plate의 중앙부에 국소적 변위의 큰 증가를 볼 수 있다. 이러한 현상은 초기에 충돌 하중을 견디던 Flat bar의 하중 저항력 감소가 Web frame과 stringer의 좌굴 정도를 심화시키고 그 결과 Hull plate에 작용하던 막 응력의 감소 때문에 발생하는 것으로 추측된다. -50°C에서 보강판의 거동도 상온의 경우와 매우 유사하다. 하지만 온도의 영향으로 증가된 강재 특성치로 인해 보강판의 하중 저항력이 증가하면서 발생하는 변위의 정도는 상대적으로 감소하였다. 또한 여기서 주목해야 할 점은 최대 등가 소성 변형률의 발생 지점이다. 막 응력의 감소로 Hull plate에서 최대 소성 변형률이 발생한 상온의

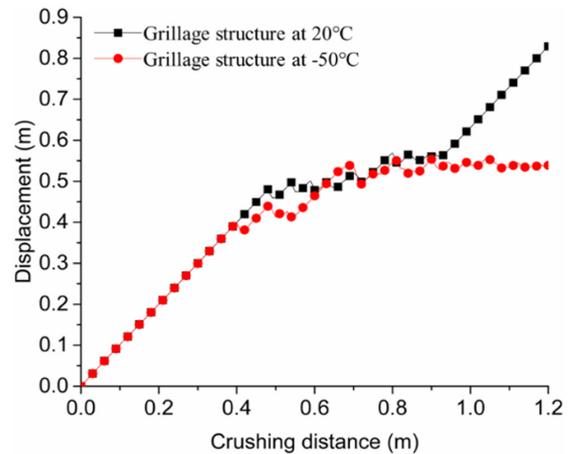


Fig. 12 Displacement-crushing distance curves at point A for each stiffened plate

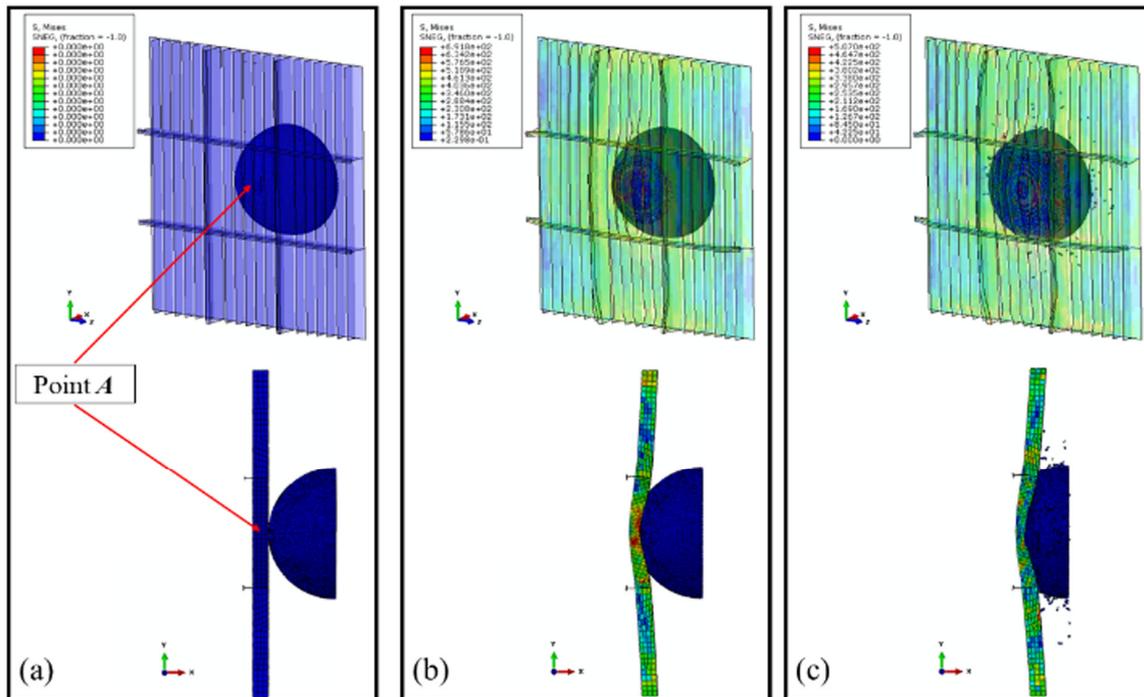


Fig. 13 Numerical simulation of iceberg-stiffened structure interaction (target temperature  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ); (a) Crushing distance = 0 m (b) Crushing distance = 0.6 m (c) Crushing distance = 1.2 m; Point A indicates the middle of the plate, where the magnitude of displacement shows the maximum value

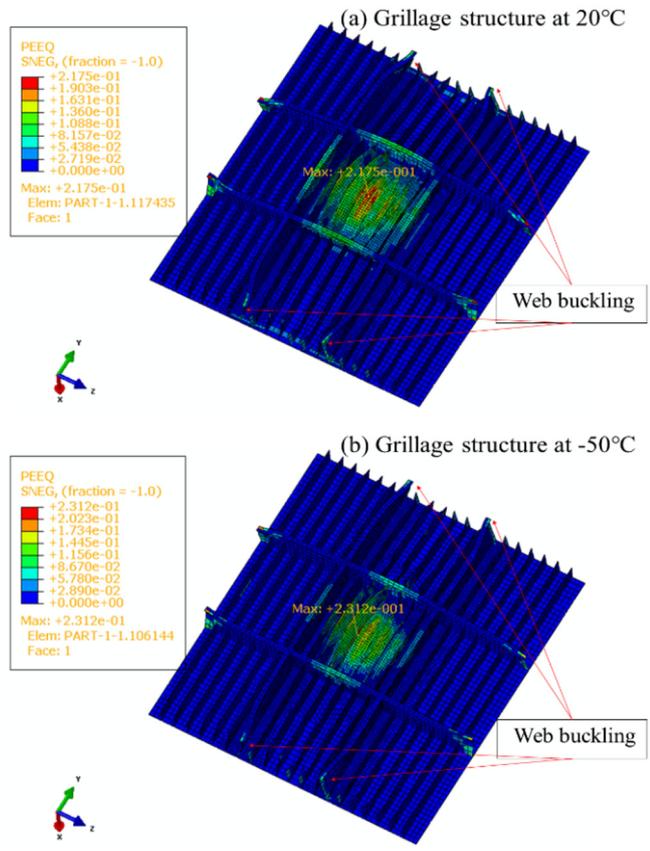


Fig. 14 The structural response at target temperature  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  (a) and  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$  (b). Contour shows the distribution of equivalent plastic strain at the end

보강판과 달리, 저온의보강판에서 최대 소성 변형률은 Flat bar 와 Hull plate의 접합부에 위치하게 된다.

본 연구에서는 사고 한계 상태 설계의 관점에서 빙 충격 하중으로 인해 보강판에서 발생할 수 있는 파단 거동을 조사하기 위해 Nam et al.(2018)에서 변형률 에너지 밀도 파단 기준을 적용하였다. Nam et al.(2018)은 셸 요소를 이용한 연성-취성 파단을 예측하기 위해 공률 소성(Porous plasticity) 기반의 GTN(Gurson-Tvergaard-Needleman) 연성 파단 모델(Tvergaard and Needleman, 1984)과 최대주응력 기반의 RKR(Ritchie-Knott-Rice) 취성 파단 모델(Ritchie et al., 1973)을 결합하여 변형률 에너지 밀도의 값으로 교정한 파단 기준이다(자세한 SED파단 기준 설명은 참고문

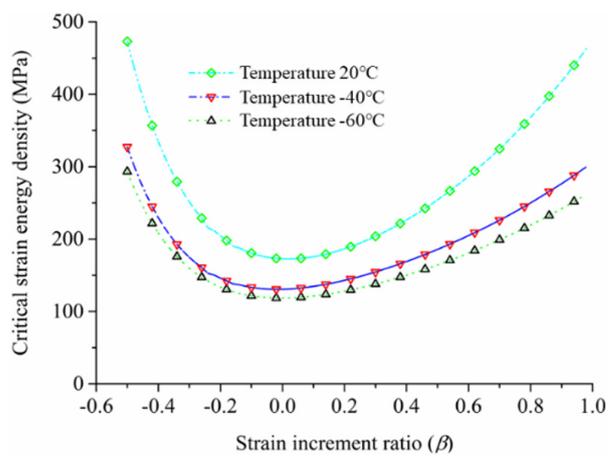


Fig. 15 Fracture loci  $w_c(\beta)$  at temperatures (reproduced from Nam et al., 2018)

헌 참조). Fig. 15에 Nam et al.(2018)에서 제시한 DH36 강재의 온도별 최대 변형률 에너지 밀도를 도시하였다.

$\beta$ 는 변형률 증가율로써 평면 응력 조건내의 면내 최소/최대 주변형률 증가율의 비다. 비례 하중 경로를 가정했을 때 단축 인장  $\beta = -0.5$ , 평면 변형 인장  $\beta = 0.0$ , 등 2축인장  $\beta = 1.0$ 의 값을 갖는다. Fig. 15에서 볼 수 있듯이 온도가 감소하면서 국소적 취성 파단이 증가함에 따라 최대 변형률 에너지 밀도가 감소하며, 각 온도에서는 평면 변형 인장 조건 시 최소 임계값을 갖는 것을 볼 수 있다.

각 온도별 보강판 내 빙 충돌 하중에 따른 변형률 에너지 밀도의 이력을 Fig. 16과 Fig. 17에 나타내었다. 변형률 에너지 밀도의 이력은 최대 소성 변형률을 갖는 요소에서 도출되었다(상온 보강판의 중앙부 Hull plate 요소, 저온 보강판 중앙부의 Flat bar-hull plate 접합부 요소), Hull plate 요소는 충돌 초기부터 2축 인장( $\beta > 0.0$ )이 작용하고 최종적으로  $\beta = 0.73$  갖는다. Flat bar-hull plate 접합부에서 초기에는 단축 인장 ( $\beta = -0.5$ )에 가까운 하중 경로를 보이지만 최종적으로 2축 인장 하중 ( $\beta = 0.48$ )의 상태에 도달한 것을 볼 수 있다. Table 4에는 조사한 요소가 갖는 하중 경로, 변형률 에너지 밀도( $w_{cal}$ )의 값을 요약 정리하였다. 임의의 충돌 거리에서 요소가 갖는 변형률 에너지 밀도의 이력은 각 보강판의

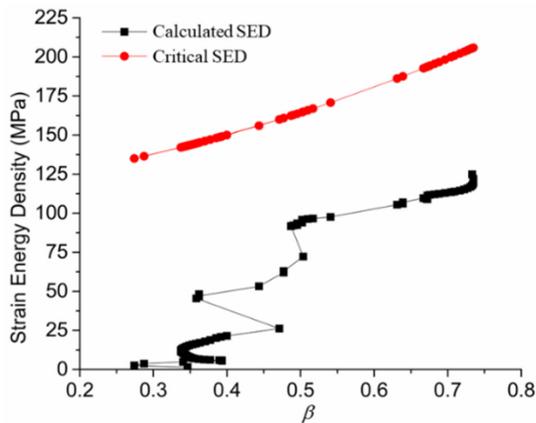


Fig. 16 The evolution of strain energy density investigated in the stiffened structure at 20 °C

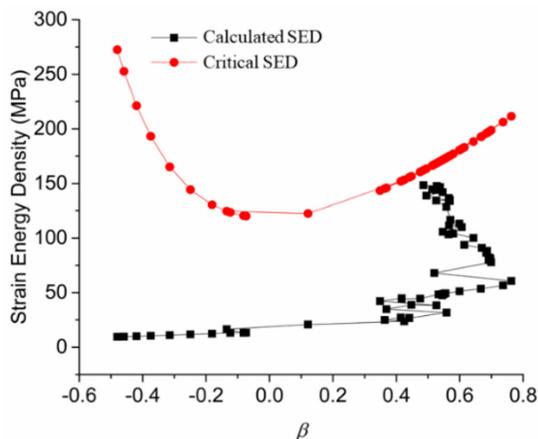


Fig. 17 The evolution of strain energy density investigated in the stiffened structure at -50 °C

**Table 4** The evolution of  $w_{cal}/w_{crit}$  where  $w_{cal}$  and  $w_{crit}$  are the calculated SED and the critical SED in the target element, respectively

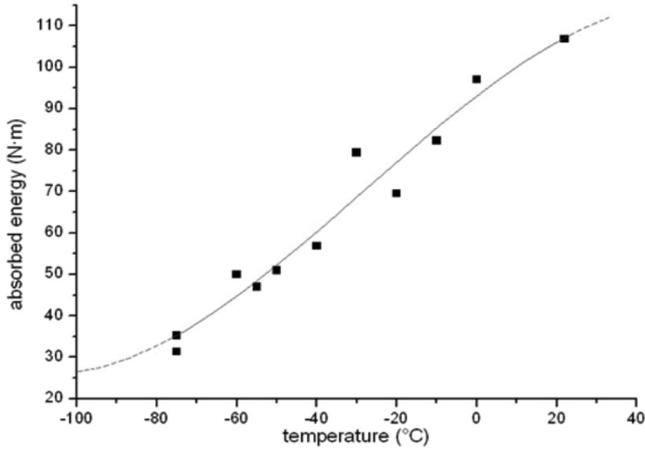
Crushing distance	D=0.3 m		D=0.75 m		D=1.2 m	
Target temperature	20 °C	-50 °C	20 °C	-50 °C	20 °C	-50 °C
$\beta$	0.34	-0.48	0.49	0.55	0.73	0.48
$w_{cal}$ (MPa)	11	10	92	49	125	149
$w_{crit}$ (MPa)	142	272	164	173	205	162
Ratio ( $w_{cal}/w_{crit}$ )	0.07	0.03	0.56	0.28	0.61	0.92

국소적 변형 발달 속도를 보여주고 있다. 상온의 보강판은 충돌 거리 0.3m에서 0.75m 사이에 급격한 변형률 에너지 밀도의 증가를 보여주는데 이는 앞에서 예측한 바와 같이 Flat bar, Web frame, Stringer의 하중 저항력 감소가 이른 시간 Hull plate 내 국소적 변형률 집중을 야기한 것으로 사료된다. 저온의 보강판은 충돌 거리 0.75m 이후의 급격한 증가를 보이는데 저온에서 증가된 막 응력의 효과로 비교적 늦은 시간에 변형률 집중이 발생한 것으로 판단된다. 본 연구에서 수행한 보강판-빙 충격 하중 상호작용의 수치 해석의 결과는 두 보강판 모두 파단이 발생하지 않았지만 저온의 보강판의 한 요소가 갖는  $w_{cal}/w_{crit}$ 의 최종 비는 0.92로써 파단 기준의 임계값에 매우 근접한 것을 볼 수 있다.

### 5. 토론 및 결론

기존의 연구(Ehlers and Østby, 2012; Park et al., 2015b)는 피충돌 구조물의 내충돌 성능의 평가에 있어 충격 하중으로부터 피충돌 구조물이 흡수하는 에너지 흡수량의 크기를 주요한 판단 기준으로 여겼다. 즉, 같은 하중 조건에서 더 큰 에너지 흡수량을 갖는 피충돌 구조물의 내충돌 성능이 더 우수하다고 간주한 것이다. 이 연구들에서는 NORSOK standard에서 규정한 Ductility design을 기반으로 각각 상온과 영하의 온도에 놓인 선박에 동일한 하중을 부여한 충돌 해석을 수행하였다. 그 결과로써 저온에서 증가하는 강재의 특성(또는 에너지 흡수량)으로 인해 저온에서 구조물의 내충돌 성능이 증가한다고 판단하였다. 하지만 본 연구에서 수행한 수치 해석의 결과, 저온에 노출된 보강판은 Fig. 11-17에서 보인 바와 같이 상온 환경의 보강판과 비교하여 상대적으로 낮은 하중과 작은 변위를 갖음에도 불구하고 변형률 에너지 파단 기준 관점 더 높은 파단 가능성을 가진 것을 확인하였다.

사고 한계 상태 관점의 구조물 내충돌 성능 예측을 위해 수행되는 수치 해석에서 온도에 따른 강재 특성치와 파단 기준의 정의는 매우 중요하다. 그럼에도 불구하고 일부 연구에서는 북극항로의 환경에 놓인 선박 및 해양구조물의 내충돌 성능 평가의 수치 해석에 있어서 상온의 강재 특성치만을 적용하거나 저온에서 발생할 수 있는 강재의 취성화와 취성 파단의 가능성은 고려하지 않은 순수 연성 파단 모델을 적용하였다. 이런 경우 특정 강재의 기계적 특성치와 연성 파단 모델의 사용은 저온에 노출된 구조물의 내충돌 성능을 과대 평가할 수 있다. 예를 들어, 본 연구에서 사용한 DH36 강재의 경우 준정적 단축 인장



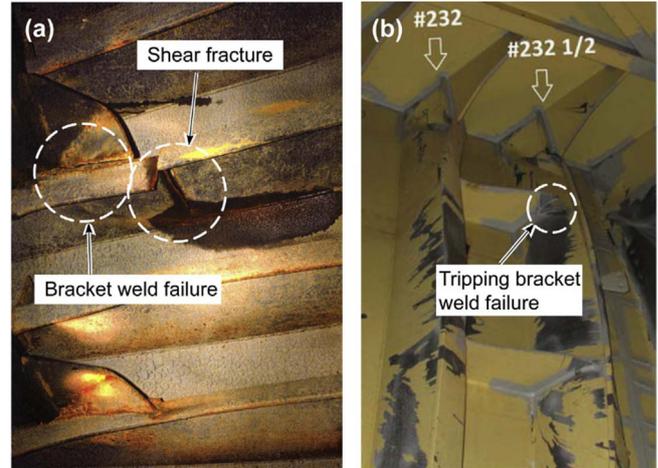
**Fig. 18** Relationship between energy absorption and specimen temperature of DH36 steel, referred from Min et al. (2012)

조건에서 온도가 감소할수록 기계적 특성치 및 파단 연신률이 증가하면서 에너지 흡수량 증가를 보여준다(Fig. 9). 하지만 Fig. 18에서 볼 수 있듯이 Charpy 충격 실험에서 DH36 강재는 온도가 감소하면서 연성-취성 파단 전이 과정으로 시편의 에너지 흡수량이 감소하는 것을 볼 수 있다.

Nam et al.(2016)은 DH36 강재의 Charpy 충격 실험에서 저온에서 현저히 감소하는 시편의 에너지 흡수량을 모사하기 위해 연성-취성 파단 모델을 결합하여 수치 해석을 수행하였다. 수치 해석의 결과 저온에서 시편에 발생하는 취성파단의 존재를 증명하고 취성 파단 고려 없이 독립적으로 쓰이는 연성 파단 모델의 한계를 보였다. 이러한 결과로부터 북극항로의 평균 온도 -50°C에 노출된 선박 및 해양 구조물을 구성하는 강재는 그 특성치가 증가되지만 충격 하중으로부터 발생할 수 있는 취성 파단으로 인해 그 에너지 흡수량이 감소할 수 있는 가능성을 추정할 수 있다. 그러므로, 북극항로의 환경에 노출되어 있는 구조물의 설계에 있어 외부의 충격 하중으로부터의 발생 할 수 있는 취성 파단의 가능성을 반드시 고려해야 하며, 수치 해석 시 취성 파단 거동을 적절히 모사 할 수 있는 신뢰성 있는 파단 모델의 사용이 필요하다.

본 논문에서는 다른 환경 온도에 놓인 보강판의 빙 충격 하중에 의한 구조적 거동을 비교, 분석하기 위해 상용 유한 요소 해석 프로그램 ABAQUS/Explicit을 이용해 수치 해석을 수행하였다. 그 결과 저온에 노출된 보강판은 증가된 강재의 기계적 특성치 때문에 상대적으로 더 작은 충격 하중과 변위에도 불구하고 Nam et al.(2018)에서 제시한 SED 파단 기준의 관점으로 파단의 위험에 더 노출되어 있는 것을 확인할 수 있었다.

Fig. 19에는 실제로 발틱해와 북극항로에서 운항하던 선박에서 빙 충돌로 발생한 용접부의 파단을 나타내고 있다. 선박 및 해양 구조물은 많은 보강재와 용접부로 구성되는데, 이러한 용접부(접합부)에서 상당한 응력과 변형을 집중이 발생한다. 이외에도 용접 열 영향부에 초기 항복 응력 수준의 잔류 응력이 존재하게 된다. 이러한 요소들은 사고 시 외부의 충격으로부터 강재가 파단 임계값에 더 쉽게 도달할수 있도록 한다. 북극항로를 운항하는 구조물의 구조적 안전성을 정확하게 예측하기 위해서는 파단에 취약한 용접부와 용접 열 영향부의 파단 가능성



**Fig. 19** Fracture in plate-stiffener junction due to ice overload, referred from Kõrgesaar et al. (2018)

을 설계 단계에서 고려해야 하며 향후 저온에서 용접부 및 용접 열 영향부의 강재 특성치 및 거동을 파악하기 위한 적절한 실험이 요구된다.

### References

Derradji-Aouat, A., 2000. A Unified Failure Envelope for Isotropic Fresh Water Ice and Iceberg Ice.

DNV (Det Norske Veritas), 2006. Ice Collision Scenario.

Ehlers, S., Østby, E., 2012. Increased Crashworthiness due to Arctic Conditions-The Influence of Sub-Zero Temperature. *Marine Structures*, 28, 86-100.

FSICR (Finnish-Swedish Ice Class Rules), 2008. Finnish and Swedish Ice Class Rules 2008.

Gagnon, R.E., 2011. A Numerical Model of Ice Crushing Using a Foam Analogue. *Cold Regions Science and Technology*, 65(3), 335-350. <https://doi.org/10.1016/j.coldregions.2010.11.004>

Gagnon, R.E., Gammon, P.H., 1995. Triaxial Experiments on Iceberg and Glacier Ice. *Journal of Glaciology*, 41(139), 528-540. <https://doi.org/10.3189/S0022143000034869>

Gao, Y., Hu, Z., Ringsberg, J.W., Wang, J., 2015. An Elastic-Plastic Ice Material Model for Ship-Iceberg Collision Simulations. *Ocean Engineering*, 102, 27-39. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2015.04.047>

Hakala, M.K., 1980. A Nonlinear Finite Element Analysis of an Ice-Strengthened Ship Shell Structure. *Computers & Structures*, 12(4), 541-547. [https://doi.org/10.1016/0045-7949\(80\)90129-7](https://doi.org/10.1016/0045-7949(80)90129-7)

IACS, U.R. (International Association of Classification Societies), 2011. Requirements Concerning Polar Class.

Jebaraj, C., Swamidass, A.S.J., Shih, L.Y., Munaswamy, K., 1992. Finite Element Analysis of Ship/Ice Interaction. *Computers & Structures*, 43(2), 205-221. [https://doi.org/10.1016/0045-7949\(92\)90138-P](https://doi.org/10.1016/0045-7949(92)90138-P)

Jia, Z., Ringsberg, J.W., Jia, J., 2009. Numerical Analysis of Nonlinear

- Dynamic Structural Behaviour of Ice-Loaded Side-Shell Structures. *International Journal of Steel Structures*, 9(3), 219-230.
- Kierkegaard, H., 1993. Ship Collisions with Icebergs. Instituttet for Skibs-og Havteknik, Danmarks Tekniske Højskole.
- Kim, E., 2014. Experimental and Numerical Studies Related to the Coupled Behavior of Ice Mass and Steel Structures during Accidental Collisions.
- Körgesaar, M., Kujala, P., Romanoff, J., 2018. Load Carrying Capacity of Ice-Strengthened Frames under Idealized Ice Load and Boundary Conditions. *Marine Structures*, 58, 18-30. <https://doi.org/10.1016/j.marstruc.2017.10.011>
- Liu, Z., 2011. Analytical and Numerical Analysis of Iceberg Collisions with Ship Structures.
- Liu, Z., Amdahl, J., Løset, S., 2011. Plasticity Based Material Modelling of Ice and Its Application to Ship-Iceberg Impacts. *Cold Regions Science and Technology*, 65(3), 326-334. <https://doi.org/10.1016/j.coldregions.2010.10.005>
- Matsui, S., Uto, S., Yamada, Y., Watanabe, S., 2018. Numerical Study on the Structural Response of Energy-Saving Device of Ice-Class Vessel Due to Impact of Ice Block. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, 10(3), 367-375. <https://doi.org/10.1016/j.coldregions.2010.10.005>
- Melanson, P.M., Meglis, I.L., Jordaan, I.J., Stone, B.M., 1999. Microstructural Change in Ice: I. Constant-Deformation-Rate Tests under Triaxial Stress Conditions. *Journal of Glaciology*, 45(151), 417-422. <https://doi.org/10.3189/S0022143000001271>
- Min, D.K., Shin, D.W., Kim, S.H., Heo, Y.M., Cho, S.R., 2012. On the Plastic Deformation of Polar-Class Ships Single Frame Structures Subjected to Collision Loadings. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 49(3), 232-238. <https://doi.org/10.3744/STAK.2012.49.3.232>
- Nam, W., Amdahl, J., Hopperstad, O.S., 2016. Influence of Brittle Fracture on the Crashworthiness of Ship and Off-Shore Structures in Arctic Conditions. *Proceedings of 7th International Conference on Collision and Grounding of Ships and Offshore Structures (ICCGS 2016)*, Ulsan Korea.
- Nam, W., Hopperstad, O.S., Amdahl, J., 2018. Modelling of the Ductile-Brittle Fracture Transition in Steel Structures with Large Shell Elements: A Numerical Study. *Marine Structures*, 62, 40-59. <https://doi.org/10.1016/j.marstruc.2018.07.003>
- NORSOK Standard, 2004. N-004-Design of Steel Structures, Rev. 2. Lysaker: Standards Norway.
- Ortiz, M., Simo, J.C., 1986. An Analysis of a New Class of Integration Algorithms for Elastoplastic Constitutive Relations. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 23(3), 353-66. <https://doi.org/10.1002/nme.1620230303>
- Palmer, A., 2013. *Arctic Offshore Engineering*. World Scientific.
- Park, D.K., Kim, D.K., Park, C.-H., Park, D.H., Jang, B.S., Kim, B.J., Paik, J.K., 2015a. On the Crashworthiness of Steel-Plated Structures in an Arctic Environment: An Experimental and Numerical Study. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 137(5), 51501. <https://doi.org/10.1115/1.4031102>
- Park, D.K., Kim, D.K., Seo, J.K., Kim, B.J., Ha, Y.C., Paik, J.K., 2015b. Operability of Non-Ice Class Aged Ships in the Arctic Ocean-Part II: Accidental Limit State Approach. *Ocean Engineering*, 102, 206-215. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2015.04.038>
- Park, D.K., Kim, K.J., Lee, J.H., Jung, B.G., Han, X., Kim, B.J., Seo, J.K., Ha, Paik, J.K., Matsumoto, T., 2015c. Collision Tests on Steel-Plated Structures in Low Temperature. In *ASME 2015 34th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*, American Society of Mechanical Engineers, V003T02A012-V003T02A012. <https://doi.org/10.1115/OMAE2015-42297>
- Petrovic, J.J., 2003. Review Mechanical Properties of Ice and Snow. *Journal of Material Science*, 38(1), 1-6.
- Ritch, R., Frederking, R., Johnston, M., Browne, R., Ralph, F., 2008. Local Ice Pressures Measured on a Strain Gauge Panel during the CCGS Terry Fox Bergy Bit Impact Study. *Cold Regions Science and Technology*, 52(1), 29-49. <https://doi.org/10.1016/j.coldregions.2007.04.017>
- Ritchie, R.O., Knott, J.F., Rice, J.R., 1973. On the Relationship between Critical Tensile Stress and Fracture Toughness in Mild Steel. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 21(6), 395-410. [https://doi.org/10.1016/0022-5096\(73\)90008-2](https://doi.org/10.1016/0022-5096(73)90008-2)
- Sammonds, P.R., Murrell, S.A.F., Rist, M.A., 1989. Fracture of Multi-Year Sea Ice under Triaxial Stresses: Apparatus Description and Preliminary Results. *Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 111(3), 258-263. <https://doi.org/10.1115/1.3257156>
- Tvergaard, V., Needleman, A., 1984. Analysis of the Cup-Cone Fracture in a Round Tensile Bar. *Acta Metallurgica*, 32(1), 157-9. [https://doi.org/10.1016/0001-6160\(84\)90213-X](https://doi.org/10.1016/0001-6160(84)90213-X)
- Yu, T., Liu, K., Wang, Q., Wang, J., 2018. Simulation of Ship-Ice Collision Using a Constitutive Model of Ice Material Considering the Effect of Temperature. *Proceedings of the 28th International Ocean and Polar Engineering Conference*, Sapporo Japan
- Zhu, Ling, Wei Cai, Mingsheng Chen, Yinggang Li, and Shengming Zhang. 2018. Dynamic Analysis of Ship Plates Under Repeated Ice Floes Impacts Based on a Simplified Ship-Ice Collision Model. *Proceedings of the 28th International Ocean and Polar Engineering Conferencem*, Sapporo Japan.

# Simple Estimation of Sound Source Directivity in Diffused Acoustic Field: Numerical Simulation

Kookhyun Kim<sup>1)\*</sup>

<sup>1)</sup>School of Naval Architecture and Ocean Engineering, Tongmyong University, Busan, Korea

## 확산음향장에서의 음원 지향성 간이추정: 수치시뮬레이션

김국현<sup>1)\*</sup>

<sup>1)</sup>동명대학교 조선해양공학부

**KEY WORDS:** Underwater sound source 수중음원, Sound source directivity 음원 지향성, Simple estimation technique 간이추정기법, Diffused acoustic field 확산음향장, Reverberant tank plot 잔향수조도

**ABSTRACT:** The directivity of an underwater sound source should be measured in an acoustically open field such as a calm sea or lake, or an anechoic water tank facility. However, technical difficulties arise when practically implementing this in open fields. Signal processing-based techniques such as a sound intensity method and near-field acoustic holography have been adopted to overcome the problem, but these are inefficient in terms of acquisition and maintenance costs. This study established a simple directivity estimation technique with data acquisition, filtering, and analysis tools. A numerical simulation based on an acoustic radiosity method showed that the technique is practicable for sound source directivity estimation in a diffused reverberant acoustic field like a reverberant water tank.

### 1. 서 론

지향성(Directivity)과 음향파워(Acoustic power)는 잠수정과 같은 수중운동체의 대표적 음향특성에 해당한다(Li et al., 2014). 이는 소나(Sonar) 등 수중체계에 의한 탐지 신호로 활용되므로 생존성 측면에서 매우 중요한 지표로 활용된다. 수중음원(Underwater sound source)의 지향성은 직접음의 방사 방향별 음향파워와 전체 음향파워의 비로 정의되며, 자유음향장(Free acoustic field) 조건을 구현할 수 있는 잔잔한 바다나 호수, 무향수조(Anechoic water tank)에서의 시험을 통해 산정 가능하다(Molina et al., 2015; Robinson et al., 2014). 무향수조에서 반사파 영향을 최소화하기 위해 썰기 또는 판재 형태의 무반향재(Anechoic material)를 수조 벽면에 부착하기도 하지만, 완전한 자유음향장 조건을 구현하기에는 현실적으로 기술적 한계가 존재한다(Lim et al., 2001). 이를 극복하기 위해 수중 음원과 수신음 간의 상관성(Correlation)을 분석하거나 시간창 필터(Time-windowed filter) 등을 적용하여 반사신호를 제거하는 신호 처리 기법들이 보조적으로 활용되고 있다(Bae et al., 2014). 정도 높은 수중음원 지향

성 산정을 위해 음향인텐시티법(Sound intensity method), 근거리장 음향 홀로그래피(Near-field acoustic holography) 등의 지향성 측정기법들이 적용되기도 하나(Barnard et al., 2006; Loyau et al., 1988), 측정시스템 및 시설의 획득비용과 운용비용 측면에서 효율적이지 않아 수중음원 지향성 산정에는 실용적이지 못한 경우가 많다. 한편, Kim et al.(2019)은 잔향수조(Reverberant water tank) 내 지향성 수중음원에 대한 지향성 산정을 위한 간이추정 방안을 제안하고, 임의 지향성을 갖는 수중음원에 대한 지향성에 대한 잔향수조 시험을 수행하여 그 타당성과 실무적용 가능성에 대한 추가 연구의 필요성을 제기한 바 있다.

본 논문에서는 Kim et al.(2019)의 연구를 바탕으로 잔향수조와 같은 확산음향장(Diffused acoustic field)에서의 음원 지향성 산정에 실무적으로 적용 가능한 간이추정기법을 정립하고 그에 따른 시스템 구성, 절차 등을 제시한다. 이를 위해 음원 지향성 간이추정기법에 대한 이론과 개념에 대해 요약하고, 실무적용을 위한 구체적인 절차에 대해 기술한다. 또한 가상 잔향수조 내 수중음원에 대한 수치시뮬레이션결과를 바탕으로 정립된 지향성 간이추정기법의 타당성을 검토한다.

Received 14 May 2019, revised 4 September 2019, accepted 16 October 2019

Corresponding author Kookhyun Kim: +82-51-629-1658, kimk@tu.ac.kr ORCID: https://orcid.org/0000-0002-4214-4673

© 2019, The Korean Society of Ocean Engineers

This is an open access article distributed under the terms of the creative commons attribution non-commercial license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

## 2. 지향성 간추정기법

음원의 지향성은 식 (1)의 지향성 지수(Directivity Index, dB re. 1)  $DI$ 로 정의된다(Kinsler et al., 1982).

$$DI = 10 \log_{10} D(\theta) \quad (1)$$

여기서,  $D(\theta)$ 는 음원중심(Acoustic center)과 수음점의 상대 각도  $\theta(\text{rad})$ 에 대한 지향성 계수(Directivity factor)로써, 잔향음장 내에서 음원에 의해서 생성되는 파워와 흡음 벽면에서 소실되는 파워가 동일하다는 조건에 의해 아래 식 (2)와 같이 표현될 수 있다(Hazelwood and Robinson, 2007).

$$D(\theta) = \frac{W_d(\theta)}{W_r} \quad (2)$$

$W_d(\theta)$ 와  $W_r$ 는 각각 식 (3) 및 식 (4)과 같이 정의되는 직접음향장 음향파워(Watt)와 잔향음향장 음향파워(Watt)를 나타낸다.

$$W_d(\theta) = 4\pi \frac{S^2(\theta)}{\rho c} = 4\pi \frac{p_d^2(\theta)r^2}{\rho c} \quad (3)$$

$$W_r = \frac{p_r^2 A}{4\rho c} \quad (4)$$

여기서,  $S(\theta)$ 는 음원출력(Source output)(Pam)이다.  $r$ 은 수중음원과 수음점의 거리(m),  $p_r$ 은 잔향음향장(reverberant field) 음압(Sound pressure, Pa),  $p_d(\theta)$ 는 직접음향장(Direct acoustic field) 음압,  $A$ 는 흡음면적( $\text{m}^2$ )을 의미한다.  $\rho$ 와  $c$ 는 물의 밀도( $\text{kg}/\text{m}^3$ )와 음속(m/s)이다.

한편, 확산음향장 내 임의의 지점에서의 전체 음향장(Total acoustic field)은 식 (5)와 같이 직접음향장과 잔향음향장(Reverberant acoustic field)의 합으로 간주할 수 있다(Kinsler et al., 1982).

$$p_t^2 = p_d^2 + p_r^2 \quad (5)$$

여기서,  $p_t$ ,  $p_d$ ,  $p_r$ 은 전체 음향장, 직접음향장, 잔향음향장에서의 음압을 각각 나타낸다.

이상적인 확산음향장 조건 하에서, 지향성 음원에 의한 전체음압  $p_t$ 는 음원의 위치와 방향에 따라 변하지만, 잔향음압  $p_r$ 은 일정한 것으로 간주할 수 있다. 이 때, 잔향음압 산정 후, 이의 제곱값을 방향에 따라 측정된 전체음압 제곱값으로부터 빼주면 해당 방향에 대한 직접음압 제곱값을 구할 수 있으며( $p_d^2 = p_t^2 - p_r^2$ ), 식 (1)에서 식 (4)에 의거 음원에 대한 지향성을 비교적 간단히 산정할 수 있다. 이 때, 전체 음압은 직접 방향별 측정값을 사용하며, 잔향 음압은 잔향공간 내부 다수의 측정점에 대한 평균값으로부터 산정하거나(ISO, 2010), 잔향수조도(Reverberant tank plot; Hazelwood and Robinson, 2007) 기반의 잔향음향장 추정결과를 활용하여 산정 가능하다. 본 연구에서는 잔향수조도 기반의 잔향음향장 추정 방법을 채택하였다.

참고로, 잔향수조도는 음원으로부터 일직선 상에 배치된 수중 청음기를 이용해 측정된 음압 제곱값  $p_t^2$ 을 Fig. 1에 보인 바와 같이 음원과 수음점의 거리  $r_R$ 의 제곱의 역수값( $=1/r_R^2$ )에 대해 표시하고 이를 선형회귀분석(Linear regression analysis)하여 도출한 추세선과 함께 도시한 그래프이다(Kim, 2019). 이 때, 추세선(Fitted curve)의 기울기는 식 (3)의 음원출력 제곱값  $S^2$ 에 해당하며, 추세선의 세로축에 대한 절편값은 식 (5)에서 음압제곱  $p_r^2$ 을 산정하는데 사용한다.

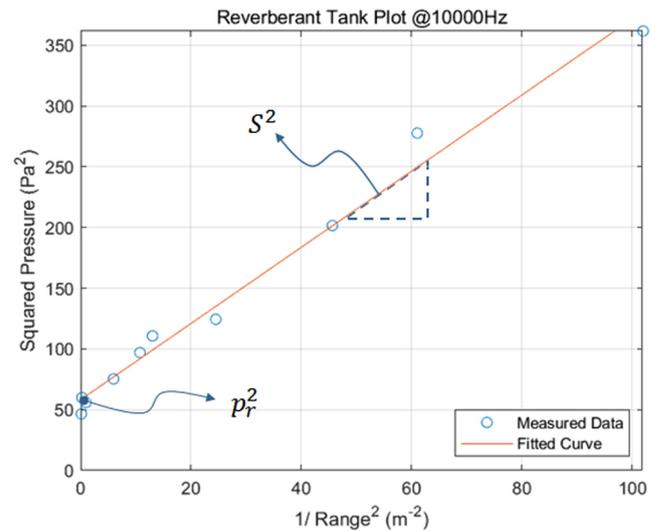


Fig. 1 Example of reverberant water tank plot (Kim, 2019)

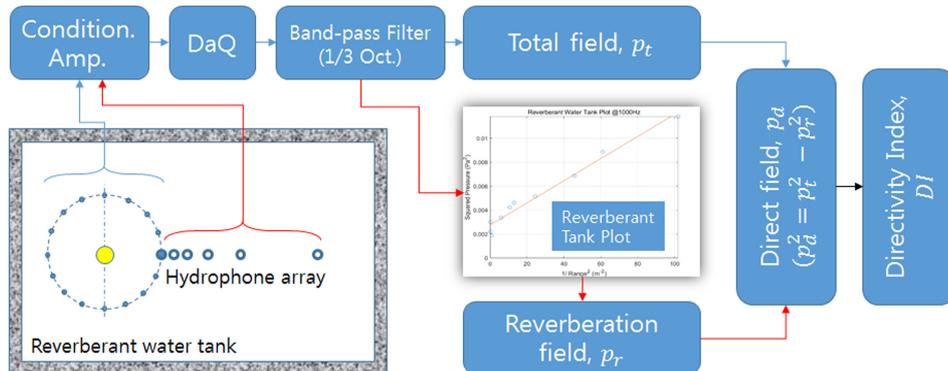


Fig. 2 Simple sound source directivity estimation process

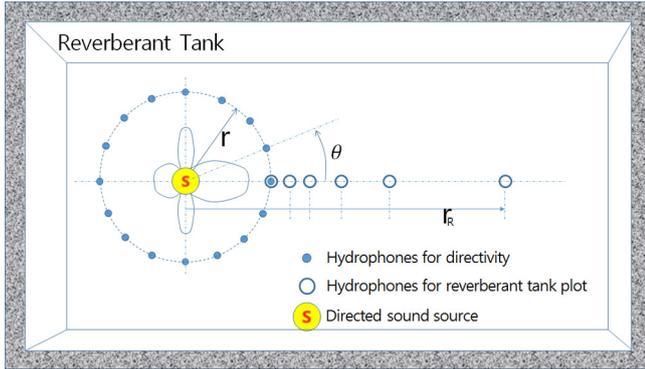


Fig. 3 Conceptual arrangement of hydrophones for the simple directivity estimation

본 연구에서는 Kim et al.(2019)의 연구결과를 바탕으로 음원 지향성 간추정기법을 정립하고 그에 따른 시스템의 구성과 절차를 제시한다. 음원 지향성 간추정 시스템은 Fig. 2에 도시한 바와 같이 수중청음기를 이용한 신호 계측, 신호증폭, 음압 데이터 획득(Data acquisition, DaQ), 광대역 필터(1/3 Oct. band filter) 적용, 전체 음압 및 잔향수조도 기반의 잔향음압 산정(Fig. 1), 직접음압 산정(식 (5)), 지향성 지수 산정(식 (1)-(4)) 등의 절차에 따른다.

이 때, 음압 데이터 획득을 위한 수중청음기는 목적에 따라 지향성용(Hydrophones for directivity) 배열과 잔향수조도용(Hydrophones for reverberant tank plot) 배열로 구분하여 설치한다(Fig. 3). 지향성용 배열은 음원의 음향중심로부터 일정 반경의 원주방향으로 배치하며, 잔향수조도용 수중청음기는 음원의 음향중심을 지나는 일직선 상에 가능하면 거리 제곱의 역수값이 등간격이 되도록 배치한다. 음향시험의 반복성(Repeatability)이 확보될 경우, 제한된 수중청음기 수량을 감안하여 표기된 위치에 수중청음기를 이동시키면서 음압 측정이 가능하다.

### 3. 수치시뮬레이션

음원 지향성 간추정기법의 타당성 검토를 위해 가상의 잔향수조에 대한 수치시뮬레이션을 수행하였다. 수치시뮬레이션기법으로는 고주파수 이론인 음향라디오시티법(Acoustic radiosity method; Kim, 2018)을 적용하였다. 가상 잔향수조의 길이, 폭, 수심은 각각 5m, 3.5m, 1.47m이며, 이에 대한 수치모델은 가상 잔향수조의 수면과 벽면, 바닥면을 3,072개의 삼각형 평면요소로 분할하여 작성하였다(Fig. 4). 수치모델의 경계조건으로써, 수면은 완전반사면으로, 벽면과 바닥면은 흡음계수가 0.053인 불완전 반사면으로 가정하였다. 매질은 물로 가정하였으며, 이 때, 밀도와 음속은 각각  $1,000\text{kg/m}^3$ 과  $1,430\text{m/s}$ 이다.

수음점은 Fig. 3의 수중청음기 배열방법에 따라 가상의 잔향수조 내에 음원을 중심으로 배치하되, 지향성 산정용 배열은 음원으로부터 반경 0.2m 반경 원주방향 10도 간격으로 총 36개의 수음점으로 구성하였으며, 잔향수조도용 배열은 음원으로부터 0.2, 0.25, 0.3, 0.36, 0.48, 1.0m 이격된 위치에 총 6개의 수음점으로 구성하였다. 간추정기법에 의한 음원 지향성 산정 시 벽면과의 이격거리 영향을 검토하기 위해 음원의 위치좌표를 Table 1과

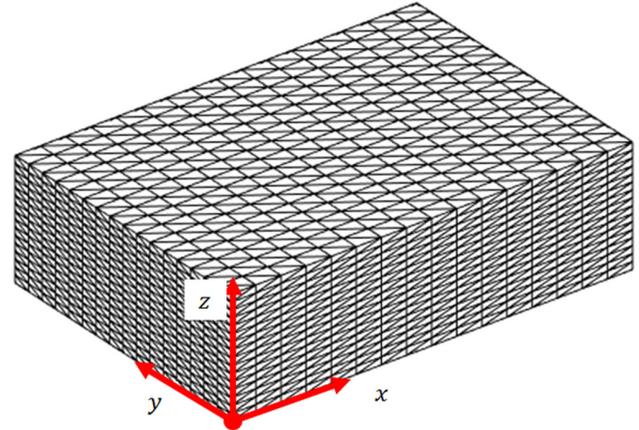


Fig. 4 Numerical model of a virtual water tank

Table 2 Coordinate of the source position by the simulation case

Case No.	Coordinate of the source [m]			Remarks
	$x$	$y$	$z$	
1	0.250	0.250	0.250	-
2	0.250	1.750	0.735	-
3	0.500	1.750	0.735	-
4	0.750	1.750	0.735	-
5	1.000	1.750	0.735	-
6	1.250	1.750	0.735	-
7	1.500	1.750	0.735	-
8	1.750	1.750	0.735	-
9	2.000	1.750	0.735	-
10	2.250	1.750	0.735	-
11	2.500	1.750	0.735	Tank center

같이 변경하면서 수치시뮬레이션을 수행하였다. 참고로, Case1 은 음원의 위치가 가상 수조 벽면으로부터 길이방향과 폭방향으로 0.25m 이격된 위치이며, Case 2에서 Case 11까지는 벽면으로부터 깊이방향과 폭방향 이격 거리를 유지하면서 길이방향이 격거리를 0.25m에서 가상 수조 중심에 해당하는 2.5m까지 0.25m 간격으로 증가시킨 위치이다.

음원으로는 단극(Monopole) 음원과 쌍극(dipole) 음원을 적용하였으며, 이 때, 음향파워  $W_s$ 는 식 (6)에 의거 산출하였다(Kinsler, 1982).

$$W_s = 4\pi \frac{p_s^2 r_o^2}{\rho c} \quad (6)$$

여기서,  $p_s$ 는 자유음장 조건 하에서 음원으로부터  $r_o$ (=1m)만큼 떨어진 지점에서의 평균제곱음압(Root-mean-squared sound pressure)을 의미하며, 단극음원과 쌍극음원에 대해 식 (7)로부터 산정하였다.

$$p_s = \begin{cases} \frac{\rho c Q k}{4 \sqrt{2} \pi}, & \text{for monopole source} \\ \frac{\rho c Q k^2 d}{4 \sqrt{2} \pi} \cos \theta, & \text{for dipole source} \end{cases} \quad (7)$$

여기서,  $Q$ 는 음원강도(Source strength,  $m^3/s$ )이며,  $k$ 는 파수(Wavenumber,  $= 2\pi f/c$ ),  $f$ 는 주파수(Hz),  $d$ 는 쌍극음원을 구성하는 두 개의 단극음원간 이격 거리(m)이다. 본 시뮬레이션에서는 음원강도와 주파수, 단극음원 간 거리를 각각  $0.001m^3/s$ , 20kHz, 0.001m로 설정하였다.

Fig. 5와 Fig. 6은 수치시뮬레이션 결과로부터 도출한 단극음원 및 쌍극음원의 지향성지수들 중에서 Case 1, Case 2, Case 4, Case 11 등 4개 Case에 대해 수음점 방향  $\theta$ 에 대한 극좌표그래프로 도시한 것이다. 이 때, 'Reference'는 무지향성( $DI = 0$ )을, 'Exact'는 입력된 음향파위와 잔향수조도법에 의해 산정된 잔향음향파위의 비에 따른 결과( $10\log_{10} W'_s/W_r$ )를, 'Estimated'는 본 연구의 간추정기법에 의한 결과( $10\log_{10} W'_d/W_r$ )를 의미한다.

우선 단극음원에 대한 수치시뮬레이션 결과를 살펴보면, Case 1의 경우, 지향성 지수가 180도에서 270도 방향으로 왜곡되어 나타나며, Case 2 경우, 180도 방향으로 왜곡되어 나타난다. 이는 벽면과의 폭 또는 길이방향 이격거리영향으로 판단된다. Case 4 및 Case 11의 경우, Case 1과 Case 2에서 나타난 왜곡현상이 완화되어 나타나며, 이는 음원이 벽면으로부터 충분히 이

격되어 있어 그 영향이 적게 나타난 것으로 판단된다. 뿐만 아니라 'Exact' 결과에 대해서도 'Reference' 대비 동일한 추이를 보이며, 이 또한 음원과 벽면간의 이격 거리 영향으로 판단된다. 한편, 쌍극음원에 대해서도 음원 위치에 따른 왜곡현상이 나타나며, 단극음원에서와 유사하게 벽면으로부터의 이격 거리가 증가할수록 정도 높은 결과를 보인다.

한편, Fig. 7은 Case 2에서 Case 10까지의 지향성 지수 산정 결과의 오차를 식 (8)에 의거 Case 11의 결과에 대한 평균제곱근 오차(Root mean square error, RMSE)(dB)로 계산하고 그 결과를 도시한 것이다. 음원의 벽면으로부터의 이격거리가 증가함에 따라 지향성 산정 정확도가 향상됨을 알 수 있다. 이로부터 본 수치시뮬레이션 기준으로 0.5dB MSE 오차범위 정확도를 갖기 위해서는 단극음원과 쌍극음원에 대해 각각 0.5m 이상, 1.0m이상의 이격거리를 확보해야 함을 알 수 있다.

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N_\theta} (DI(\theta_i) - DI_{11}(\theta_i))^2}{N_\theta}} \quad (8)$$

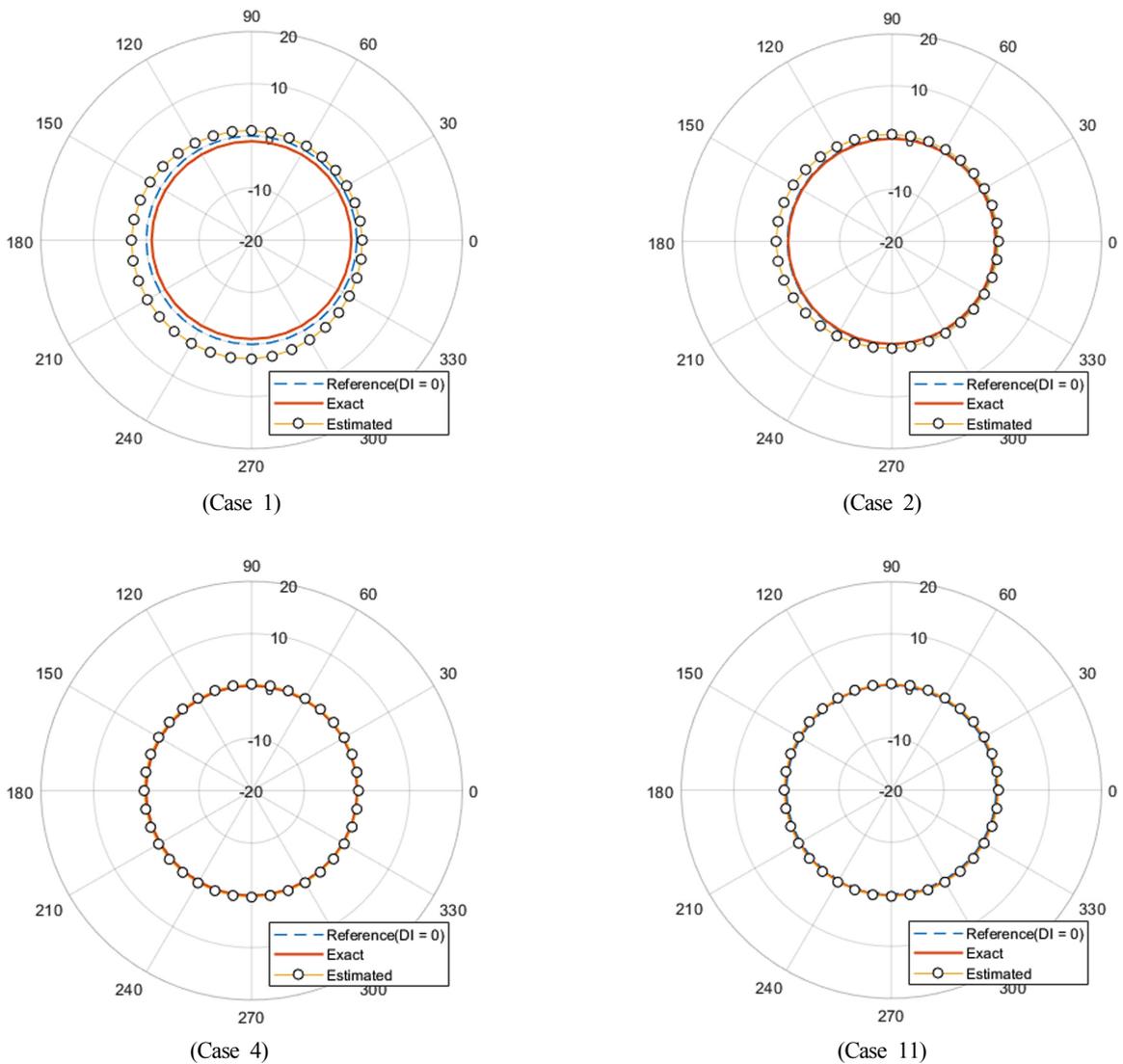


Fig. 5 Directivity index pattern by the source position: monopole source

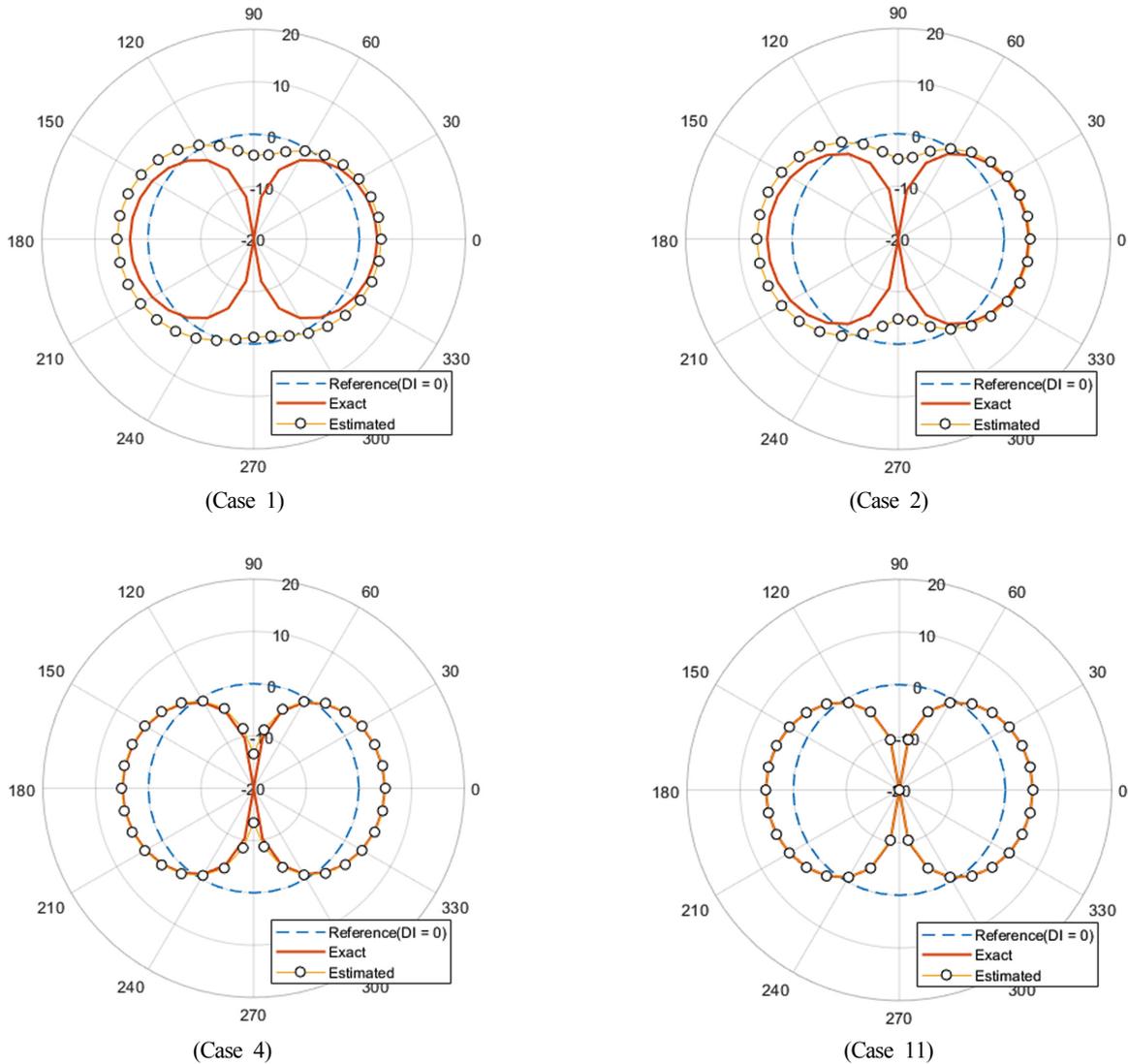


Fig. 6 Directivity index pattern by the source position: dipole source

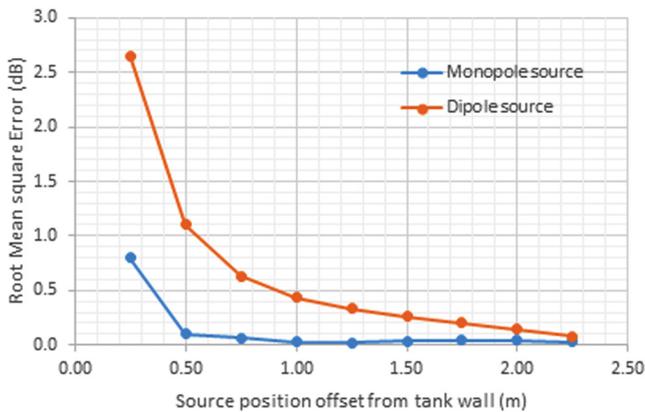


Fig. 7 Mean square error of directivity index by the source type

여기서,  $DI(\theta_i)$ 는  $i$ 번째 원주각에 대한 지향성지수이며,  $DI_{11}(\theta_i)$ 는 기준값에 해당하는 Case 11의  $i$ 번째 원주각에 대한 지향성지수이다.  $N_\theta$ 는 지향성 산정용 수음점 개수이며, 본 연구에서는 0도에서 350도까지 총 36개 이다.

이상의 결과로부터 제시된 지향성 간추정기법이 실무적으로 활용될 수 있으며, 보다 신뢰성 높은 결과를 도출하기 위해서는 가능한 한 음원의 위치가 벽면으로부터 충분히 이격될수록 시험 계획을 수립하여야 함도 알 수 있다. 또한 사전 수치시뮬레이션을 통해 최적의 음원위치 선정이 가능할 것으로 사료된다.

#### 4. 결 론

본 논문에서는 잔향수조와 같은 확산음향장에서의 음원 지향성 산정에 실무적으로 적용 가능한 간추정기법을 정립하였다. 음원 지향성 간추정기법은 수중청음기를 이용한 신호 계측, 신호증폭, 음압 데이터 획득, 광대역 필터 적용, 전체 음압 및 잔향수조도 기반의 잔향음압 산정, 직접음압 산정, 지향성 지수 산정 등의 절차를 포함한다.

정립된 지향성 간추정기법의 실무 적용 타당성을 검토하기 위해 가상 잔향수조 내 단극음원과 쌍극음원에 대한 수치시뮬레이션을 수행하였으며, 수중음원에 대한 정도 높은 지향성 산정이 가능함을 확인하였다. 음원과 경계면의 이격 거리가 가까

운 경우 지향성 지수 패턴이 왜곡되어 나타남을 확인하였다. 따라서 음원 지향성 간추정기법의 실무 적용 시 수치시뮬레이션을 통해 이에 대한 영향검토와 최적의 음원 위치 선정이 선행되어야 할 것으로 판단된다. 향후, 음향시험 기반의 개선연구를 통해 음원 지향성 간추정기법의 신뢰도 향상이 요구된다.

## References

- Bae, H.S., Ji, Y.H., Kim, W.J., Kim, W.S., Kim, J.S., Yun, S.U., 2014. Investigation of Target Echoes in Multi-static SONAR System - Part I : Design for Acoustic Measuring System. *Journal of Ocean Engineering and Technology* 28(5), 429-439. <https://doi.org/10.5574/KSOE.2014.28.5.429>
- Barnard, A.R., Conlon, S.C., Hambric, S.A., Capone, D., 2006. Measuring Sound Power and Directivity of a Submerged Cylinder in a Reverberant Water Tank Using Intensity Based Nearfield Acoustic Holography Techniques. In *Institute of Noise Control Engineering of the USA - 35th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering, INTER-NOISE 2006*, 5174-5186. [Online] Available at : <[https://www.researchgate.net/publication/293089544\\_Measuring\\_sound\\_power\\_and\\_directivity\\_of\\_a\\_submerged\\_cylinder\\_in\\_a\\_reverberant\\_water\\_tank\\_using\\_intensity\\_based\\_nearfield\\_acoustic\\_holography\\_techniques](https://www.researchgate.net/publication/293089544_Measuring_sound_power_and_directivity_of_a_submerged_cylinder_in_a_reverberant_water_tank_using_intensity_based_nearfield_acoustic_holography_techniques)> [Accessed May 2019].
- Hazelwood, R.A., Robinson, S.P., 2007. Underwater Acoustic Power Measurements in Reverberant Fields. *IEEE Ocean 2007-Europe*, Aberdeen, UK, 1-6. <https://doi.org/10.1109/OCEANSE.2007.4302295>
- ISO, 2010. Acoustics-Determination of Sound Power Levels and Sound Energy Levels of Noise Sources Using Sound Pressure: Precision Methods for Reverberation Test Rooms. *ISO 3741:2010(E)*. [Online] Available at : <<https://www.iso.org/standard/52053.html>> [Accessed May 2019].
- Kim, K., 2018. A Study on Room Acoustic Field Analysis Using Radiosity Method. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 55(5), 394-400. <https://doi.org/10.3744/SNAK.2018.55.5.394>
- Kim, K., 2019. Acoustic Field Analysis of Reverberant Water Tank Using Acoustic Radiosity Method and Experimental Verification. *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, 56(5), 464-471. <https://doi.org/10.3744/SNAK.2019.56.5.464>
- Kim, K., Hwang, J.Y., Cho, D.S., Lee J.J., 2019. Directivity Test of Underwater Sound Source in Reverberant Water Tank. *KAOSTS*, 2019.
- Kinsler, L.E., Frey A.R., Baron, D.P., Coppens, A.B., Sanders, J.V., 1982. *Fundamentals of Acoustics*. 3rd Edition, Jhon Wiley & Sons.
- Li, Q., Shang, D., Tang, R., 2014. Sound Source Performance Measurement Take in Reverberant Tank with Reverberation Method. *ICSV 21*, Beijing China, 1-8.
- Lim, Y.G., Lee, J.M., Park, J.W., 2001. A Research on the Design Techniques for Underwater Acoustic Basin. *Journal of the Korea Institute of Maritime Information & Communication Sciences*, 5(1), 212-221. [Online] Available at : <<http://www.koreascience.or.kr/article/JAKO200111921537498.page>> [Accessed May 2019].
- Loyau, T., Pascal, J.C., Gaillard, P., 1988. Broadband Acoustic Holography Reconstruction From Acoustic Intensity Measurements. I: Principle Of The Method. *Journal of The Acoustical Society of America*, 84., 1744-1750. <https://doi.org/10.1121/1.397190>
- Molina, P.R., Rebull, J.S., Anglés, C.O., Ortega, N.O., Vila, R.P., Sánchez-Morcillo, V., 2015. Method For The Acoustic Characterization Of Underwater Sources In Anechoic Tanks Based On Simulated Free-field Scenario. *6th International Workshop on Marine Technology, Martech 2015*, 70-72. [Online] Available at : <<https://pdfs.semanticscholar.org/e4c3/40d9d1be38367fe315b0c7d63384953529b3.pdf>> [Accessed May 2019].
- Robinson, S.P., Lepper, P.A., Hazelwood, R.A., 2014. Good Practice Guide No. 133 - Underwater Noise Measurement. *National Physical Laboratory*. [Online] Available at : <[https://www.oceanbestpractices.net/bitstream/handle/11329/435/GPG133\\_UnderwaterNoise\\_final3.pdf?sequence1&isAllowed=y](https://www.oceanbestpractices.net/bitstream/handle/11329/435/GPG133_UnderwaterNoise_final3.pdf?sequence1&isAllowed=y)> [Accessed May 2019].

# Study on Prediction of Similar Typhoons through Neural Network Optimization

Yeon-Joong Kim<sup>ID\*</sup>, Tae-Woo Kim<sup>ID\*</sup>, Jong-Sung Yoon<sup>ID\*</sup> and In-Ho Kim<sup>ID\*\*</sup>

<sup>\*</sup>Department of Civil and Urban Engineering Inje University, Gimhae-si, Korea

<sup>\*\*</sup>Department of Earth and Environmental Engineering Kangwon National University, Samcheok-si, Korea

## 뉴럴 네트워크의 최적화에 따른 유사태풍 예측에 관한 연구

김연중<sup>ID\*</sup> · 김태우<sup>ID\*</sup> · 윤종성<sup>ID\*</sup> · 김인호<sup>ID\*\*</sup>

<sup>\*</sup>인제대학교 토목도시공학부

<sup>\*\*</sup>강원대학교 지구환경시스템공학과

**KEY WORDS:** Artificial intelligence 인공지능, Deep learning 딥러닝, Big data 빅데이터, Activation function 활성화 함수, Disaster prevention system 방재 시스템

**ABSTRACT:** Artificial intelligence (AI)-aided research currently enjoys active use in a wide array of fields thanks to the rapid development of computing capability and the use of Big Data. Until now, forecasting methods were primarily based on physics models and statistical studies. Today, AI is utilized in disaster prevention forecasts by studying the relationships between physical factors and their characteristics. Current studies also involve combining AI and physics models to supplement the strengths and weaknesses of each aspect. However, prior to these studies, an optimization algorithm for the AI model should be developed and its applicability should be studied. This study aimed to improve the forecast performance by constructing a model for neural network optimization. An artificial neural network (ANN) followed the ever-changing path of a typhoon to produce similar typhoon predictions, while the optimization achieved by the neural network algorithm was examined by evaluating the activation function, hidden layer composition, and dropouts. A learning and test dataset was constructed from the available digital data of one typhoon that affected Korea throughout the record period (1951-2018). As a result of neural network optimization, assessments showed a higher degree of forecast accuracy.

### 1. 서 론

최근 인공지능(Artificial intelligence, AI)을 이용한 연구는 적용분야에 구애받지 않고 세계적으로 다방면으로 활발하게 진행되고 있다. 특히 방재분야에서는 여러 물리적 인자와의 관계성과 그 특성을 학습하여 예측하는 기술이 발달되어 예측분야에 많은 활용되고 있다. 현재 계측 기술과 통신 기술의 발달에 의해 수집되는 데이터의 질이 향상되었고 동시에 계측 및 통신 Cost가 낮아져 다량의 정보를 Real-time으로 손쉽게 취득할 수 있다. 이러한 Big 데이터의 활용과 계산기의 성능 향상 등에 의해 물리모델에서의 주요한 경계조건에 파라미터를 추정해 미래의 수문량을 예측하고 다시 역해석에 의해 주요한 파라미터의 공간분포를 추정하는 데이터 동화의 적용도 가능해졌다. Tanaka et al(2014)의 연구에서는 비선형 필터링을 이용하여 강우량으로부터 실시간 하천 수위를 예측하는 기법으로 유출모델, 부정류

모델 및 Kalman filter 모델과, 데이터 동화(Data assimilation)기법과 연동하여 실제의 관측치를 적용하여 예측치의 정도를 향상시키는 연구를 수행하였다. 하지만 이와 같이 예측값의 정확도를 향상하기 위해서 다수의 모델을 이용하고 또한 모델의 구축에 많은 시간과 기술력이 요구된다. 특히 물리모델을 이용해 지역적 특성을 보다 정확히 재현하기 위한 연구는 아직도 많은 연구 과제로 남아있다. 반면 인공지능을 이용한 예측모델에서는 비교적 모델의 구축이 용이하고 시간적·경제적으로 많은 장점이 내포되어 있을 뿐만 아니라 인공지능에 사용되는 방대한 데이터는 눈부신 컴퓨터의 성능 발달과 더불어 과거부터 지속적으로 수집하고 관측하고 있는 데이터를 실시간으로 제공받는 기술력(Telemetry) 발달에 의해 방대한 Big 데이터의 직각적인 활용이 가능해졌고 이러한 방재데이터의 활용이 가능해짐에 따라 인공지능을 이용한 연구 발전에 크게 기인하였다. 하지만 현재 방재분야에서의 인공지능 기술력은 학습데이터에 따라

Received 4 August 2019, revised 14 October 2019, accepted 16 October 2019

Corresponding author In-ho Kim: +82-33-540-3461, kimih@kangwon.ac.kr ORCID:0000-0003-3466-588X

© 2019, The Korean Society of Ocean Engineers

This is an open access article distributed under the terms of the creative commons attribution non-commercial license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

예측 결과의 정확도가 크게 변화되므로 예측 정도의 향상을 위해서는 양질의 방재데이터의 구축 및 확보가 무엇보다 선행되어야 하며 인공지능에 의한 예측에 있어 인공지능의 알고리즘에 따른 구체적인 검토가 필요하다.

인공지능의 발달로 인해 방재의 패러다임이 변화하고 있다. 이 결과 물리모델에만 의존하지 않고 얻고 싶은 대상(예측값)과 그것과의 상관관계가 강한 복수의 함수관계에 의해 다량의 데이터를 학습시킴으로써 경험적으로 미지의 값을 예측하는 심층학습(Deep learning, DL)을 적용한 심층 신경망(Deep neural network, DNN)의 연구가 세계적으로 많은 연구가 진행되고 있다. Hinton et al.(2006)에서는 최초로 컨볼루션(Convolution) 연산을 사용하지 않고 심층 구조상에서 학습을 성공시킨 모델을 개발하였고, Suzuki et al.(2018)의 연구에서는 강우의 발생 예측에 대한 뉴럴 네트워크의 활용을 검토하기 위해 관측 지점의 시계열 정보에서 작성한 시공간 2차원 데이터에 대해서 합성 뉴럴 네트워크(Convolutional neural network, CNN)를 응용한 강우예측모델을 제안했다. 이외에 수많은 연구가 활발히 진행되고 있으나 뉴럴 네트워크에 의한 예측은 물리적 해석을 수반하지 않기 때문에 예측값의 정밀도나 결과에 대한 공학적 설명이 불충분해지는 경우에 대한 연구와 지금까지 경험하지 못한 자연현상에 대한 미세측 데이터에 대한 방안에 관한 연구 및 인공지능의 알고리즘 최적화에 따른 예측 평가 등에 대한 기초적인 검토가 필요하다.

본 연구에서는 인공지능(AI, Artificial intelligence) 즉 심층학습을 방재 시스템에 도입하기 위한 기초적 연구로서 심층 신경망(DNN)을 이용하여 시시각각 변화하는 태풍의 진로에 대해 인공 신경망(Artificial neural network, ANN) 기술을 적용하여 유사태풍예측 시스템 개발을 목적으로 한다. 뉴럴 네트워크 모델의 알고리즘에 따른 적합성 검토를 실시하여 보다 정확하고 예측 효율이 향상되는 최적의 모델을 구축하고, 유사태풍 예측모델의 타당성을 평가하기 위해 태풍의 주요 정보인 태풍의 이동 경로, 중심기압 및 이동속도 정보를 이용하여 현재 발생된 태풍이 우리나라에 영향을 미치기 전에 지금까지 발생된 과거 태풍 중 가장 유사한 태풍을 예측한다. 또한 인공지능 모델의 구축에

있어 입력신호를 출력신호로 변환할 때 사용되는 활성화 함수(Activation function)의 평가 및 은닉층의 layer 수에 따른 민감도 분석을 실시하며, 기계학습(Machine learning)에서 은닉층의 레이어 수가의 증가함에 따라 발생하는 과적합(Overfitting)의 문제점을 보완하기 위해 Dropout을 적용한다. 그 결과 ReLU function 활성화 함수 및 은닉층 2층의 경우에서 유사태풍의 예측 결과가 가장 우수하게 평가되었다.

## 2. 인공 지능

인공 지능은 학습, 문제 해결, 패턴 인식 등과 같이 주로 인간 지능과 연결된 인지 문제를 해결하는 데 주력하는 컴퓨터 공학 분야이며 시스템에 의해 만들어진 지능, 즉 인공적인 지능을 뜻한다. 인공지능의 탄생은 1940년 후반과 1950년 초반에 수학, 철학, 공학, 경제 등 다양한 영역의 과학자들에게서 인공적인 두뇌의 가능성이 논의 되면서부터 시작하여 1956년에 이르러서, 인공지능이 학문 분야로 들어섰고 이후 많은 연구와 성장과정을 거쳐 오늘날의 기술까지 도달하였다(Fig. 1).

인공지능은 크게 3차세대로 분류되고 있다. 1차 AI붐은 1950~60년대로서 추론 및 탐색에 의한 특정 간단한 문제를 해석하는 시대로서 Warren and Walter(1943)는 명제논리(Propositional logic)를 사용해 동물 뇌의 생물학적 뉴런이 복잡한 계산을 위해 어떻게 상호작용하는지에 대한 간단한 모델을 제시함으로써 인공 신경망(ANN)이 처음으로 소개되었다. 당시 인간의 뇌는 전기적인 신호로 이루어진 네트워크라고 보았는데 이를 시뮬레이션 하면 학습이 가능하다는 사실을 증명하였다. Rosenblatt(1958)는 퍼셉트론(Perceptron)이라는 신경망 구조를 개발하여 비교적 정확히 입력과 출력 노드로 연결되어 있는 간단한 계산을 실시하였고, 1950년대 후반 퍼셉트론 모델이 발표된 이후 신경망의 연구는 활성화 되었지만 1969년 퍼셉트론은 XOR 계산이 불가능하다는 문제점이 발견됨에 따라 인공지능에 관한 연구는 암흑기에 접어들게 되었다. 이후 1980년대 들어 전문가처럼 지식에 대한 추론에 의해 복잡한 문제를 해결하는(Expert system) 시스템의 개

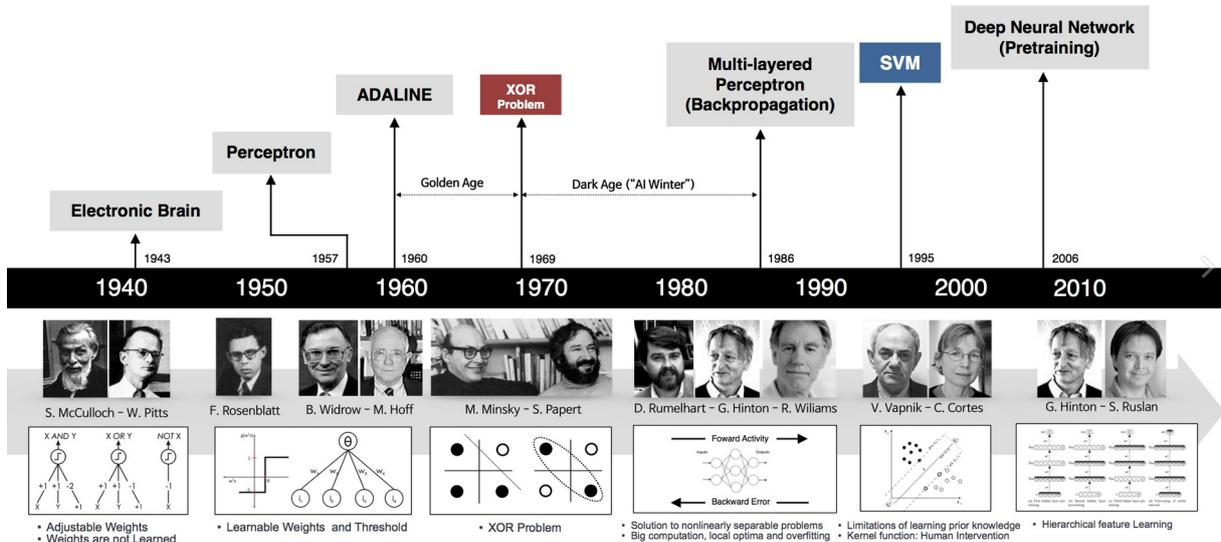


Fig. 1 History of artificial intelligence (Excelsior, 2019)

발로 2차 AI 붐의 시대가 전개 되었다. 또한 오류역전파(Back-propagation) 알고리즘이 개발되면서 다층 신경망을 구현할 수 있게 되었고 다시 신경망이 주목을 받게 되었다. 하지만 데이터 집합이 크고 복잡한 패턴을 처리하기 위해서는 다수의 은닉층을 연결해야 하는데 오류역전파 방법으로는 제대로 학습이 되지 않아 신경망을 적용할 수 있는 범위가 한정될 수밖에 없었다. 2000년 초반부터 인터넷의 보급과 컴퓨터의 성능 향상으로 인해 2010년 이후 Big 데이터를 처리하기 위해 AI 자신이 학습하는 방법(기계학습)이 진화하였고 심층학습의 개발을 통해 현재의 제3차 AI 붐 시대가 열리게 되었다.

심층학습은 데이터를 좀 더 심층적으로 이해하기 위해 알고리즘을 계층화하는 것과 관련된 기계학습의 한 분야이다. 심층학습은 비선형 알고리즘 계층을 사용하여 일련의 요소를 기반으로 상호 작용하는 분산 표상을 생성하여 대규모 데이터에서 심층학습의 알고리즘이 요소 간 관계를 파악하는 것이 가능해져 방재 분야에서 주로 예측을 위해 많은 연구가 진행되고 있다. 기계학습은의 알고리즘은 수집된 데이터로부터 범칙성을 찾아내는 방법이며 인공지능의 기술을 기반으로 하고 있다. 그 중에서도 최근 심층학습을 이용한 인공 신경망의 발전이 많은 연구자를 통해 여러 분야에서 활용되고 있다. 현재 방재 분야에서는 주로 지역적인 특성을 최대한 반영하여 물리모델을 구축하고 이를 통해 예측 결과를 산출해 방재활동에 중요한 정보로 활용되고 있다. 일본에서는 과거부터 수많은 방재 데이터(Big 데이터)를 축적하고 있어 기계학습에 있어 많은 장점을 활용해 여러 분야에 걸쳐 연구가 진행 중에 있다. 특히 심층학습을 이용한 하천-수위 예측 수법의 개발(Hitokoto et al, 2017), 심층학습을 이용한 감조하천의 수질변동 예측(Nakatani et al, 2017) 등과 같이 비교적 물리모델을 구축보다는 비교적 용이하게 모델을 구축하여 좋은 결과를 제시하고 있다. 우리나라에서도 여러 분야에서 양질의 좋은 데이터가 축적되고 있으며 이를 활용한 기계학습에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.

2.1 심층학습(DL)을 이용한 심층신경망(DNN) 모델

심층 신경망(DNN)은 입력층(Input layer)과 출력층(Output layer) 사이에 여러 개의 은닉층(Hidden layer)들로 이뤄진 인공 신경망(ANN)이다. 심층 신경망은 일반적인 인공 신경망과 마찬가지로 복잡한 비선형 관계(Non-linear relationship)의 모델링이 가능하다. 일반적으로 은닉층을 2층 이상의 뉴럴 네트워크를 심층학습이라 하며 Fig. 2에 일반적인 뉴럴 네트워크의 구성도를

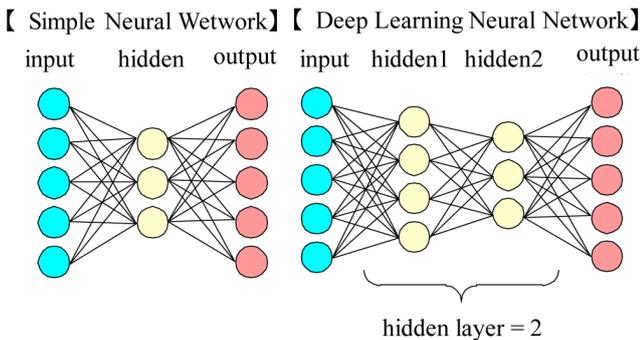


Fig. 2 Structures of neural network

나타낸다. 본 연구에서는 은닉층을 2층으로 구성된 심층 신경망(DNN)으로 모델을 구성하였다.

2.2 활성화 함수(Activation function)

활성화 함수는 인공지능의 많은 알고리즘에서 다양한 형태로 사용되고 있다. 뉴럴 네트워크는 신경세포의 구조를 모방한 수학적 모델이며 일정한 입력 데이터에 반응하여 적합한 데이터를 출력하는 구조이다. Fig. 3에 뉴럴 네트워크의 은닉층의 구성을 나타냈다.

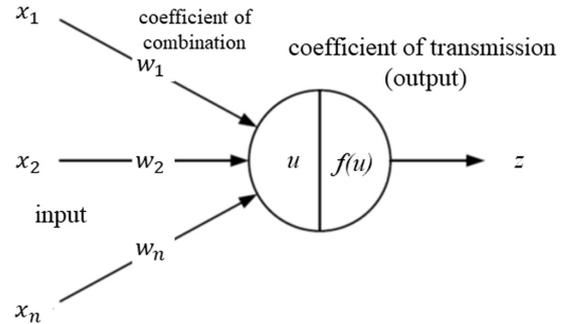


Fig. 3 Neural network diagram of element

$$u = \theta_i + \sum_{i=1}^K w_i x_i \tag{1}$$

$$z = f(u) \tag{2}$$

여기서  $X_i$ 는 입력층,  $W_i$ 는 Weight(입력치의 중요성),  $B$ 는 Bias(입력치의 총계를 조절하는 파라미터),  $f(u)$ 는 활성화 함수(Activation function),  $Z$ 는 출력층이다. 신경망에서 사용되는 대표적인 활성화 함수는 시그모이드(Sigmoid)형, 계단함수(Hard limiter), 임계논리(Threshold logic)함수, ReLU 및 Tanh(Hyperbolic tangent function) 등이 사용되고 있으며 일반적으로 많이 사용되는 활성화 함수의 특성을 Fig. 4에 나타냈다. 본 연구에서는 구축한 격자상에 원활한 태풍 정보의 학습을 위해 Sigmoid 형(식 (3)), Tanh(식 (4)) 및 ReLU(식 (5))의 활성화 함수에 따른 모델의 적합성을 검토한다.

$$f(u) = \frac{1}{1 + \exp(-u)} \tag{3}$$

$$\tanh(u) = \frac{e^u - e^{-u}}{e^u + e^{-u}} \tag{4}$$

$$f(u) = \max(0, u) \tag{5}$$

2.3 Dropout model

일반적으로 은닉층의 개수가 증가함에 따라 더욱 많은 문제를 해결 할 수 있도록 학습 능력이 향상되는 반면, 학습 데이터의 과잉학습에 의해 실제 데이터에 대한 오차가 증가하는 현상 과적합(Overfitting) 발생하여 예측값의 정도가 하락하는 문제점이 발생한다. 따라서 은닉층의 개수에 따른 모델의 평가와 더불어 Deep learning에서 Overfitting을 감소시키는 방법으로(Fig. 5) 본 연구에서는 Dropout(Srivastava et al., 2014)을 적용한다.

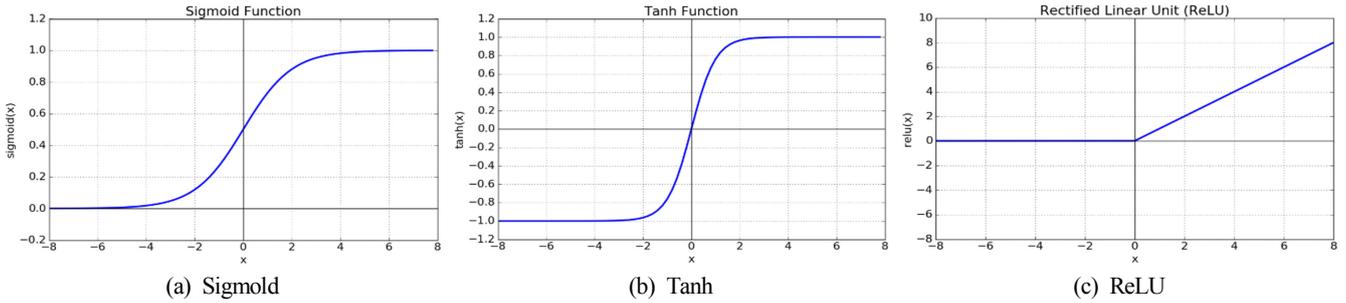


Fig. 4 Graphs of activation function

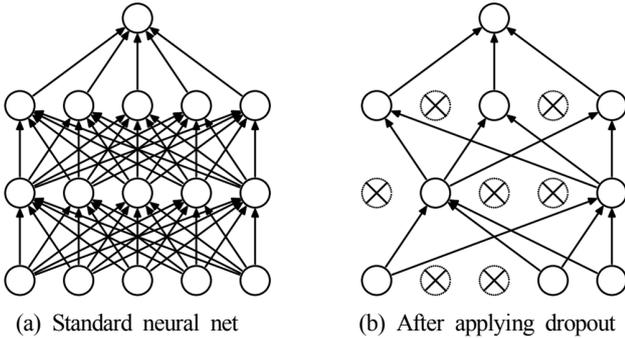


Fig. 5 Dropout neural net model

2.4 학습방법(Learning method)

뉴럴 네트워크에 사용되는 주요 학습방법은 Hebbian learning, Perceptron rule, Gradient descent 및 오차역전파법(Back propagation) 등이 있다. 이 중에서 주로 사용되는 Gradient descent는 미분의 개념을 최적화 문제에 적용한 대표적 방법으로 에러(Error)를 미분하여 Weight를 업데이트 하는 방법이며 오차역전파법은 은닉층에서 에러를 미분하여 Weight를 업데이트 하는 방법이다. 본 연구에서는 오차역전파법은 Feed forward 형(Fig. 6) 뉴럴 네트워크의 대표적인 학습법으로 훈련 데이터가 주어질 때마다 결선무게(Weight on a synapse)를 미세 수정하는 방법을 적용하였다.

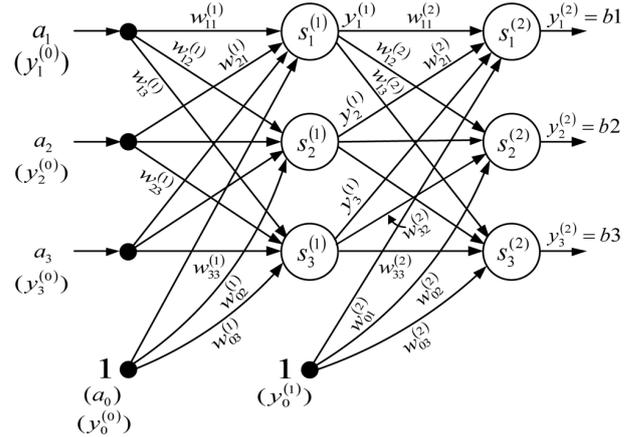


Fig. 6 Feed forward method

3. 유사태풍 예측 시스템의 구축

학습 데이터(Study data)인 태풍의 주요 정보인 이동경로, 중심 기압 및 이동속도에 대한 정보는 National Institute of Informatics (NII, 2019)에서 제공되는 Digital typhoon을 이용한다. 태풍의 이동위치를 표현하기 위해 Mesh 데이터를 구축하였으며 격자간의 크기는 위경도 각각 2°로 구축하였다(Fig. 7). 또한 Digital typhoon

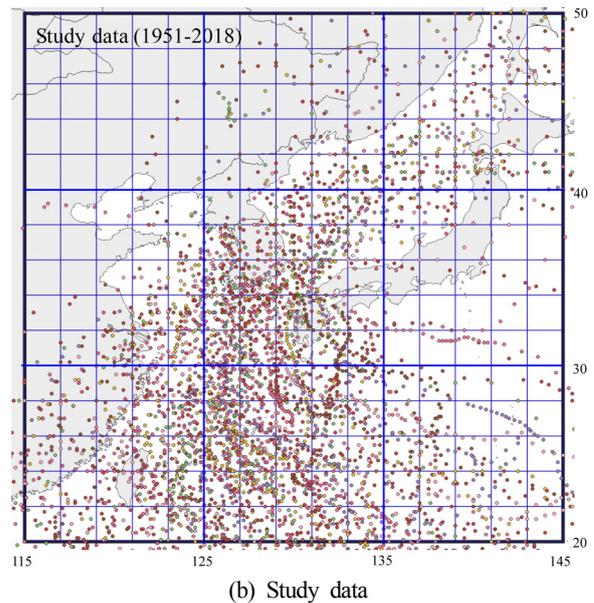
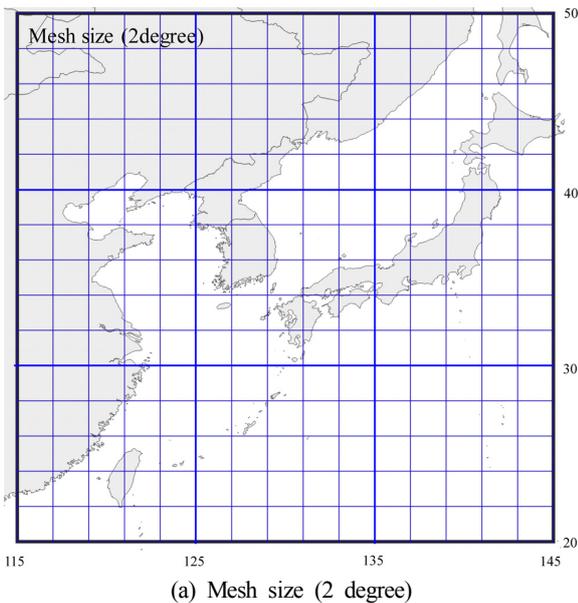


Fig. 7 Boundary condition

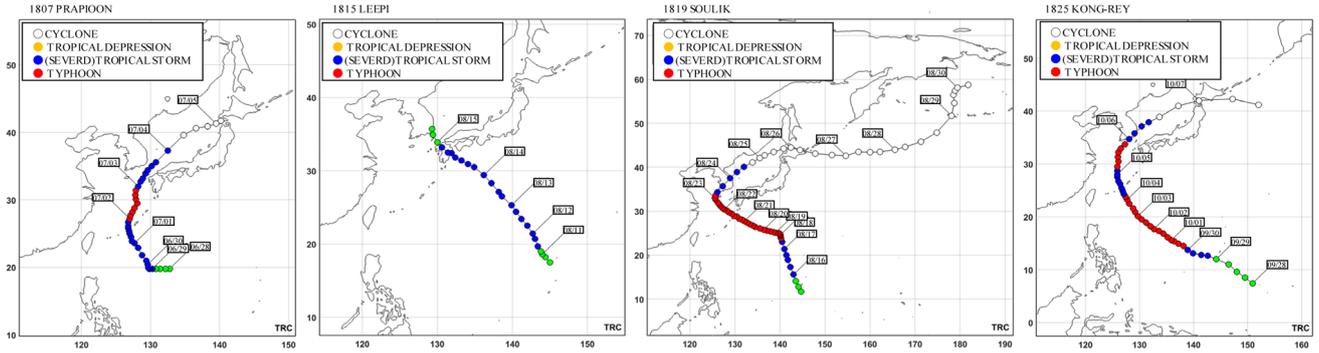


Fig. 8 Real typhoon route for Test typhoon

Table 1 Parameters for Neural network

Parameter	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4	Case 5	Case 6
Model	Deep Neural Network (DNN)					
Mesh size	2 degree					
Mesh range	latitude : 20°~ 50° longitude : 115°~ 145°					
Input parameter	Route, Pressure, Moving speed					
Dropout	×	×	×	○	○	○
Activation function	Sigmoid	Sigmoid	Sigmoid	Tanh	Sigmoid	ReLU
Hidden layer	2 layers	3 layers	4 layers	2 layers	2 layers	2 layers
Input units	675 (225×3)					
Middle units	1 layer: 675 2 layer: 675					
Type-A : Study Test data / output			214 (1951~2017)	4 (2018) / 214		
Type-B : Study Test data / output			218 (1951~2018)	4 (2018) / 214		

Table 2 Suitable language for machine learning and its features

Language	Characteristic	DataFrame
R	Comprehensive statistical analysis package available	data.frame
Python	Open source & free, Easy to learn and logically consistent	pandas.DataFrame
Scala	Complex features promote better coding	org.apache.spark.sql.DataFrame

데이터가 존재하는 기간(1951~2018)에 발생한 태풍을 대상으로 우리나라에 영향을 미친 태풍(218개, 국가태풍센터)을 선정하여 학습 및 Test 데이터를 구축하였다. 본 연구에서 구축한 모델의 구성 및 계산 조건을 Table 1에 표시하였고 검증에 위한 태풍 (Test)의 실제 이동 경로를 태풍연구센터(Typhoon Research Center, 2019)의 과거태풍 자료를 이용하여 Fig. 8에 나타내었다.

학습 데이터의 주요 인자인 태풍의 중심기압, 이동속도에 대해 관계형 데이터베이스의 중복을 최소화하기 식 (4)에 의해 정규화(Normalization)과정을 거쳐 학습데이터를 구축하였다. 이때 태풍의 중심기압은 900(=1.0)~1000(=0.0)hPa의 분포로 설정하였고 이동속도는 0(=0.0)~75(=1.0)m/s의 정규화 분포로 설정하였다. 또한 태풍의 이동 경로는 구축한 격자범위 안에 위치하고 있으면 1.0 이외는 0.0으로 설정하였다.

$$x_{new} = \frac{x - x_{min}}{x_{max} - x_{min}} \tag{6}$$

인공지능(AI) 개발에 적합한 많은 수많은 프로그래밍 언어(R, Python, JavaScript, C/C++, Matlab 등)가 개발되고 있으며 그중 기계 학습에 적합한(패키지) 언어의 특징을 Table 2에 나타내었다. 본 연구에서는 MxNet 프레임워크를 이용해 R의 언어로 모델을 구축하였고 R 언어의 가장 큰 장점은 방대한 양의 패키지 와 즉시 사용 가능한 테스트 세트가 제공되어 비교적 데이터의 구축, 모델의 학습, 모델의 평가 등 모델의 구축이 용이하다.

#### 4. 뉴럴 네트워크의 최적화(Optimization)에 따른 예측 결과

심층학습 모델의 구축을 위해 뉴럴 네트워크의 최적화 검토를 실시하였다. 학습 데이터(Study data)를 1951년~2018년에 발생된 태풍(214개)으로 구축하였고 테스트 태풍은 2018년 발생한 태풍(4개)을 대상으로 예측 모의를 실시하였다. 결과에 사용된 태풍명은 발생년도+T+발생순서(예: 2018T25) 순으로 표기하여

정리하며 모델의 예측 결과는 입력받은 값을 0~1(정규화)사이의 값으로 출력되는 값의 총합이 1이 되는 특성을 가진 Softmax 함수 값으로 유사성을 평가와 실험 조건에 따른 네트워크의 최적화 검토를 실시하였다. 각각의 모델에 따른 주요한 결과는 다음과 같다.

#### 4.1 은닉층(Hidden layer)

심층학습 모델은 은닉층이 2층 이상으로 구성되어 있는 학습 방법이다. 하지만 은닉층의 층수가 증가함에 따라 신경망이 복잡해지고 오히려 계산 시간의 증가와 정확도가 떨어지는 결과도 초래한다. 따라서 본 연구에서는 유사태풍 예측을 위한 모델의 구성에 있어 은닉층의 층수와 반복 계산 횟수(Iteration number)에 따른 민감도 분석을 실시하였다. Case 1~3의 실험 조건으로 활성화 함수는 Sigmoid, 학습데이터 및 출력층의 조건 Type-A에 의해 검토를 수행하였고 실험 조건에 따른 학습 적중률(Train accuracy)의 결과를 Table 3에 나타냈다. 이 결과로부터, 모델의 반복 계산 횟수(Iteration number)에 따른 Train accuracy 은 은닉층 2층(반복횟수: 300)에서 1.0으로 수렴하여 이후 반복 회수의 증가에 따른 학습률은 동일한 것으로 나타났다. 하지만 은닉층의 개수의 증가로 인해(반복횟수 300회) 학습률은 오히려 감소하는 것으로 본 모델에서는 은닉층의 층수를 2층으로 모델을 구축하였다.

**Table 3** Results of train accuracy by iteration number

Activation function (Sigmoid)	Iteration number					
	100	200	300	400	1000	
Hidden layer	Case1 (2 layers)	0.620	0.855	1.000	1.000	1.000
	Case2 (3 layers)	0.620	0.620	0.680	0.720	1.000
	Case3 (4 layers)	0.255	0.555	0.610	0.615	0.730

#### 4.2 활성화 함수(Activation function)

Deep learning 네트워크에서는 노드에 입력되는 값들에 대해 반응하여 다음 레이어로 전달하지 않고 주로 비선형 함수를 통과시킨 후 전달하며 이때 활성화 함수(Activation function)사용하여 모델을 구축한다. 활성화 함수에 따른 예측정도를 비교하여 유사태풍 예측에 있어 가장 적합한 함수를 평가하기 위해 실험 조건 Case 4~6의 조건과 학습데이터/출력층의 조건은 Type-B를 이용하여 실험 조건에 따른 각각의 결과를 Table 4에 나타냈다. 이 결과로부터, Test 데이터가 포함된 학습 데이터로부터 Test 데이터를 예측하는 실험 과정으로 활성화 함수(반복횟수: 300)에 따라 적중률이 달리 평가되었고 ReLU의 활성화 함수를 사용했

**Table 4** Results of accuracy rate by activation function

Test Typhoon	Value of softmax		
	tanh	Sigmoid	ReLU
2018T07 (Prapiroon)	0.995	0.663	0.996
2018T15 (Leepi)	0.993	0.367	0.993
2018T19 (Soulik)	0.998	0.906	0.999
2018T25 (Kong-rey)	0.995	0.585	0.997

을 경우 가장 좋은 적중률을 나타내었다. 또한 Krizhevsky et al.(2012)의 연구에서 ReLU 함수가 Sigmoid 및 Tanh에 비해 Stochastic gradient descent(SGD)에서 수렴속도가 약 6배 빠르다는 연구 결과와 같이 본 연구에서도 ReLU 모델에서 가장 빠르게 수렴하는 것으로 조사되었다.

#### 4.3 Dropout의 평가

Dropout의 고려에 따른 예측 결과의 민감도 분석을 실시하였다. 실험에 사용된 모델의 구성은 학습데이터에 Test 데이터를 포함시켜 학습한 경우인 Type-B의 조건으로 ReLU의 활성화 함수(Iteration number=300)를 사용하여 Dropout 모델(Rate=0.5)의 유무에 따른 적중률을 평가하여 그 결과를 Table 5에 나타내었다. 이 결과로부터 4개의 테스트 태풍의 적중률은 Dropout를 고려할 때 더 좋은 적중률을 나타내었다. 따라서 유사태풍의 검색에서는 다수의 입력값에 따라 모델이 구성되므로 적중률 향상을 위해 Dropout을 도입하였다.

**Table 5** Results of accuracy rate by test typhoon

Test typhoon (Name)	Value of softmax	
	without dropout	with dropout
2018T07 (Prapiroon)	0.996	1.000
2018T15 (Leepi)	0.993	0.999
2018T19 (Soulik)	0.999	1.000
2018T25 (Kong-rey)	0.997	1.000

#### 4.4 유사태풍 예측 결과

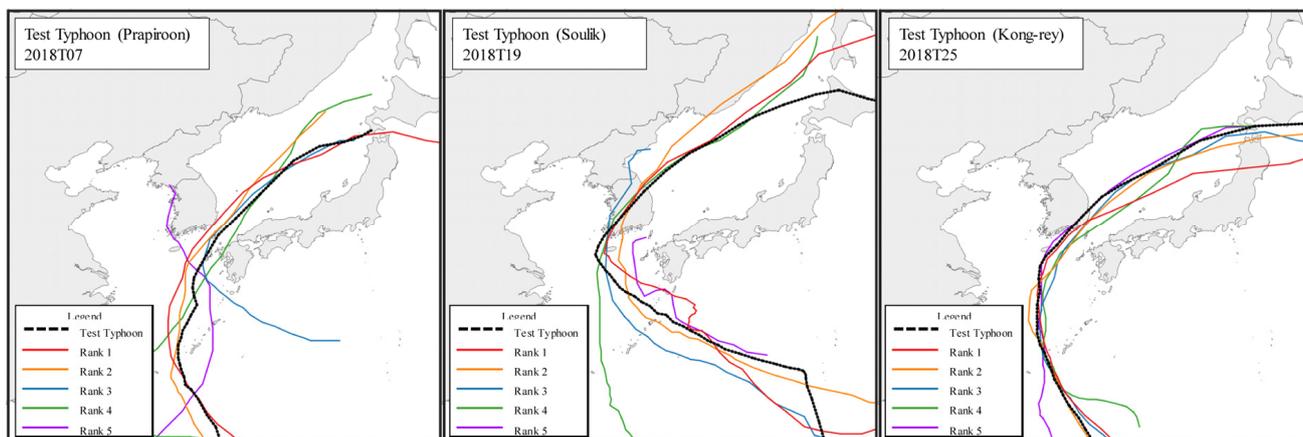
모델의 예측 정도를 평가하기 위해 학습 데이터(Study data) Type-A와 같이 1951년~2017년에 발생한 태풍(214개)으로 구축하였고 테스트 태풍은 2018년 발생한 태풍 4개(Prapiroon, Leepi, Soulik, Kong-rey)를 대상으로 예측모의를 실시하였다. 모델의 예측결과는 Softmax 함수값으로 유사성을 평가하였고 활성화 함수에 따른 인공지능을 이용한 예측 모델의 주요한 결과는 다음과 같다.

Case 6의 실험 조건에 따른 결과를 Table 6에 나타내었다. 활성화 함수에 따른 Softmax 함수값의 상위 5위까지의 적중률은 Sigmoid < Tanh < ReLU의 순위로 ReLU의 활성화 함수를 사용했을 때 가장 좋은 적중률을 기록하였다. 특히 우리나라에 영향을 준 2018년 태풍 4개중(07호, 15호, 19호, 25호) 태풍이 한반도 남단에서 북쪽으로 이동하는 태풍 07호(Prapiroon), 19호(Soulik), 25호(Kong-rey)에 대한 예측 태풍의 이동경로의 비교도를 Fig. 9에 나타내었다. 위의 결과로부터 Test 태풍 2018T07(Prapiroon)에 대한 예측 결과인 예측태풍 상위 5위 1999T05(Neil)를 제외한 이외의 예측 결과는 매우 유사한 태풍이 예측되었고 이 결과로부터 모델의 예측정도는 우수하다고 판단된다.

본 연구에서 적용한 태풍정보 입력 Mesh의 크기가 위경도 2°를 사용하고 있다. 비교적 Mesh의 크기가 과대하기 때문에 여러 학습 태풍간의 데이터 중첩으로 적중률이 하락하며, Digital typhoon의 주요 정보는 최대 6시간 간격으로 제공되고 있어 연속적인 이동 형태를 갖는 태풍의 주요 정보에 대해 Mesh의 격자 상에 태풍정보가 누락되어 있는 구간이 발생하여 이로 인해

**Table 6** Results of prediction model

No.	Test. Typhoon	Prediction of typhoon / Rank.					Value of softmax					$\Sigma(1\sim5)$
		1	2	3	4	5	1	2	3	4	5	
Case 4	2018T07	199109	197408	199113	200613	201216	0.464	0.398	0.031	0.020	0.014	0.927
	2018T15	200610	196804	199211	199407	197209	0.623	0.068	0.063	0.062	0.039	0.854
	2018T19	198508	200603	200215	196617	201207	0.340	0.168	0.129	0.081	0.069	0.787
	2018T25	200415	201618	197408	198410	199711	0.441	0.211	0.139	0.099	0.022	0.912
Case 5	2018T07	199109	198410	197408	200415	200314	0.380	0.204	0.092	0.048	0.025	0.749
	2018T15	196804	197611	199211	197209	196309	0.150	0.127	0.116	0.075	0.063	0.530
	2018T19	198508	200215	197612	201207	196617	0.150	0.098	0.085	0.063	0.059	0.454
	2018T25	201618	199711	197408	198410	200415	0.324	0.144	0.104	0.084	0.072	0.727
Case 6	2018T07	197408	199109	199113	200613	199905	0.516	0.404	0.025	0.019	0.010	0.974
	2018T15	200610	196804	199211	197209	199407	0.662	0.110	0.046	0.043	0.042	0.902
	2018T19	198508	200215	201207	200603	197006	0.740	0.141	0.025	0.024	0.021	0.952
	2018T25	201618	200415	197408	198410	199711	0.330	0.320	0.172	0.124	0.023	0.969



**Fig. 9** Results of similar typhoon by ReLU function

학습효과가 상대적으로 하락되어 적중률이 낮게 평가 되었다. 따라서 연속적인 운동을 하는 태풍의 특성을 보다 정확히 재현 하기 위한 학습 데이터의 구축과 관련된 추가적인 연구가 필요한 것으로 판단된다.

### 5. 결 론

현재 방재 예측 분야에서 인공지능을 이용한 많은 연구가 진행 되고 있지만 인공지능의 알고리즘에 따른 예측 성능 평가에 관한 연구는 아직 미비하다. 따라서 본 연구에서는 인공지능에서 사용되는 알고리즘에 따른 예측 성능 평가를 위한 기초적인 연구로서 심층 신경망(DNN)을 이용하여 시시각각 변화하는 태풍의 주요 정보를 학습 데이터로 구축하여 R의 언어로 유사태풍예측 모델을 구축하였다. 뉴럴 네트워크를 구성하는 알고리즘에 따른 최적화 검토 결과는 ReLU 함수, 2층의 은닉층으로 Dropout을 적용했을 경우 가장 좋은 적중률을 나타냈으며 최적화에 따른 유사태풍 예측도 매우 우수하게 평가되었다. 본 연구에서 시간에 따른 연속적인 운동을 하는 태풍정보를 학습하기 위해 위·경도 2°의 격자로 구축하였다. 그 결과 학습 데이터의

중첩 즉 태풍의 진행속도가 늦은 경우 같은 격자상 2개 이상의 정보가 입력되어 최신의 정보만이 데이터로 구축되어 학습데이터의 누락으로 인해 적중률이 하락하였다. 또한 학습 데이터인 디지털 태풍 정보에서는 태풍의 기본 데이터가 최대 6시간 간격으로 제공하고 있어 진행하는 태풍의 연속적인 표현에 있어 한계점이 나타났다. 따라서 향후의 연구에서 방재 시스템의 성격상 국민의 안전을 위한 시스템으로서 정확도 및 신뢰도를 확보가 매우 중요하다. 시스템 적용에 앞서 학습하는 태풍 정보를 보다 세분화하여 연속 운동을 하는 태풍의 특성이 반영되는 태풍정보 즉 학습 데이터를 구축하여 좀 더 정확하고 유사한 태풍예측 시스템 구축에 관한 연구를 수행할 것이다.

### 후 기

본 연구는 2018년 해양수산부(과제번호 20180404) 재원으로 해양수산과학기술진흥원 및 2017년도 강원대학교 대학회계 학술연구조성비(관리번호-620170060)의 지원을 받아 수행된 연구 결과 중 일부임을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다.

## References

- Excelsior, 2019. History of Artificial Intelligence. [Online] Available at: <<https://excelsior-cjh.tistory.com/172>> [Accessed June 2019].
- National Institute of Informatics (NII), 2019. Digital Typhoon. [Online] Available at: <<http://agora.ex.nii.ac.jp/digital-typhoon/>> [Accessed June 2019].
- Hinton, G.E., Osindero, S., Teh, Y-W., 2006. A Fast Learning Algorithm for Deep Belief Nets. *Neural Computation*, 18(7), 1527-1554. <https://doi.org/10.1162/neco.2006.18.7.1527>
- Hitokoto, M., Sakuraba, M., Sei, Y., 2017. Development of the Real-Time River Stage Prediction Method using Deep Learning. *Journal of Japan Society of Civil Engineers*, 5(1), 422-429. [https://doi.org/10.2208/journalofjsce.5.1\\_422](https://doi.org/10.2208/journalofjsce.5.1_422)
- Krizhevsky, A., Sutskever, I., Hinton, G.E., 2012. ImageNet Classification with Deep Convolutional Neural Networks. *Proceedings of the 25<sup>th</sup> International Conference on Neural Information Processing Systems*, 1, 1097-1105.
- Nakatani, Y., Ishizaki, M., Nishida, S., 2017. Estimation of Water Quality Variation in a Tidal River by Applying Deep Learning Models. *Journal of Japan Society of Civil Engineers*, 73(4), I\_1141-I\_1146. [https://doi.org/10.2208/jscejhe.73.I\\_1141](https://doi.org/10.2208/jscejhe.73.I_1141)
- Rosenblatt, F., 1958. The Perceptron: A Probabilistic Model for Information Storage and Organization in the Brain. *Psychological Review*, 65(6), 386-408. <http://dx.doi.org/10.1037/h0042519>
- Srivastava, N., Hinton, G., Krizhevsky, A., Sutskever, I., Salakhutdinov, R., 2014. Dropout: A Simple Way to Prevent Neural Networks from Overfitting. *Journal of Machine Learning Research*, 15, 1929-1958.
- Suzuki, T., Kim, S., Tachikawa, Y., Ichikawa, Y., Yorozu, K., 2018. Application of Convolutional Neural Network to Occurrence Prediction of Heavy Rainfall. *Annual Journal of Hydraulic Engineering*, 63, I\_295-I\_300.
- Tanaka, K., Tsujikura, H., Sugiura, M., 2014. Data Assimilation to the Flood Forecasting Model of the Real Time Water Level using the Unscented Kalman Filter. *Journal of Japan Society of Civil Engineers*, 70(4), I\_409-I\_414. [https://doi.org/10.2208/jscejhe.70.I\\_409](https://doi.org/10.2208/jscejhe.70.I_409)
- Typhoon Research Center, 2019. Typhoon information. [Online] Available at: <<http://www.typhoon.or.kr/>> [Accessed May, 2019].
- Warren, S., Walter, P., 1943. A Logical Calculus of the Ideas Immanent in Nervous Activity. *Bulletin of Mathematical Biophysics*, 5(4), 115-133. [https://doi.org/10.1007/BF02\\_478259](https://doi.org/10.1007/BF02_478259)

# Expected Life Evaluation of Offshore Wind Turbine Support Structure under Variable Ocean Environment

Gee-Nam Lee<sup>ID\*</sup>, Dong-Hyawn Kim<sup>ID\*\*</sup> and Young-Jin Kim<sup>ID\*</sup>

<sup>\*</sup>Department of Ocean Science and Engineering, Kunsan National University, Gunsan, Korea

<sup>\*\*</sup>School of Architecture and Coastal Construction Engineering, Kunsan National University, Gunsan, Korea

## 해양환경의 변동성을 고려한 해상풍력터빈 지지구조물의 기대수명 평가

이기남<sup>ID\*</sup> · 김동현<sup>ID\*\*</sup> · 김영진<sup>ID\*</sup>

<sup>\*</sup>국립군산대학교 해양산업공학과

<sup>\*\*</sup>국립군산대학교 건축해양건설융합공학부

**KEY WORDS:** Offshore wind turbine 해상풍력발전기, Support structure 지지구조물, Uncertainty, 불확실성, Fatigue analysis 피로해석, Expected life, 기대수명

**ABSTRACT:** Because offshore structures are affected by various environmental loads, the risk of damage is high. As a result of ever-changing ocean environmental loads, damage to offshore structures is expected to differ from year to year. However, in previous studies, it was assumed that a relatively short period of load acts repeatedly during the design life of a structure. In this study, the residual life of an offshore wind turbine support structure was evaluated in consideration of the timing uncertainty of the ocean environmental load. Sampling points for the wind velocity, wave height, and wave period were generated using a central composites design, and a transfer function was constructed from the numerical analysis results. A simulation was performed using the joint probability model of ocean environmental loads. The stress time history was calculated by entering the load samples generated by the simulation into the transfer function. The damage to the structure was calculated using the rain-flow counting method, Goodman equation, Miner's rule, and S-N curve. The results confirmed that the wind speed generated at a specific time could not represent the wind speed that could occur during the design life of the structure.

### 1. 서 론

해상풍력발전기는 육상용과는 다르게 풍 하중뿐만 아니라 수심 및 해저지반 등과 같은 환경적 요인과 조류 및 파랑 등이 바람과 함께 복합적으로 작용한다. 복합하중은 지역에 따라 다르며, 해상풍력발전기를 구성하는 다양한 요소 중 지지구조물에서 복합하중의 대부분을 부담한다. 이러한 지지구조물은 전체 시스템 중에서 제작 및 시공에 소요되는 비용도 만만치 않으므로 안전과 비용 측면에서 하중의 예측 및 평가는 필수적이고 중요한 과정이다. 구조물에 작용하는 하중은 해양환경에 노출된 구조물의 수명에 직접적인 영향을 주는데, 크기가 작은 복합하중이 지속적으로 가해질 경우 취약한 부재에 손상이 발생되어 제 기능을 발휘하지 못할 수 있다. 이러한 지지구조물의 피로 손상에 대한 설계 방법은 다양한 설계기준에 제시되어 있고 (AISC 2005; API 2007; DNV 2011; IEC 2005; IEC 2009), 여러

연구자들에 의해 피로 평가에 대한 연구가 수행되었다. Dong et al.(2011)은 주파수영역에서 각 부재별 응력전달함수를 구하여 피로 손상에 대해 평가하였고, 나아가 신뢰성해석을 통해 확률론적 평가를 수행하였다(Dong et al., 2012). Yeter et al.(2014)와 Yeter et al.(2015)은 응력스펙트럼 밀도함수에서 IFFT(Inverse fast fourier transform) 방법을 사용하여 응력시간이력을 계산함으로써 피로해석 및 신뢰성해석을 수행하였다. Kelma and Schaumann (2015)은 재킷형식 지지구조물의 K-조인트에서 발생하는 응력범위에 대해 Peak over threshold(POT) 기법을 적용하여 높은 응력범위의 확률분포를 추정하고 피로손상에 미치는 영향에 대해 분석하였다. 선행 연구를 비롯한 많은 해상구조물의 손상 평가는 특정 응력수준에 대해 수행되거나 재료에 대한 불확실성만을 고려하며, 하중의 경우 일반적으로 단기간 하중이 설계 수명 동안 반복적으로 가해진다는 가정에 기반을 둔다. 그러나 지구의 바람 및 파랑에 대한 다양한 연구에서 수십 년 동안 평균 및

Received 14 May 2019, revised 11 October 2019, accepted 22 October 2019

Corresponding author Dong-Hyawn Kim: +82-63-469-1862, welcomed@naver.com ORCID: 0000-0003-0626-0447

© 2019, The Korean Society of Ocean Engineers

This is an open access article distributed under the terms of the creative commons attribution non-commercial license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

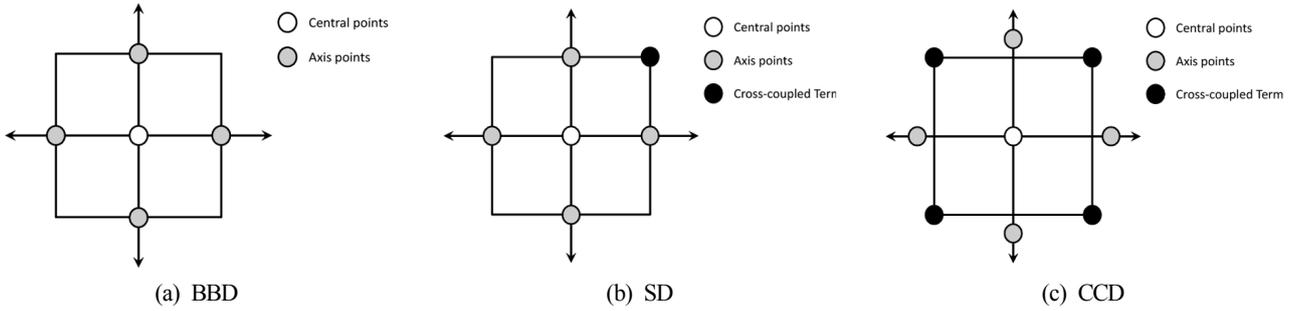


Fig. 1 Sampling methods

극치가 증가했을 가능성이 있음을 보여주며(Thomas et al., 2008; Tokinaga and Xie, 2011; McVicar et al., 2012; Young et al., 2012), 매년 상이한 분포 형태를 갖는 하중은 구조물의 수명에 직접적인 영향을 주기 때문에 특정 기간의 하중이 반복된다는 가정은 매우 위험한 제한사항임을 판단할 수 있다. 본 연구는 위와 같은 가정에서 발생할 수 있는 문제를 수치적 분석결과를 통해 제기하고, 효율적인 해결 방안을 찾기 위해 수행되었다. 결정론적 방법과 시뮬레이션 기법을 활용한 확률론적 방법의 피로수명을 계산하여 비교하였으며, 확률론적 방법을 이용하여 환경요인의 발생 시기에 따른 기대수명을 산정하였다.

2. 이론적 배경

2.1 응답면 기법

동적해석은 일정시간까지 각 시간간격에 대해 반복적인 해석이 요구되므로 정적해석에 비해 많은 시간이 소요된다. 특히 해상풍력터빈은 20년 이상의 설계수명을 갖는 구조물이므로 이 시간 동안 동적해석을 수행하는 것은 현실적인 어려움이 따른다. 이 경우 정적해석을 기반으로 정의된 회귀모델을 응답 산정에 활용하여 소요 시간문제를 해결할 수 있다. 회귀모델은 응답면 기법(Response surface method)을 이용하여 정의할 수 있다. 구조해석을 통해 얻을 수 있는 응답은 음함수 형태를 나타내게 되는데, 이러한 경우 응답면 기법을 이용하여 양함수 형태로의 근사화가 가능하다(Schuëller et al., 1989; Raymond and Douglas, 2002). 먼저 입력 변수의 발생이 가능한 범위를 결정하여 해당 범위 내에서 표본점(Sample points)을 선택하고, 각 표본점에 대해 해석을 수행하여 응답을 산출하면 최소자승법(Least square method)을 이용하여 응답면 구성에 사용되는 계수를 얻을 수 있다. 주로 사용되는 표본점 산정 방법은 Fig. 1과 같이 BBD (Bucher-bourgund design), SD(Saturated design), CCD(Central composite design) 등이 있다(Bucher and Bourgund, 1987; Haldar and Mahadevan, 2000; Box and Wilson, 1951). BBD 방법의 경우 연성항이 제외되기 때문에 구성된 응답면이 많은 오차를 수반할 수 있다는 단점이 있고, CCD 방법은 연성항을 충분히 고려하지만 다량의 표본점으로 인해 해석에 많은 시간이 된다. SD 방법은 부분적으로 연성항을 고려함으로써 효율적이나, 고려되지 않는 연성항으로 인해 오차를 가질 수 있다. 이에 높은 정확도를 보이는 CCD 방법을 연구에 이용하였다.

3가지 입력 변수( $X_i$ )에 대한 응답면 구성은 식 (1)의 계수  $b$ 를 계산함으로써 이루어진다.

$$R(X_1, X_2, X_3) = b_0 + \sum_i b_i X_i + \sum_i b_{ii} X_i^2 + \sum_i \sum_{j>1}^{i-1} b_{ij} X_i X_j \quad (1)$$

2.2 파랑하중

해상구조물의 설계 시 사용되는 파랑이론은 설계 해역의 환경정보(수심, 파고, 주기)로부터 Fig. 2를 통해 결정된다. 선박 또는 해양구조물 설계 단계에서 주로 사용되는 파랑이론은 선형이론으로써 수직기둥에 작용하는 파랑하중은 식 (2)의 모리슨(Morison) 방정식에 의해 계산할 수 있다(Morison et al., 1950). 본 논문에서 사용된 구조물과 같이 임의의 방향으로 경사진 부재는 유체입자의 속도 및 가속도를 경사부재의 수직 및 평행 방향으로 나누어 모리슨 방정식의 수직 성분만을 사용하는 방법이 주로 사용된다(Kim and Lee, 2015).

$$F = 0.5 C_D \rho_w D |u| u_n + 0.25 \pi C_T \rho_w D^2 \frac{\partial u_n}{\partial t} \quad (2)$$

여기서,  $C_D$ ,  $C_T$ ,  $\rho_w$ ,  $u_n$ ,  $\partial u_n / \partial t$ 는 각각 항력계수, 관성력계수, 해수의 밀도, 물 입자의 수직성분 속도와 가속도를 의미한다.

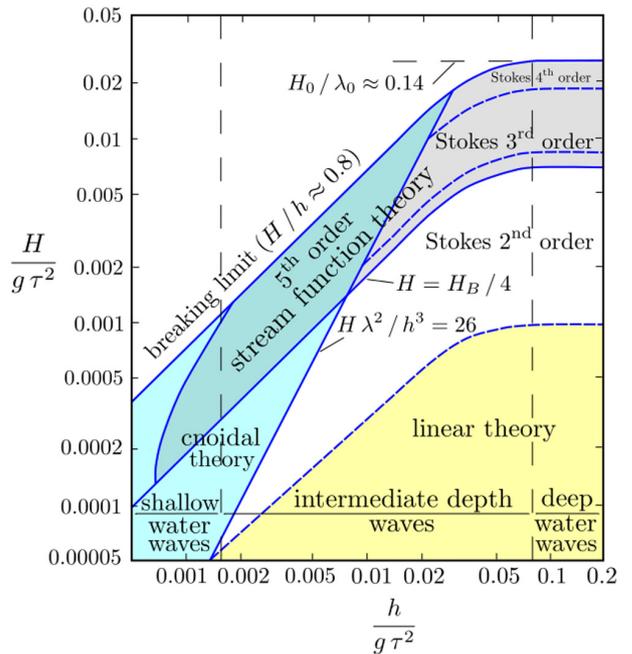


Fig. 2 Regular wave theory selection diagram (Le Méhauté, 2013)

2.3 응력집중계수

부재의 연결이 용접으로 이루어진 해양구조물은 기하학적 형상에 의해 응력집중 현상이 발생된다. 용접 부재는 응력집중 현상에 의해 공칭응력보다 높은 Hot spot 응력이 발생하고, 지속적으로 작용하는 하중에 매우 취약한 것으로 알려져 있다. 이미 다양한 연구로부터 용접부의 형상계수 및 기하형상에 대한 영향 함수를 사용하여 응력집중계수(Stress concentration factor, SCF)의 산정식이 제안되었으나, 모델이 동일할 경우에도 응력집중계수는 상이하게 산정되고 Joint의 형상이 복잡한 경우에는 적용이 어려운 문제가 있다(Kuang et al., 1975; DNV, 2013; Lee, 2016). 따라서 본 연구에서는 식 (3)과 같이 상세모델링을 통해 계산된 Hot spot 응력( $\sigma_h$ )과 공칭응력( $\sigma_n$ )의 비를 해석에 활용하였다. 다만, 상세모델링을 통해 응력집중계수를 추정하는 경우 하중의 종류 및 방향에 따라 다양하게 계산될 수 있으므로 사용 시 이를 유의해야한다.

$$SCF = \sigma_h / \sigma_n \tag{3}$$

2.4 난류강도

난류(Turbulence)는 풍속의 변화를 야기하는 요소로 터빈의 출력 및 안전성의 변동을 유발하며, 난류의 크기를 일컫는 난류강도(Turbulence intensity)에 따라 풍속의 불규칙성을 표현할 수 있다. 난류강도는 측정된 풍속 자료로부터 계산될 수 있으나, 터빈의 등급에 따라 제안된 난류강도를 이용하여 풍속의 시간이력을 얻을 수 있는 바람장(Wind field)을 생성할 수 있다. 본 연구에서는 International Electro-technical Commission(IEC) 61400-1 (IEC, 2005)에서 제안한 다음의 난류강도 계산식을 풍하중 생성에 활용하였다.

$$I_1 = I_{ref}(0.75 V_{hub} + 5.6) / V_{hub} \tag{4}$$

여기서,  $V_{hub}$ 는 풍력발전기 허브 위치에서의 풍속을 의미하고,  $I_{ref}$ 는 풍속이 15 m/s인 경우 난류강도의 기댓값으로 풍력터빈의 등급에 따라 상이하며, 본 연구에서는 A등급으로 가정하여 0.16의 기댓값을 사용하였다.

2.5 확률모델

해상풍력발전기에 작용하는 해양 환경하중은 바람, 파랑, 조류 등 다양하며, IEC 61400-3(IEC, 2009)의 Design load cases (DLC)에서는 피로해석 시 바람과 파랑의 결합 확률모델을 사용

하도록 제시하고 있다. Johannessen et al.(2001)은 북해에서의 평균 풍속, 유의 파고, 피크 주기의 결합 확률모델을 제안하고 있으며, 본 연구에서는 해석에 사용하고자 하는 대상 구조물 설치 지역의 해양 환경자료와 Johannessen et al.(2001)에 의해 제안된 확률모델을 이용하여 피로해석을 수행하고자 한다. 풍속  $V$ 가 주어진 경우 유의파고에 대한 조건부 확률분포는 2-파라미터 와이블 분포로 형상계수  $k_h$ 와 척도계수  $q_h$ 는 다음의 식 (5)와 같이 계산할 수 있으며, 식을 구성하는  $a_k, b_k, a_q, b_q$ 는 와이블 분포의 파라미터 계산에 사용되는 상수로, 구조물 설치 지역의 해양 환경자료와 회귀분석을 통해 계산할 수 있다.

$$\begin{aligned} k_h &= a_k + b_k V^{c_k} \\ q_h &= a_q + b_q V \end{aligned} \tag{5}$$

풍속과 파고가 결정되면 주기에 대한 조건부 확률분포를 계산할 수 있는데, 형태는 대수정규분포로써 정규분포의 파라미터인 평균  $\mu_{T_p}$ 와 표준편차  $\sigma_{T_p}$ 를 식 (6)을 통해 산정하고, 식 (7)의 관계로부터 대수정규분포의 파라미터( $\mu_{\ln(T_p)}, \sigma_{\ln(T_p)}$ )를 구할 수 있다. 여기서,  $a_\mu, b_\mu, c_\mu, d_\mu, e_\mu, f_\mu, g_\mu, h_\mu$ 는 주기에 대한 정규분포의 파라미터 계산에 사용되는 상수이며, 구조물 설치 지역의 해양 환경자료와 회귀분석을 통해 계산할 수 있다.

$$\begin{aligned} \mu_{T_p} &= (a_\mu + b_\mu H_s^{c_\mu}) \left\{ d_\mu - e_\mu \left[ \frac{U_w - (f_\mu + g_\mu H_s^{h_\mu})}{f_\mu + g_\mu H_s^{h_\mu}} \right] \right\} \\ \sigma_{T_p} &= \mu_{T_p} [a_\sigma + b_\sigma \exp(c_\sigma H_s)] \end{aligned} \tag{6}$$

$$\begin{aligned} \mu_{\ln(T_p)} &= \ln \left[ \frac{\mu_{T_p}}{\sqrt{1 + \left( \frac{\sigma_{T_p}}{\mu_{T_p}} \right)^2}} \right] \\ \sigma_{\ln(T_p)} &= \ln \left[ \left( \frac{\sigma_{T_p}}{\mu_{T_p}} \right)^2 + 1 \right] \end{aligned} \tag{7}$$

2.6 사이클 집계

피로해석에 사용되는 일반적인 사이클 집계(Cycle counting) 방법은 레인플로우 사이클 집계(Rainflow cycle counting)로, 시간이력이 다양한 지붕모양을 형성한다는 상사에서 유래하여 개선했다(Matsuishi and Endo, 1968; Rychlik, 1987). 사이클 집계로부터 응력진폭, 평균응력 그리고 이에 상응하는 사이클 횟수가 출력되며, 이 세 가지 인자로 구성된 행렬을 마르코프 행

Table 1 Markov Matrix

		Stress amplitude					
		0.3509	1.0528	1.7546	...	16.4936	17.1954
Mean stress	-1.3694	48	3	1		0	0
	1.3455	31	6	1		0	0
	4.0604	25	8	2		0	0
	⋮				⋮		
	61.0732	25	5	0		0	0
	63.7881	7	0	0		0	0

렬(Markov matrix)라 한다. 마르코프 행렬을 이용할 경우 방대한 시간이력에 비해 자료의 양이 줄고 응답의 진폭에 대해 재구성할 수 있으나, 응답이 갖는 순차적 정보가 제거된다는 단점이 있다. 본 연구에서의 손상 계산은 순차적 정보가 요구되지 않으므로 마르코프 행렬을 피로해석에 활용하였다. Table 1은 마르코프 행렬의 예로, 임의의 외력 조건에 대해 계산된 응력 시간 이력을 이용하여 산정한 것이다.

2.7 등가응력범위

현실에서 발생하는 평균응력은 0이 아닌 경우가 대부분이나, 피로 손상을 계산할 때는 평균응력이 0인 완전 역전 조건(응력비  $R = \sigma_{min} / \sigma_{max} = -1$ )에서 수행된다. 평균응력이 증가할수록 응력비는 양의 방향으로 커지고 피로한도가 증가하게 된다. 또한 다양한 사이클의 평균응력이 상이하면, 동일한 진폭을 갖더라도 응력범위의 임계치가 다를 수 있다. 때문에 효율적인 계산을 할 수 있는 응력범위 임계치의 보편화 방법이 주로 사용되는데, Goodman(1899)은 식 (8)과 같이 Goodman 방정식을 고안하였다. 식의  $\sigma_a$ ,  $\sigma_e$ ,  $\sigma_m$ ,  $\sigma_u$ 는 각각 응력진폭, 등가응력진폭, 평균응력, 인장강도를 의미한다.

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_u} = 1 \tag{8}$$

2.8 S-N 선도

피로해석은 등가응력범위를 산정한 후 S-N 선도를 적용하여 부재가 갖는 수명을 계산할 수 있다. 본 연구에서는 식 (9)와 같이 American Petroleum Institute(API, 2007)에서 제시한 기본 설계 S-N 선도를 이용하였고, Table 2에는 S-N 선도의 계수를 나타내었다. 여기서,  $N$ 은 응력범위  $S$ 에 대한 부재의 수명이며,  $m$ 은 S-N 선도의 기울기, 그리고  $\log_{10}(k_1)$ 은 경험 상수를 의미한다.

$$\log_{10}(N) = \log_{10}(k_1) - m \log_{10}(S) \tag{9}$$

2.9 선형누적손상법칙

피로에 대한 정량화는 Miner(1945)에 의해 처음으로 시도되어 현재까지도 많은 연구자들에 의해 사용되고 있는 방법이다. 피로에 의한 구조물의 파괴는 다양한 복합하중에 의해 부재가 한 계점까지 도달했을 때 발생되는데, 이때의 손상은 최대응력이 피로한도를 초과하는 경우에만 발생된다는 가정이 있다. 피로한도보다 낮은 응력도 손상에 영향을 미칠 수 있으나, 복잡한 하중의 처리 방법에서 발생하는 다양한 문제의 극복에는 어려움이 있다. 때문에 상기의 결함을 갖는데도 불구하고 여전히 Miner의 선형손상법칙이 사용되고 있으며, 이는 다음과 같이 표현된다. 여기서  $n_T$ ,  $n_i$ ,  $N_i$ 는 각각 전체 응력 사이클의 횟수,  $i$ 번째

응력범위에 대해 발생된 사이클 횟수,  $i$ 번째 응력범위에 대한 S-N 곡선의 수명을 의미한다.

$$D = \sum_{i=1}^{n_T} \frac{n_i}{N_i} \tag{10}$$

3. 해양환경 분석

3.1 해양자료

국내 지역적 특성에 부합하는 확률모델의 구성을 위해서는 장기간 관측된 자료(풍속, 파고, 주기)로부터 모델을 구성하는 계수 값을 추정해야 한다. 그러나 국내의 경우 풍력터빈의 설계 수명 이상의 기간 동안 관측된 자료는 존재하지 않으므로 MOF(2005)의 25년간 후측(Hindcast) 자료를 연구에 활용하였다. 자료의 위치는 구조물의 설치 위치에 가장 근접한 군산항 부근이다. 풍속 자료는 1시간 평균값으로 해수면 기준 10m 높이에서 산출된 것이며, 멱법칙(Power law)을 이용하여 터빈의 허브 위치에 대한 풍속으로 변환하였다.

IEC 61400-3(IEC, 2009)에는 피로 해석 시 평균풍속 및 유의 파고와 더불어 피크주기를 사용하도록 제시되어있다. 그러나 보유한 자료는 유의주기이므로 Goda and Takagi(2000)가 제안한 다음의 식 (11)을 이용하여 피크주기로 변환하였다. 여기서  $\gamma$ 는 피크증대계수(Peak enhancement factor)를 의미한다.

$$T_p \cong T_s [1 - 0.132(\gamma + 0.2)^{-0.559}], \quad \gamma = 1 \sim 7 \text{ (mean of 3.3)} \tag{11}$$

3.2 풍속의 확률분포

확률론적 피로수명 평가를 위해 수행되는 시뮬레이션에는 앞서 언급한 확률모델이 이용되고, 정해진 풍속에 의해 파고와 주기가 결정되므로 풍속자료에 적합한 이론적 분포를 선정해야한다. 일반적으로 풍속의 확률분포는 와이블 분포와 함께 레일리(Rayleigh) 분포가 사용되고 있으며(Manwell et al., 2002; IEC, 2005; Ucar and Balo, 2010), 상기의 Johannessen et al.(2001)이 제안한 확률모델에서도 와이블 분포가 사용되었다. 레일리 분포는 와이블 분포의 형상 파라미터를 상수(2.0)로 고정한 경우로, 평균풍속을 척도 파라미터로 취급할 수 있어 간편하다. 파라미

Table 2 Basic design S-N curve

	$\log_{10}(k_1)$	$S$ in MPa	$m$	Condition
Welded Joints [WJ]	12.48		3.0	for $N < 10^7$
	16.13		5.0	for $N > 10^7$

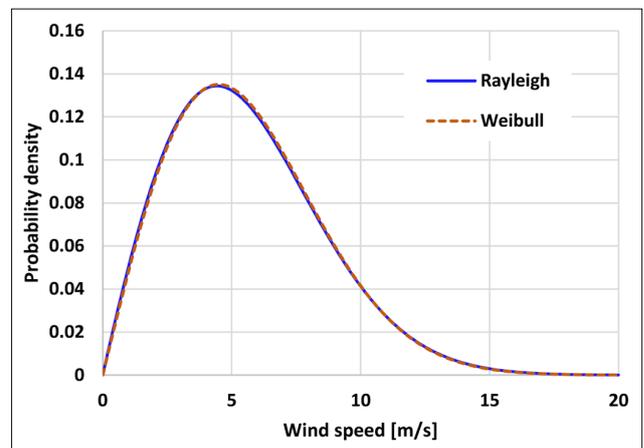


Fig. 3 Probability density function of wind speed

터블 추정하는 방법으로는 모멘트법(Method of moments), 최우도법(Method of maximum likelihood) 등이 있으며, 본 연구에서는 표본크기가 충분히 클 때 가장 효율적인 방법으로 평가되는 최우도법을 이용하여 상기의 두 가지 이론적 분포의 파라미터를 추정하였다(Jeong et al., 2008). 풍속 자료로부터 추정된 확률밀도함수는 Fig. 3에 도시하였고, 육안으로 구별하기 어려울 정도의 흡사한 형상을 띠는 것을 확인하였다. 따라서 평균풍속을 파라미터로 활용할 수 있는 레일리 분포를 풍속의 확률분포로 선정하였다. 레일리 분포의 확률밀도함수는 식 (12)와 같고, 평균풍속  $\bar{V}$ 와 척도 파라미터  $\sigma$ 의 관계( $\sigma = \bar{V}/\sqrt{\pi/2}$ )를 이용하여 정리하면 풍속  $V$ 에 대한 레일리분포의 확률밀도함수는 식 (13)과 같이 표현할 수 있다.

$$f(V; \sigma) = \frac{V}{\sigma^2} \exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{V}{\sigma}\right)^2\right] \quad (12)$$

$$f(V; \bar{V}) = \frac{\pi}{2} \frac{V}{\bar{V}^2} \exp\left[-\frac{\pi}{4}\left(\frac{V}{\bar{V}}\right)^2\right] \quad (13)$$

#### 4. 터빈의 작동상태

해상풍력발전기의 피로에 대해서는 IEC 61400-3(IEC, 2009)에서 DLC를 이용하여 평가하도록 제시되어 있다. 다양한 DLC는 터빈의 상태와 각종 하중의 조건 등을 구분하여 해석을 수행하도록 정리한 것으로 발전상태, 고장 발생 시 발전상태, 가동 시

작상태 등 다양한 조건이 포함되어 있으나, 하중에 대한 해상풍력터빈 설계의 경우 크게 두 가지로 구분할 수 있다. 1년 이하의 회기주기를 갖는 정상하중조건은 일반적으로 피로하중해석에 적용되고, 50년 회기주기의 극한하중조건은 설계 풍속 및 파랑의 극한 조건을 고려한다. 본 연구의 목적 상 터빈은 설계수명 동안 고장이나 급정지 상태가 발생하지 않는다는 가정 하에 발전 상태의 조건인 DLC 1.2를 해석 조건으로 활용하였다. DLC 1.2에 대한 간략한 정보는 Table 3에 나타내었다. 여기서, 바람조건의 경우 후측 자료의 확률분포 및 시뮬레이션 기법을 이용하므로 Cut-in, Cut-out의 범위에 제한을 두지 않는다.

### 5. 회귀모델 구성

#### 5.1 구조해석 조건

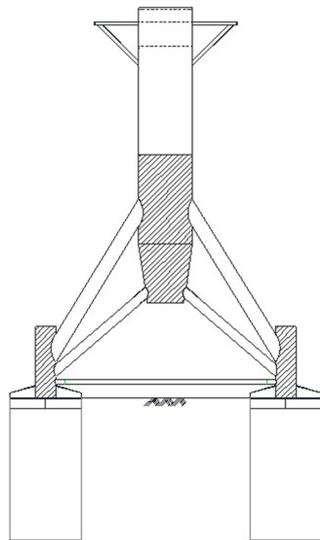
본 연구에서 활용한 구조물은 3MW 급 해상풍력발전기로서 Fig. 4(a)와 같이 Tripod 형식의 지지구조이며 기본 제원은 Table 4에 나타내었다. 기초는 석션 버켓 형식을 적용하여 내부의 유체를 외부로 강제 배출시킬 때 발생하는 내·외부 압력차를 이용하여 설치한다. 석션 버켓의 기초를 갖는 터빈은 지반과 버켓의 상호작용에 의해 지지력이 결정되므로 설계지반정수의 산정이 중요한 과정이다. 본 연구에서는 설치 대상지인 군산 남방파제 인근의 착저식 콘 관입시험 및 지반조사 결과를 토대로 Table 5와 같이 각 층의 설계지반정수를 결정하였다.

앞서 정의된 설계지반정수는 구조물과 지반의 상호작용 효과를 나타낼 수 있는 스프링계수 계산에 사용되었다. Fig. 4(b)와

Table 3 Design load case 1.2

Design situation	Wind condition	Waves	Wind & wave directionality	Sea currents
Power production	NTM $V_{in} < V_{hub} < V_{out}$	NSS Joint prob. distribution of $H_s, T_p, V_{hub}$	COD, MUL	No currents

\* NTM : Normal turbulence model,  $V_{in}$  : Cut-in wind speed,  $V_{hub}$  : Wind speed at hub,  $V_{out}$  : Cut-out wind speed, NSS : Normal sea state, COD : Co-directional, MUL : Multi-directional



(a) Target model



(b) Detailed finite element model (using ABAQUS)

Fig. 4 Offshore wind turbine of suction bucket foundation and tripod type

**Table 4** Specification and environmental condition of offshore wind turbine

Item	Value	Item	Value	Item	Value
Rating	3 MW	Design life	25 years	Cut-in, Rated, Cut-out wind speed	3, 10, 25 m/s
Hub height	80.0259 m	Rotor mass	58 ton	Aerodynamic drag coefficient	0.7
Tower mass	358 ton	Nacelle mass	128 ton	Hydrodynamic drag coefficient	1.0
Mean sea level	13.623 m	Wind gradient	0.105	Hydrodynamic inertia coefficient	2.0

**Table 5** Dynamic soil design constant at Gunsan south breakwater

Soil type	Item	Depth [m]	Unit weight [kN/m <sup>3</sup> ]	Strain coefficient [MPa]	Internal friction angle [°]	Undrained shear strength [kN/m <sup>2</sup> ]	Poisson ratio [-]
Upper sand		0.0 ~ 2.5	18.6	21.0	23.5	-	0.491
Upper clay		2.5 ~ 8.3	17.6	25.0	-	69.4	0.491
Lower sand		8.3 ~ 10.7	18.6	41.7	35.3	-	0.487
Lower clay		10.7 ~ 15.7	17.6	43.0	-	69.4	0.488
Weathered soil		15.7 ~ 21.2	17.6	74.0	30	-	0.482
Weathered rock		21.2 ~	19.6	76.0	32	-	0.450

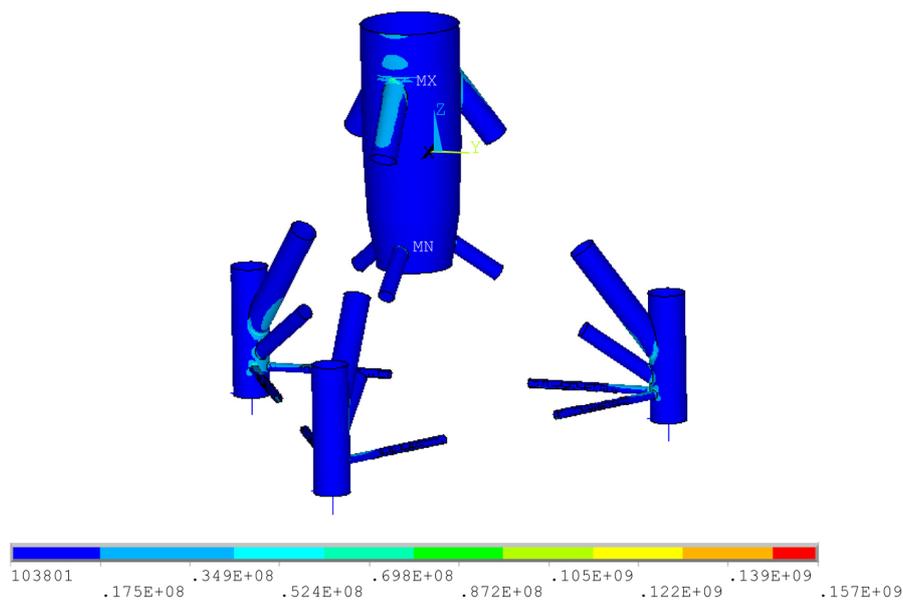
**Table 6** Spring coefficients

	$d_x$	$d_y$	$d_z$	$\theta_x$	$\theta_y$	$\theta_z$
$F_x$	4.78E+8	0	0	0	-4.01E+9	0
$F_y$	0	4.78E+8	0	4.01E+9	0	0
$F_z$	0	0	4.95E+8	0	0	0
$M_x$	0	4.01E+9	0	4.83E+10	0	0
$M_y$	-4.01E+9	0	0	0	4.83E+10	0
$M_z$	0	0	0	0	0	3.29E+7

같이 ABAQUS(2013)를 이용하여 단일 석션 버킷의 상세모델을 구성하고, 단계적 하중을 입력하여 버킷의 수평력, 수직력, 모멘트 응답을 산출하였다. 하중-응답 관계로부터 지반 대표 강성행렬을 산정함으로써 Table 6과 같이 스프링계수가 계산되었다.

**5.2 응력집중계수**

해상풍력터빈의 하부 조인트와 같이 복잡한 형상을 갖는 부재는 유한요소 상세모델로부터 응답이 산출되어야 하나, 상세모델의 구조해석은 요구되는 해석시간이 많아 효율적이지 못하



**Fig. 5** Stress distribution of joint member

다. 따라서 취약 부재의 위치를 선별하여 응력집중계수를 산정하고, 보다 단순화된 유한요소모델로부터 얻은 응답에 적용하는 방법을 이용하였다. 로터(Rotor)와 너셀(Nacelle)을 포함한 상부구조물은 집중질량으로 처리하였고, 해석에 적용된 하중의 크기는 각 환경요인들의 평균값을 이용하였다. 상세모델의 취약 부재는 Fig. 5와 같이 TP(Transition piece) 하단의 조인트로, 상세모델과 보 요소를 이용한 모델에 대해 계산된 응력으로부터 응력집중계수는 7.25로 산정되었다. 모델링 및 구조해석에는 범용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS(2010)를 사용하였다.

5.3 정적하중

회귀모델의 독립변수 중 하나인 바람에 의한 하중은 풍력발전기 설계 프로그램인 GH-Bladed(Bossanyi, 2010)를 통해 평균풍속별 추력을 Fig. 6과 같이 산정해두고, 각 표본점에 해당되는 풍속에 대한 추력을 유한요소모델에 입력함으로써 고려할 수 있다. 설계 해석의 환경정보로부터 선형(Linear/airy) 파랑이론이 결정되어 부재에 작용하는 유체입자의 속도와 가속도를 계산하고, 모리슨 방정식을 이용하여 정적 파력을 계산하였다.

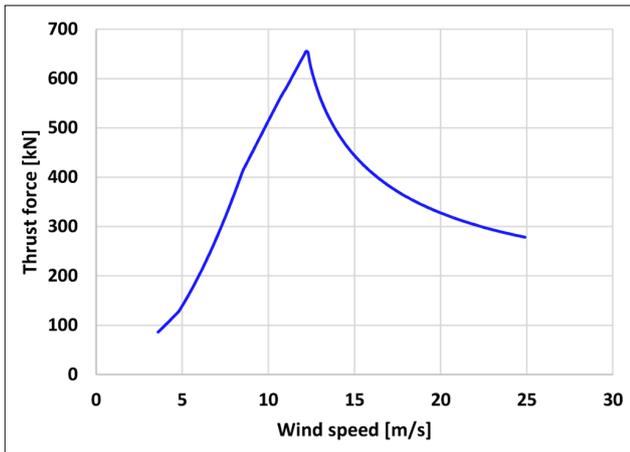


Fig. 6 Thrust force according to wind speed at hub

5.4 회귀계수 산정

식 (1)과 같이 사전에 정의된 다항함수의 회귀계수를 산정하기 위해 각 표본점을 이용하여 파력 및 추력을 계산하고, 이를 유한요소모델에 입력하여 구조해석을 수행하였다. CCD 기법을 활용하여 선정된 표본점으로부터 응답을 산정하고 회귀모델을 구성하였다. 입력 자료와 회귀모델의 결정계수는 0.9999로 산정되어 매우 적합한 것이 확인되었다. Fig. 7은 구성된 회귀계수 산정에 사용된 표본점과 응답면 결과로, Fig. 7(a)는 3가지 표본점 구성인자(풍속, 파고, 파주기) 중 풍속과 파고에 대한 응력, Fig. 7(b)는 풍속과 파주기에 대한 응력을 도시한 그림이다.

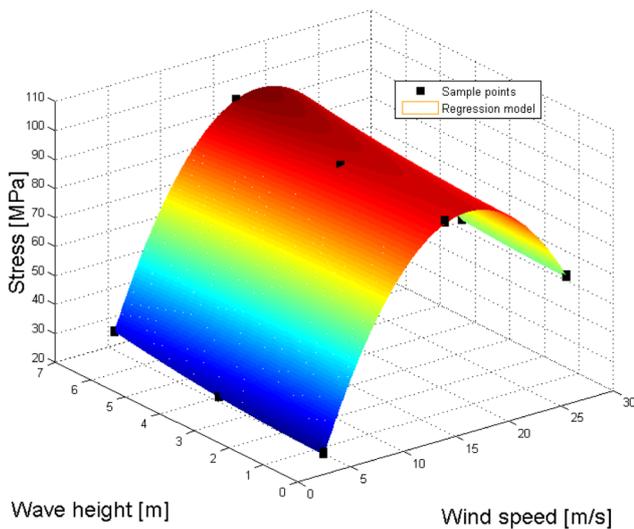
6. 풍속 시뮬레이션

6.1 풍속 샘플링

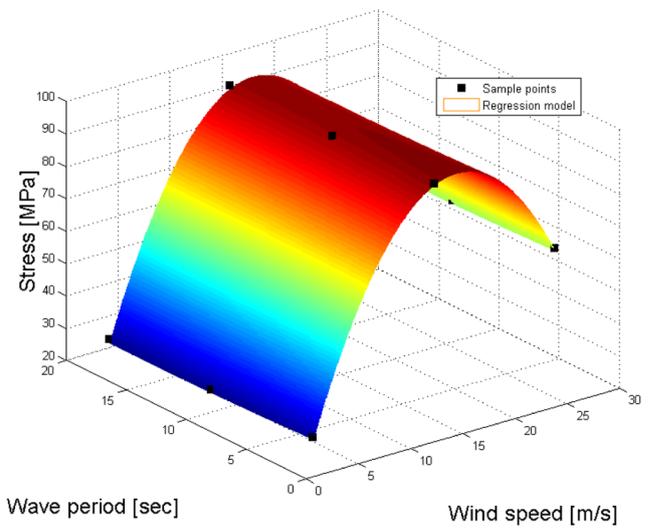
환경요인 추출 과정은 다음과 같다. 연평균 풍속자료로부터 적합한 이론적 분포와 파라미터를 추정하고, 추정된 분포에서 연평균 풍속을 추출한다. 연평균 풍속의 경험적 분포에는 일반화된 극치(Generalized extreme value, GEV)분포가 적합한 것으로 확인되었다. 기존의 극치분포는 Type I, II, III 중 하나를 선정하여 적용하였으나(Fisher and Tippett 1928), 분포 형식을 선정하는 과정에서의 불확실성을 산정하는 것이 매우 어렵다는 제한사항이 존재한다(Coles et al, 2001). Jenkinson(1955)은 상기 세 가지 극치분포 선정에서 오는 불확실성을 일반화된 극치분포를 제안함으로써 보완하였으며, 제안된 분포함수는 다음과 같다.

$$F(x|\xi, \alpha, \kappa) = \exp\left\{-\left[1 - \kappa \frac{(x - \xi)}{\alpha}\right]^{1/\kappa}\right\} \quad (14)$$

여기서  $\xi, \alpha, \kappa$ 는 각각 위치모수(Location parameter), 척도모수(Scale parameter), 형상모수(Shape parameter)를 의미한다. Fig. 8에는 연평균 풍속에 대한 빈도분포 및 GEV 분포를 도시하였다.



(a) Wind speed - Wave height - Stress



(b) Wind speed - Wave period - Stress

Fig. 7 Regression model

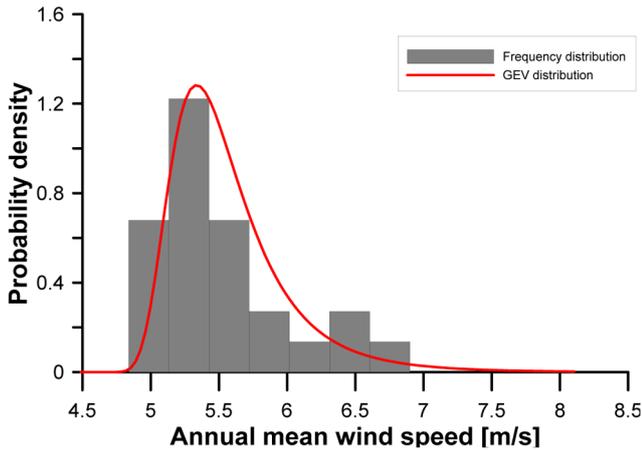


Fig. 8 Distribution of annual mean wind speed

추출된 연평균 풍속은 식 (13)의 레일리 분포에서 파라미터로 사용되는데, 해당 분포에서는 일 최대풍속이 추출된다. 일 평균 풍속과 일 최대풍속의 관계에 대해 회귀를 통해 사전에 정의하고, 추출된 일 최대풍속은 일 평균풍속으로 변환된다. 마찬가지로 일 평균풍속은 1시간 평균풍속에 대한 레일리 분포의 파라미터로 사용되며, 여기서는 1시간 평균풍속이 추출된다.

6.2 바람장 해석

해양구조물의 피로손상을 계산하기 위해서는 충분한 양의 사이클 수가 요구되나, 보유한 자료는 1시간 간격으로써 이를 충족할 수 없다. 충분히 작은 시간간격의 풍속 시계열은 바람장 (Wind filed)을 생성하여 얻을 수 있다. 본 연구에서는 바람장 생성 시 풍력발전기 설계 프로그램인 GH-Bladed(Bossanyi, 2010)의 난류특성 모델인 von Karman 스펙트럼을 이용하였으며, 입력값으로 공간의 크기, 추출된 1시간 평균풍속, 난류강도, 지속 시간 등을 정의하였다. 생성된 시계열의 시간간격은 0.25초이다.

확률모델을 구성하는 식 (5)-(7)의 계수는 후측 자료로부터 Table 7과 같이 산정되었다. 풍속 샘플링 및 바람장 해석을 통해 생성된 풍속 시계열은 식 (5)-(7)에 입력하여 파고와 주기 산정에 사용된다. 예로 하루의 시간에 대해 생성된 환경요인의 빈도분포를 Fig. 9에 도시하였다.

7. 피로해석

연구 과정에 대한 이해를 돕기 위해 사례 2에서 사용된 방법과 일련의 과정들을 종합적으로 정리하여 Fig. 10과 같이 흐름도에 나타내었다.

7.1 수치해석 및 검증

후측 시계열 자료를 직접 해석에 사용하는 사례 1과 상기 언급된 식 (5)-(7)의 확률모델과 식 (1)의 회귀모델을 이용하는 사례 2로 구분하여 피로해석을 수행하였다. 사례 1은 환경요인의 시계열 자료를 이용하여 시간이력해석을 수행하고, 해석 결과인 응답 시간이력으로부터 피로수명을 계산한다. 사례 2는 레일리 분포에서 추출된 풍속을 식 (5)-(7)의 확률모델에 입력하여 파고와 주기를 산출한다. 산출된 환경요인을 회귀모델에 입력하여 응답 시간이력을 계산하고, 피로해석을 수행한다. 사례 1은 결정론적 방법으로써 사례 2의 확률론적 방법과 비교가 가능하고, 응답 산출 시 직접적인 시간이력해석이 수행되므로 회귀모델의 검증에도 활용이 가능하다. 그러나 사례 1의 경우 장기간 시간이력 해석을 수행하는 것은 많은 소요시간이 요구되므로, 각 사례의 해석에는 6일간의 시계열 자료가 사용되었다. 사례 2의 시뮬레이션 기법을 이용하여 지지구조물의 피로수명을 계산하면 매 회마다 상이한 결과가 발생하므로 약 500회 반복계산을 통해 결과를 누적하였다. 누적결과는 많은 연구에서 활용되는 네 가지 이론적 분포인 정규(Normal), 대수정규(Log-normal), 일반화된 극치 (Generalized extreme value), 와이블(Weibull) 분포와 대조하여 육

Table 7 The coefficients used in the probabilistic model

Coefficient	Value	Coefficient	Value	Coefficient	Value	Coefficient	Value
$a_k$	1.9189	$b_q$	0.2729	$d_\mu$	1.0457	$h_\mu$	0.5811
$b_k$	7.9896	$a_\mu$	-0.1384	$e_\mu$	1.1540	$a_{\sigma_T}$	33.1610
$c_k$	2.1071	$b_\mu$	-0.0698	$f_\mu$	0.1465	$b_{\sigma_T}$	-32.9710
$a_q$	-0.4525	$c_\mu$	0.5893	$g_\mu$	0.1424	$c_{\sigma_T}$	0.0011

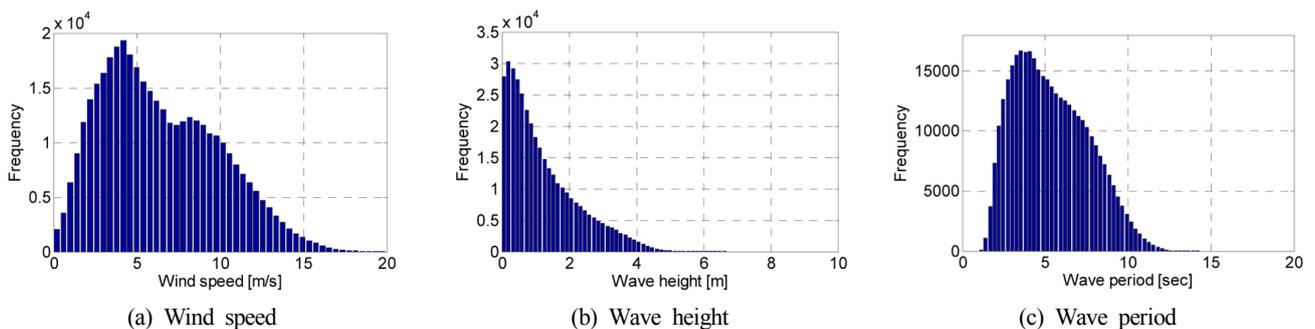


Fig. 9 Frequency distribution of sampling data

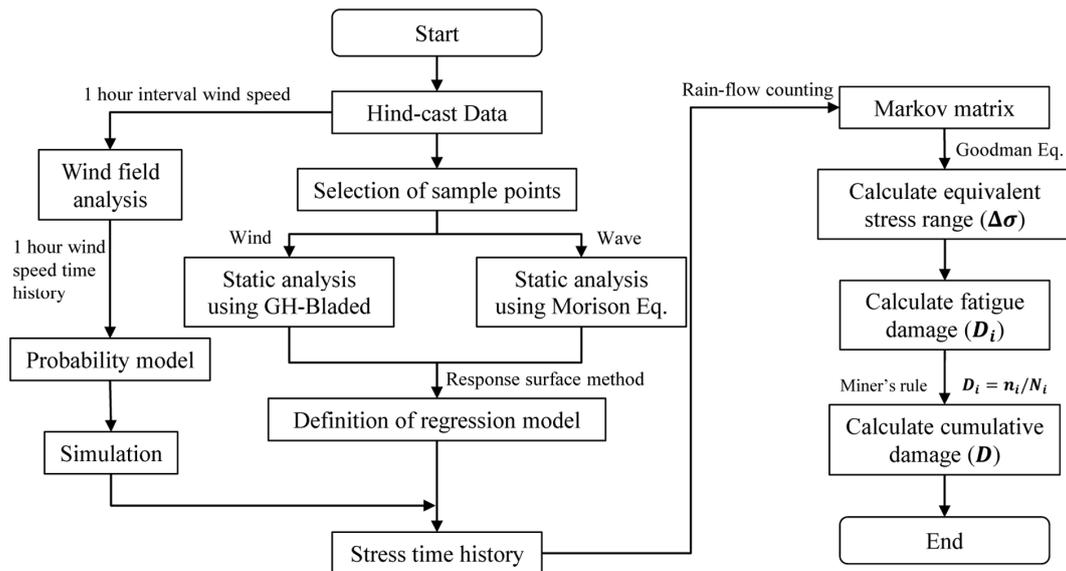


Fig. 10 Flowchart for fatigue analysis (Case 2)

Table 8 Goodness of fit test (K-S)

Distribution	Critical value ( $D_n^{\alpha}$ )	Maximum difference ( $D_n$ )	P-value
Normal	0.0569	0.0283	0.7469
Log-normal		0.0171	0.9958
Generalized extreme value		0.0204	0.9699
Weibull (2-parameters)		0.0785	0.0018

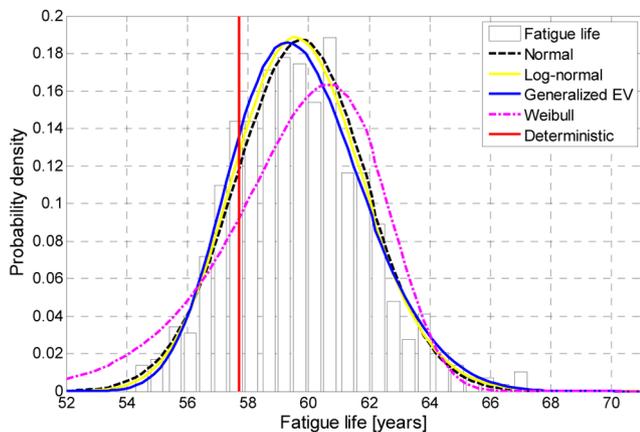


Fig. 11 Probability density function & frequency distribution of fatigue life

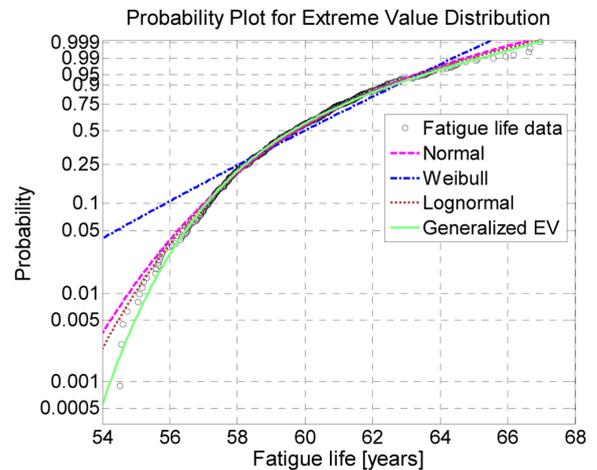


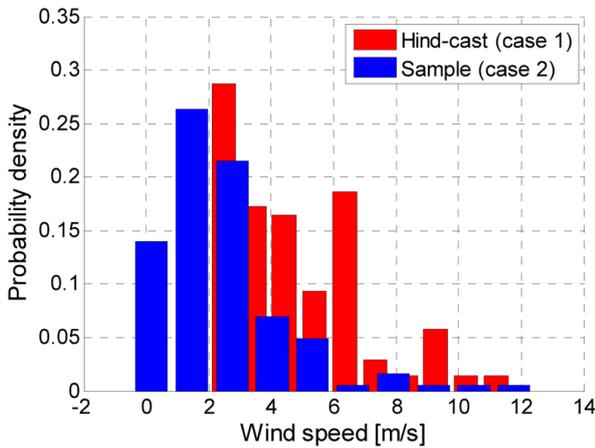
Fig. 12 Gumbel(Extreme value) probability paper

안으로 관찰하고(Figs. 11-12), Table 8과 같이 Kolmogorov-Smirnov(K-S) 적합도 검정을 통해 수치적인 판단도 함께 수행하였다. 피로수명의 분포는 대수정규분포가 가장 적합한 것으로 판단되며, 기대수명은 약 60년, 변동계수는 0.0614로 나타났다. 여기서 변동계수는 표준편차를 평균으로 나눈 값이며, 단위에 관계없이 자료의 변동성을 표현하는 표준화된 척도이다. 두 사례의 피로수명, 상대오차, 피로수명의 확률분포, 변동계수, 그리고 설계수명 25년을 기준으로 산정된 파괴확률을 Table 9에 나타내었다. 수명을 비교해보면 사례 2의 기대수명이 사례 1의 피로

수명 보다 약 2년 높게 나타났다. 그 이유로 수명 계산에 사용된 각 사례별 풍속 자료의 상이함을 들 수 있다. 사례 1의 경우 사용된 풍속 시계열은 비교적 높은 풍속이 발생하는 시기(1979년 1월)의 자료이며, 이를 하중해석 및 응답해석에 직접적으로 사용한다. 반면, 사례 2는 추정된 확률분포로부터 풍속을 추출하여 사용하였다. 풍속의 경험적 분포와 이론적 분포가 동일하다면 충분히 많은 양의 추출된 풍속 분포는 경험적 분포와 흡사한 형상을 가질 것이다. 그러나 추정된 이론적 분포는 경험적 분포와 완벽히 일치하지 않으며, 분포로부터 추출되는 값은 매 회 상이

**Table 9** Characteristic for fatigue life and relative error

Case No.	Fatigue life [years]	Relative error for fatigue life [%]	Distribution function	Coefficient of variation	Failure probability [%]
1 (deterministic)	57.720 (constant)	-	-	-	-
2 (probabilistic)	59.745 (average)	3.51	Log-normal	0.0614	$1.04 \times 10^{-132}$

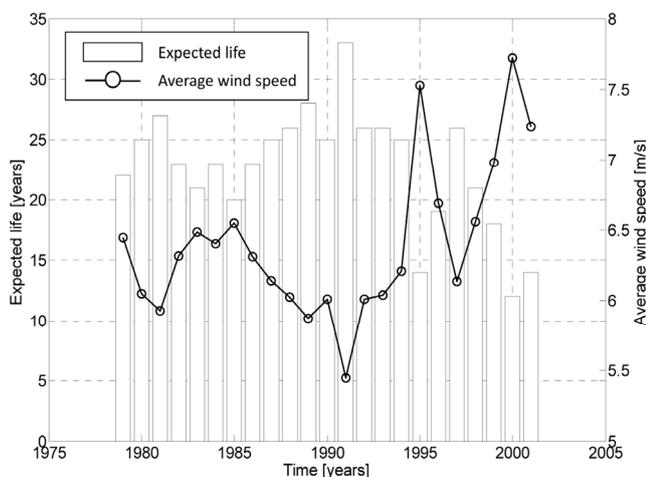


**Fig. 13** Frequency distribution of wind speed in each case

한 크기를 갖게 된다. 그러므로 Fig. 13과 같이 사례 1의 경우보다 사례 2에서 비교적 낮은 크기의 풍속이 추출됨에 따라 수명의 차이가 발생한 것으로 판단된다.

**7.2 연별 기대수명**

기존 연구의 제한사항이 갖는 문제점을 본 연구에서 제안한 확률론적 해석기법을 이용하여 분석하였다. 특정 시기의 단기간 자료를 이용하는 방법을 재현하고자 후측 자료로부터 매년 6개월 분량의 풍속을 취하여 확률분포를 추정하였다. 기대수명의 산정 과정은 상기의 사례 2와 동일하나, 사례 2에서 500회 반복계산을 수행했을 때 100회 이상이 될 경우 근사 수렴되었으므로 약 120회의 반복계산을 수행하였다. Fig. 14는 각 연도별 하중이 가해졌을 때의 기대수명이므로 최대 및 최소 수명 값은 각각 33년(1991년도)과 12년(2000년도)으로 나타났으며, 변동계



**Fig. 14** Expected life according to occurrence time of used load

수는 0.2168로 산정되었다. 일반적으로 풍력터빈의 구조응답에는 풍속이 가장 큰 기여도를 보이며, 상기와 같은 기대수명 차이의 주된 원인 역시 풍속으로 판단된다. 이를 확인하기 위해 회귀모델의 입력변수로 사용된 풍속에 대해 연별 평균값을 계산하여 함께 도시하였다. 그림으로부터 기대수명은 연별 평균 풍속의 크기에 반대되는 경향을 보이는 것을 알 수 있고, 예상대로 연별 기대수명의 경향은 풍속의 영향임이 확인되었다.

**8. 결 론**

본 연구에서는 풍속, 파고, 주기의 발생 시기에 따른 통계적 특성의 차이와 같이 관측 자료로 표현되지 못하는 해양 환경요인의 변동성이 해상풍력발전기 지지구조물의 피로수명에 미치는 영향을 분석하였다. 결정론적 방법(사례 1)과 확률론적 방법(사례 2)을 이용하여 피로해석을 수행하였으며, 확률론적 방법은 피로수명 결과에 적합한 이론적 분포를 추정함으로써 파괴 확률(설계수명 보다 작은 수명이 발생할 확률)을 산정할 수 있었다. 또한 지지구조물의 연별 기대수명과 산정된 기대수명에 대한 변동성으로부터 하중의 시기적 불확실성이 수명에 미치는 영향을 확인할 수 있었다. 본 연구의 제안방법은 유지보수 주기를 결정하는데 사용될 수 있고, 이는 생애주기 비용(Life cycle cost, LCC) 또는 균등화된 발전비용(Levelized cost of electricity, LCOE) 측면에서 활용가치를 기대할 수 있다. 더불어 지지구조물의 해체 시기 및 사용연한 연장의 결정 등에서도 그 활용성이 기대된다.

**후 기**

이 논문은 한국연구재단(No. 2016R1D1A3B03933885)과 산업통상자원부(MOTIE) 및 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다(No. 20183010025200).

**References**

ABAQUS, 2013. Standard User's Manual - Version 6.13. Dassault Systemes Simulia Corp.

American Institute of Steel Construction (AISC), 2005. Specification for Structural Steel Buildings. AISC 360-05.

American Petroleum Institute (API), 2007. Recommended Practice for Planning, Design and Constructing Fixed Offshore Platforms Working Stress Design. API Publishing Services.

ANSYS, 2010. ANSYS User's Manual - Version 12.1.

Bossanyi, E.A., 2010. GH-Bladed Version 4.0 User Manual. Garrad Hassan and Partners Limited Document, 2.

- Box, J., Wilson, W., 1951. Central Composites Design. *Journal of the Royal Statistical Society*, 1, 1-35.
- Bucher, C.G., Bourgund, U., 1987. Efficient use of Response Surface Methods. Universität Innsbruck, Institut für Mechanik.
- Coles, S., Bawa, J., Trenner, L., Dorazio, P., 2001. An Introduction to Statistical Modeling of Extreme Values. Springer, London. doi.org/10.1007/978-1-4471-3675-0
- Det Norske Veritas (DNV), 2011. Fatigue Design of Offshore Steel Structures. RP-C203.
- Det Norske Veritas (DNV), 2013. Design of offshore wind turbine structures. DNV-OS-J101.
- Dong, W., Moan, T., Gao, Z., 2011. Long-Term Fatigue Analysis of Multi-Planner Tubular Joints for Jacket-Type Offshore Wind Turbine in Time Domain. *Engineering Structures*, 33(6), 2002-2014. https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2011.02.037
- Dong, W., Moan, T., Gao, Z., 2012. Fatigue Reliability Analysis of the Jacket Support Structure for Offshore Wind Turbine considering the Effect of Corrosion and Inspection. *Reliability Engineering and System Safety*, 106, 11-27. https://doi.org/10.1016/j.res.2012.06.011
- Fisher, R.A., Tippett, L.H.C., 1928. Limiting Forms of the Frequency Distribution of the Largest or Smallest Member of a Sample. *Mathematical Proceedings of the Cambridge Philosophical Society*, 24(2), 180-190. https://doi.org/10.1017/S0305004100015681
- Goda, Y., Takagi, H., 2000. A Reliability Design Method of Caisson Breakwaters with Optimal Wave Heights. *Coastal Engineering Journal*, 42(4), 357-387. https://doi.org/10.1142/S057856340000183
- Goodman, J., 1899. *Mechanics Applied to Engineering*. Longman, Green and Company, London.
- Haldar, A., Mahadevan, S., 2000. *Reliability Assessment using Stochastic Finite Element*. John Wiley, New York.
- International Electro-Technical Commission (IEC), 2005. *Wind Turbines-Part 1: Design Requirements*. IEC, Geneva.
- International Electro-Technical Commission (IEC), 2009. *Wind Turbines-Part 3: Design Requirements for Offshore Wind Turbines*. IEC, Geneva.
- Jenkinson, A.F., 1955. The Frequency Distribution of the Annual Maximum (or Minimum) Values of Meteorological Elements. *Quarterly Journal of the Royal Meteorological Society*, 81(348), 158-171. https://doi.org/10.1002/qj.49708134804
- Jeong, S.T., Kim, J.D., Ko, D.H., Yoon, G.L., 2008. Parameter Estimation and Analysis of Extreme Highest Tide Level in Marginal Seas Around Korea. *Journal of Korean Society of Coastal and Ocean Engineers*, 20(5), 482-490.
- Johannessen, K., Meling, T.S., Hayer, S., 2001. Joint Distribution for Wind and Waves in the Northern North Sea. In the Eleventh International Offshore and Polar Engineering Conference, International Society of Offshore and Polar Engineers, Stavanger Norway.
- Kelma, S., Schaumann, P., 2015. Probabilistic Fatigue Analysis of Jacket Support Structures for Offshore Wind Turbines Exemplified on Tubular Joints. *Energy Procedia*, 80, 151-158. https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.11.417
- Kim, D.H., Lee, S.G., 2015. Reliability Analysis of Offshore Wind Turbine Support Structures under Extreme Ocean Environmental Loads. *Renewable Energy*, 79, 161-166. https://doi.org/10.1016/j.renene.2014.11.052
- Kuang, J.G., Potvin, A.B., Leick, R.D., 1975. Stress Concentration in Tubular Joints. *Proceedings of Offshore Technology Conference*.
- Le Méhauté, B., 2013. *An Introduction to Hydrodynamics and Water Waves*. Springer Science & Business Media, Berlin.
- Lee, S.G., 2016. Reliability Analysis of Offshore Wind Turbine Support Structure Considering Dynamic Response Characteristics. Ph. D., Kunsan National University, Thesis, Korea.
- Manwell, J.F., McGowan, J.G., Rogers, A.L., 2002. *Wind Energy Explained: Theory, Design and Application*. John Wiley & Sons.
- Matsuishi, M., Endo, T., 1968. *Fatigue of Metals Subjected to Varying Stress*. Japan Society of Mechanical Engineers, Fukuoka, Japan, 68(2), 37-40.
- McVicar, T.R., Roderick, M.L., Donohue, R.J., Li, L.T., Van Niel, T.G., Thomas, A., Grieser, J., Jhajharia, D., Himri, Y., Mahowald, N.M., Mescherskaya, A.V., Kruger, A.C., Rehman, S., Dinpashoh, Y., 2012. Global Review and Synthesis of Trends in Observed Terrestrial Near-Surface Wind Speeds: Implications for Evaporation. *Journal of Hydrology*, 416-417, 182-205. https://doi.org/10.1016/j.jhydrol.2011.10.024
- Miner, M.A., 1945. Cumulative Fatigue Damage. *Journal of Applied Mechanics*, 12(3), A159-A164.
- Ministry of Oceans and Fisheries (MOF), 2005. *Estimation Report of Deep-sea Design Wave in the Whole Sea Area (II)*. Korea Institute of Ocean Science & Technology (KIOST).
- Morison, J.R., Johnson, J.W., Schaaf, S.A., 1950. The Force Exerted by Surface Waves on Piles. *Journal of Petroleum Technology*, 2(05), 149-154. https://doi.org/10.2118/950149-G
- Raymond, H.M., Douglas, C.M., 2002. *Response Surface Methodology: Process and Product Optimization using Designed Experiments*. John Wiley & Sons, New York.
- Rychlik, I., 1987. A New Definition of the Rainflow Cycle Counting Method. *International Journal of Fatigue*, 9(2), 119-121. https://doi.org/10.1016/0142-1123(87)90054-5
- Schuëller, G.I., Bucher, C.G., Bourgund, U., Ouyornprasert, W., 1989. On Efficient Computational Schemes to Calculate Structural Failure Probabilities. *Probabilistic Engineering Mechanics*, 4(1), 10-18. https://doi.org/10.1016/0266-8920(89)90003-9
- Thomas, B.R., Kent, E.C., Swail, V.R., Berry, D.I., 2008. Trends in Ship Wind Speeds Adjusted for Observation Method and

- Height. *International Journal of Climatology: A Journal of the Royal Meteorological Society*, 28(6), 747-763. <https://doi.org/10.1002/joc.1570>
- Tokinaga, H., Xie, S.P., 2011. Wave-and Anemometer-Based Sea Surface Wind (WASWind) for Climate Change Analysis. *Journal of Climate*, 24(1), 267-285. <https://doi.org/10.1175/2010JCLI3789.1>
- Ucar, A., Balo, F., 2010. Assessment of Wind Power Potential for Turbine Installation in Coastal Areas of Turkey. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 14(7), 1901-1912. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2010.03.021>
- Yeter, B., Garbatov, Y., Soares, C.G., 2015. Fatigue Damage Assessment of Fixed Offshore Wind Turbine Tripod Support Structures. *Engineering Structures*, 101, 518-528. <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2015.07.038>
- Yeter, B., Garbatov, Y., Soares, C.G., 2014. Fatigue Reliability Assessment of an Offshore Supporting Structure. *Maritime Technology and Engineering*, CRC Press, 689-700.
- Young, I.R., Vinoth, J., Zieger, S., Babanin, A.V., 2012. Investigation of Trends in Extreme Value Wave Height and Wind Speed. *Journal of Geophysical Research: Oceans*, 117(C11). <https://doi.org/10.1029/2011JC007753>

# Study on Load Analysis of Propulsion System using SOM

Jae-Hee Jang<sup>ID\*</sup> and Jin-Seok Oh<sup>ID\*</sup>

<sup>\*</sup>Department of marine engineering, Korea Maritime and Ocean University, Busan, Korea

## 자기조직화지도를 이용한 추진시스템의 전력부하분석 연구

장재희<sup>ID\*</sup> · 오진석<sup>ID\*</sup>

<sup>\*</sup>한국해양대학교 기관공학부

**KEY WORDS:** Load analysis 부하분석, Propulsion system 추진시스템, Self organizing map 자기조직화지도, Ship operation mode 선박 운영 모드, Container ship 컨테이너선

**ABSTRACT:** Recently, environmental regulations have been strengthened for SOX, NOX, and CO2, which are ship exhaust gases. In addition, according to the 4th Industrial Revolution, research on autonomous ship technology has become active and interest in electric propulsion systems is increasing. This paper analyzes the power load characteristics of an electric propulsion ship, which is the basic technology for an autonomous ship, in terms of energy management. For the load analysis, data were collected for a 6,800 TEU container ship with a mechanical propulsion system, and the propulsion load was converted to an electric power load and clustered according to the characteristics using a SOM (Self-Organizing Map). As a result of the load analysis, it was confirmed that the load characteristics of the ship could be explained by the operation mode of the ship.

### 1. 서 론

최근 환경 보호를 위해 황산화물(SO<sub>x</sub>), 질소산화물(NO<sub>x</sub>), 이산화탄소(CO<sub>2</sub>) 등의 선박 배출가스에 대한 환경 규제가 강화되고 있으며 이를 만족하기 위해서 친환경 선박 기술에 대한 관심이 늘어나고 있다. 친환경 선박 기술은 선박에서 배출되는 배

기오염물질을 줄이는 것에서부터, 선박의 에너지 효율을 높임으로써 배기오염물질의 발생을 줄이는 기술을 포함한다(Park et al., 2016). 선박의 에너지 효율을 높이는 기술로는 선박의 에너지를 관리하는 EMS(Energy management system)가 있다. EMS는 발전기와 배터리간의 에너지 분배를 통해 발전기의 효율을 높이는 LCS(Load control system)을 포함하고 있어 선박의 부하상

**Table 1** Advantages and disadvantages of mechanical propulsion system and electric propulsion system

Pros an cons	Mechanical propulsion system	Electric propulsion system
Design flexibility	• Engine room layout limited by main shaft	• Has flexibility in main engine layout • Engine room volume is reduced, resultingly cargo load increases
Ship control ease	• The power generated by the prime mover is transmitted to the propeller shaft and drives the propeller, thereby deteriorating the propulsion performance	• Since the electric propulsion motor is driven, the steering performance is improved (Automated, intelligent)
Energy efficiency	• Since it is connected directly to the propeller through the shaft in the prime mover, there is only mechanical loss occurring in the shaft.	• There is a conversion loss because it is converted to the electric power from the prime mover and then converted into the propulsion power at the electric motor • Energy efficiency can be improved by controlling the load on the generator
Environment friendly	• Emissions of SOX, CO2, PM, etc. are high, because mainly using fuel oil for ships.	• Advantage in terms of reducing exhaust gas through high efficiency operation of generator and battery application

Received 31 January 2019, revised 16 September 2019, accepted 16 October 2019

Corresponding author Jin-Seok Oh : +82-51-410-4283, ojs@kmou.ac.kr ORCID: https://orcid.org/0000-0003-3627-476X

© 2019, The Korean Society of Ocean Engineers

This is an open access article distributed under the terms of the creative commons attribution non-commercial license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

태를 모니터링하고 관리하는 기술이 요구된다. 또한, 조선 해양 분야의 4차 산업혁명 기술로 대표되는 자율운항 선박은 모니터링 및 제어 용이성으로 전기추진이 추천되고 있으며(Park et al., 2018), 전기추진시스템은 배출가스 및 소음이 적은 면에서 친환경 기조와 부합한다. Table 1을 통해 기계식 추진시스템과 전기추진시스템의 설계 유연성 및 조종성과 에너지 효율 및 친환경성을 비교하였다(Im et al. 2011).

전기추진시스템에는 추진부하가 전력시스템에 통합되면서 기존의 기계식 추진시스템과는 다른 부하특성을 보이게 된다. 본 연구에서는 전기추진시스템의 부하특성을 분석하기 위해서 6,800TEU 컨테이너선의 추진부하 및 전력부하를 수집하고, 자기조직화지도를 이용하여 부하분석을 수행한다. 신경망, 전문가 시스템이 부하분석에 사용될 수 있으며, 가시적으로 확인 가능한 측면에서 자기조직화지도를 사용하였다. 부하 분석을 분석된 부하특성은 EMS를 통한 에너지 관리 및 제어에 활용이 가능하다. 에너지의 관리적 측면에서 부하를 예측하여 배터리에 저장 및 사용을 통하여 유연성 있도록 운용이 가능하며, 제어적 측면에서는 불필요한 발전기의 대수를 줄여 효율을 높일 수 있다.

## 2. 데이터 수집

본 연구에서는 6,800TEU 컨테이너선의 추진부하와 전력부하 데이터를 수집하여 부하분석에 활용한다. 대상선박인 6,800TEU 컨테이너선은 기계식추진시스템으로 추진부하를 전력부하로 변환하여 부하분석을 진행하였다. Table 2는 데이터 수집 대상선박의 제원을 나타낸다.

**Table 2** Specification of target ship

Type	Container ship
Length	299 m
Width	40 m
Draft	13.5 m
Engine output	68,520 kW (93,120 Bhp)
Generator output	3,000 kW × 4
Maximum speed	12.86 m/s (25 knot)
TEU / number of reefer container	6,732 / 550

### 2.1 데이터 개요

선박 부하분석을 목적으로 발전기의 출력, 부하율 등의 전력 데이터와 엔진의 출력, 속도 등의 데이터를 수집하였다. 데이터는 약 411일간 수집되었으며, 데이터의 수집주기는 10분이다. Table 3은 수집한 데이터를 정리한 표이다.

### 2.2 수집 데이터의 특징과 항차별 분류

수집된 데이터는 411일 간의 데이터로 이 중 항차로 구분이 가능한 것은 총 55항차에 해당된다. 항차는 출항-항해-입항-정박을 한 항차로 정의하였다. 411일 간의 데이터를 항차로 구분한 것은 항차 별 선박의 운용모드를 탐색을 용이하게 하기 위한 목적이다.

**Table 3** Acquisition data list

No.	Signal	Unit
1	Data acquisition time	YYYY-MM-DD-TT
2	No. 1 generator load	kW
3	No. 1 generator load ratio	%
4	No. 1 generator run/stop	1/0
5	No. 2 generator load	kW
6	No. 2 generator load ratio	%
7	No. 2 generator run/stop	1/0
8	No. 3 generator load	kW
9	No. 3 generator load ratio	%
10	No. 3 generator run/stop	1/0
11	No. 4 generator load	kW
12	No. 4 generator load ratio	%
13	No. 4 generator run/stop	1/0
14	Main engine run/stop	1/0
15	Ship speed	knot (1 knot ≅ 0.51 m/s)
16	Main engine torque	kgfm
17	Main engine shaft speed	r/min
18	Main engine break horse power	hp (1 hp ≅ 0.75 kW)

선박의 운용모드는 기본적으로는 항해(Seagoing), 입출항(Port in/out), 정박(Harbour)으로 나누어진다. 여기에 컨테이너선의 경우 선하적(Load/Unload 또는 Cargo handling) 등 선박의 목적과 기능에 따라 운용모드가 추가된다. 이와 같이 선박에 따른 운용 모드 구분은 설계단계의 부하분석(Load analysis)에서 정의하는 모드에 따른다. 부하분석은 선박의 부하에 대해서 선박 내 부하 사용을 부하의 운용율을 나타내는 부하계수(Load factor)와 정격 부하를 사용하여 나타내며, 선박의 운용모드에 따라 구분되어 발전기 용량선정, 배전반 설계, 전력케이블 크기 선정 등 전력 시스템의 설계자료로 활용된다. 본 논문에서는 수집한 411일 간 55항차에 해당하는 선박데이터를 군집분석을 통해 선박의 운용 모드와 비교하였다.

### 2.3 엔진 출력 데이터의 처리

데이터를 수집한 대상선박은 디젤엔진을 주기관으로 사용하는 기계식 추진시스템으로, 기계식 추진시스템과 전기추진시스템은 구성 장비와 동력 전달 방법에 차이가 있다. 기계식 추진 시스템은 원동기에서 발생한 출력을 축으로 전달하여 추진기에서 추력을 발생시키는 반면 전기추진시스템은 발전기로 생산한 전력을 추진전동기에서 동력으로 변환하여 추진기에서 추력을 발생 시킨다. 전기추진시스템이 더 많은 에너지 변환을 거치게 되며, 따라서 변환효율 측면에서 기계식추진시스템보다 효율이 떨어진다. 본 연구에서는 수집한 대상선박의 데이터에 전기추진시스템의 변환효율을 고려하기 위해 Fig. 1과 같이 엔진 사용 시 효율과 추진전동기 사용이 효율을 비교하여 적용하였다(MAN, 2012).

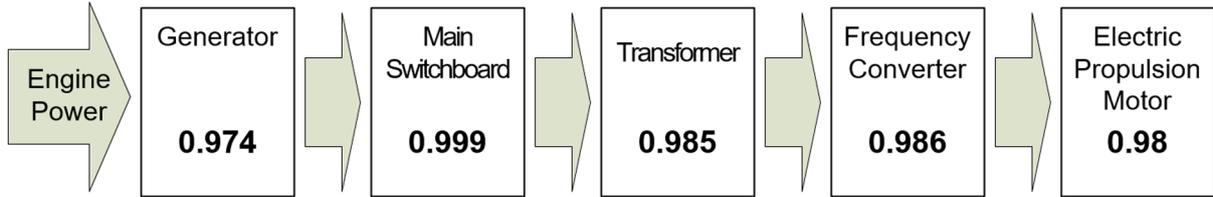


Fig. 1 Energy conversion efficiency of electric propulsion system

엔진 사용 시 효율은 축 효율인 0.97을 적용하였고, 추진전동기 사용 시 효율은 발전기 효율과 변환기 효율, 추진전동기 효율 및 축 효율을 고려하여 0.89를 적용하였다. 수집한 데이터는 축 효율이 적용된 데이터이므로 엔진 사용 시 효율을 제하고 추진전동기 사용 시 효율을 적용하여 식 (1)와 같이 나타내었다.

$$P_{e.p} = 0.75 \times \eta_c \times P_{m.p} \quad (1)$$

여기서,  $P_{e.p}$ 는 추진부하(추진전동기) [kW],  $\eta_c$ 는 변환효율[무차원수]로 0.92를 적용하였으며,  $P_{m.p}$ 는 추진부하(엔진) [hp (1hp≒ 0.75kW)]이다.

### 3. 자기조직화지도를 이용한 군집분석

#### 3.1 데이터 마이닝 개요

데이터 마이닝(Data mining)은 데이터를 대상으로 통계적 규칙이나 패턴을 찾아내는 방법을 의미한다. 데이터 마이닝 기법 중 인공신경망(Artificial neural network)을 기반으로 하는 방식으로는 자기조직화지도(Self organizing map, SOM), 신경망, 전문가 시스템 등이 있다. 데이터 마이닝은 다음과 같은 목적으로 활용이 된다.

- (1) 분류(Classification) : 데이터를 정의된 특성으로 분류한다.
- (2) 군집화(Clustering) : 다양한 특성을 갖는 데이터에 대해서 유사한 특성을 가진 데이터를 군집으로 만들어 분류한다. 분류와 차이점으로 군집화의 경우 특성을 정의하지 않는다.
- (3) 연관성 분석(Association analysis) : 데이터에 존재하는 관계를 찾아낸다.
- (4) 연속성 분석(Sequencing analysis) : 특정 기간을 갖는 데이터에 대해서 관계를 찾아낸다.
- (5) 예측(Forecasting) : 데이터의 패턴을 바탕으로 하여 다음 데이터를 예측한다.

이 중 군집분석(Cluster analysis)은 다변량 데이터를 특성에 따라 군집화하여 특성을 파악할 수 있다. 군집의 개수가 결정되지 않았거나, 특성을 알 수 없는 초기 데이터에 대해서 군집화를 통해 데이터간의 유사성 정도를 판단하면 데이터 분포와 구조 이해의 목적으로 활용이 가능하다. 분류와 비교하였을 때 군집화의 장점으로는 군집의 특성과 개수가 파악되지 상태에서 사용할 수 있다는 점이다. 따라서 데이터 분석 초기단계에서 사용하여 데이터 간의 유의성 판단, 구조 이해의 목적으로 활용이 된다.

본 연구에서는 군집분석을 통해 선박에서 측정된 데이터간의 관계를 군집화하여 수집한 전력데이터와 선박 운용 모드와의 유의성을 판단하고, 그 결과를 부하제어 알고리즘에서 사용할 데이터 변수 선정에 활용한다. 부하제어 알고리즘에서는 정박시에 사용하는 크레인, 입출항시 사용하는 스톱스터 등의 중부하의 운용이 영향을 미치므로 선박의 운용 모드가 확인되어야 한다. 따라서 본 논문에서는 선박의 부하 변화 및 선속 데이터를 수집하고 군집분석을 통하여 현재 선박의 운용모드 판단에 활용하도록 하였다.

#### 3.2 자기조직화지도

자기조직화지도는 1980년대 핀란드의 공학자 코호넨(Teuvo Kohonen)에 의해 개발된 인공신경망의 일종으로 비지도학습(Unsupervised learning)에 의한 클러스터링 방법 중 하나이다 (Kohonen, 1990). 자기조직화지도의 가장 큰 특징은 시각화(Visualization)와 축약화(Abstraction)로, 다차원 입력데이터에 대하여 데이터간의 유의성을 2차원에서 시각적으로 확인이 가능한 점이다. 또한 별도의 피드백이나 지도 없이 자체적으로 학습을 진행하여 경쟁학습을 통해 고차원의 데이터를 저차원의 지도에 변환시켜 나타낼 수 있다. 자기조직화 지도는 경쟁학습을 통해 활성화시킬 출력 노드를 선택하는 과정에서 노드를 서로 경쟁시켜 하나의 출력 뉴런을 선택한다. 이때 선택된 뉴런을 승자 뉴런이라고 하며, 입력벡터와 거리 값이 최소인 노드를 선택하고, 선택된 노드와 주변 노드에 대해서 가중치를 수정해가면서 학습이 진행된다. 일련의 과정을 벡터 값의 변화가 거의 없거나 지정한 학습 횟수에 도달할 때까지 반복하여 수행한다. Fig. 2는 자기조직화지도의 학습 개념을 설명한다.

자기조직화지도는 입력층(Input layer)과 경쟁층(Competition layer), 그리고 최종 출력층(Output layer)으로 나누어진다. 입력층은 표본 데이터로부터 얻어진 다차원 데이터로  $n$ 개의  $p$ 차원 입력개체(Input unit)로 구성된다. 각 입력개체에는 가중치 벡터

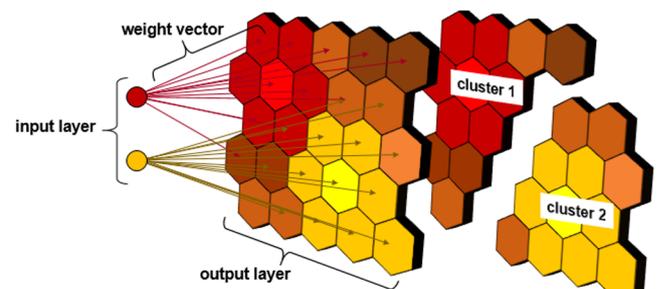


Fig. 2 Concept of low dimensional map transformation of SOM (Kohonen, 1990)

(Weight vector)가 초기화과정을 거쳐 임의값으로 입력된다. 가중치 벡터의 초기화 방법은 선형 초기화(Linear initialization)와 무작위 초기화(Random initialization)가 있다.

3.3 자기조직화지도의 최적노드수 선정

자기조직화지도를 수행하기 위해서는 데이터 개수에 적합한 노드수를 입력해야한다. 본 연구에서는 데이터의 개수에 따라 격자개수를 선정하였으며, 데이터 개수에 따라 비대칭 격자 구성을 활용하였다. 격자 개수는 식 (2)로 구할 수 있다(Ahn et al., 2018).

$$M \approx 5\sqrt{N} \tag{2}$$

여기서,  $M$ 은 격자 개수 [개],  $N$ 은 대상의 관측 데이터 개수 [개]를 의미하며, 이에 따라서 Table 4와 같이 데이터 개수에 대해서 격자 개수를 선정한다.

3.4 자기조직화지도의 수행결과

총 55항차에 대해서 자기조직화지도를 수행하였다. 군집화에 사용한 데이터는 보조부하, 추진부하, 전체부하, 보조부하 비율, 추진부하 비율, 선속이다. 군집화를 통해 부하의 특징과 변수간의 연관성을 도출한다. Fig. 3은 항차 1에 대한 선박의 보조부

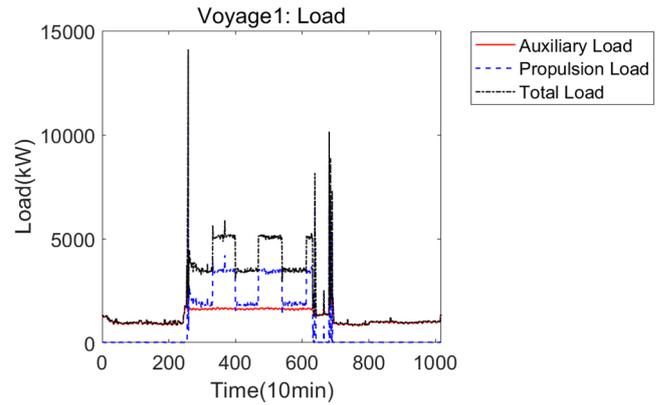


Fig. 3 Total power load of ship on voyage 1

하, 추진부하, 전체부하의 변화를 나타낸다. 가로축은 10분 간격으로 측정된 데이터의 누적시간을 의미하고, 세로축은 부하를 의미한다. 항차 1에서는 2,550분에서 6,950분까지 추진전력을 사용하여 항해를 하였다.

Fig. 4는 입력한 데이터에 대해서 자기조직화지도를 수행한 결과이다. 가로 및 세로축은 데이터 격자의 위치를 나타내며, 격자 사이의 색상 변화는 격자 간의 거리를 나타낸다. 황색에서 적색을 거쳐 흑색으로 갈수록 군집간의 거리가 멀다. 항차 1은 크게 3개의 군집으로 나누어질 수 있다. 항차 1 외 총 55항차에

Table 4 Selection of grid according to voyage case

Voyage	Number of data	Number of grid	Voyage	Number of data	Number of grid
1	1017	10×16	29	943	11×14
2	339	9×10	30	1598	10×20
3	697	11×12	31	139	6×10
4	552	9×13	32	629	9×14
5	88	6×8	33	1243	11×16
6	423	8×13	34	625	9×14
7	264	9×9	35	531	9×13
8	196	7×10	36	247	6×13
9	117	6×9	37	179	6×11
10	652	9×14	38	600	11×11
11	118	6×9	39	387	7×14
12	135	7×9	40	276	7×12
13	645	9×14	41	255	8×10
14	674	10×13	42	83	5×9
15	276	7×12	43	664	10×13
16	78	5×9	44	177	6×11
17	81	5×9	45	83	5×9
18	123	7×8	46	145	6×10
19	267	9×9	47	335	7×13
20	973	12×13	48	293	6×14
21	175	6×11	49	973	12×13
22	1582	11×18	50	197	7×10
23	623	9×14	51	1417	10×19
24	1884	12×18	52	132	7×8
25	601	11×11	53	240	7×11
26	397	9×11	54	758	10×14
27	392	9×11	55	1342	13×14

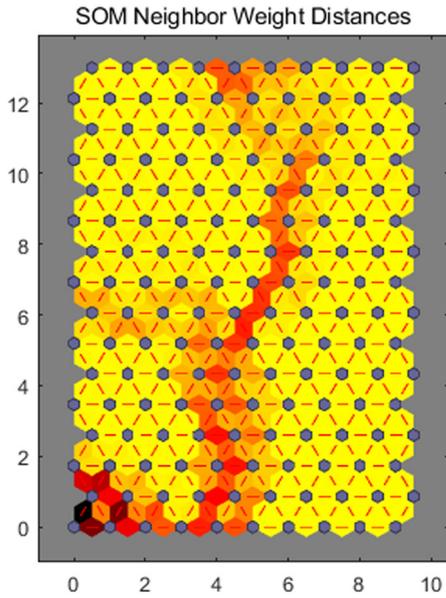


Fig. 4 Neighbor Weight Distances of voyage 1

대해서 자기조직화지도를 수행한 결과 항차별 2~4개의 군집으로 분류가 가능하였다.

Fig. 5는 입력한 데이터의 분포를 나타내고 있다. 가로 및 세로축은 데이터 격자의 위치를 나타내며, 격자 색상은 데이터 분포 정도를 나타낸다. 왼쪽 상단에서부터 보조부하, 추진부하, 전체부하, 보조부하비, 추진부하비, 선속으로 황색에 가까울수록 값이 큰 데이터가 분포하고 있음을 나타낸다.

보조부하 비율과 추진부하 비율을 통해서 선박의 운용 모드를 확인할 수 있다. 보조부하비와 추진부하비는 서로 반비례 관

계로, 맵 상에서 보조부하비가 크게 나타나는 구역이 정박상태에 해당되고, 추진부하비가 크게 나타나는 구역이 항해상태를 나타낸다. Fig. 5(a) 맵에서 보조부하는 정박상태에서보다 항해상태에서 부하의 크기가 크게 나타나지만 차이가 크지 않다. Fig. 5(b) 맵에서 사용된 추진부하의 크기는 크게 두 개의 군집으로 구별될 수 있다. Fig. 5(c)의 전체부하와 추진부하 맵이 유사하게 나타나는 것은 전체부하에서 추진부하의 비율이 높기 때문으로 추진부하가 전체부하의 70~80%를 차지하는 전기추진 시스템의 특징 때문으로 확인된다. 선속의 경우 군집 경계에서 값이 크게 변하고 있으며 이는 입출항 상태에서 선속의 변화 때문으로 확인된다. 선속의 변화가 큰 구역에서 보조부하가 크게 나타나는 격자가 존재하는데 입출항 시 사용하는 바우스터 때문이다.

#### 4. 결과 분석

##### 4.1 전체항차 분석

55항차에 대한 자기조직화지도 결과에 대해서 각 클러스터별로 가장 많은 데이터를 가진 격자의 특징을 추출하여 선박 운용 특성을 분석하였다. 클러스터의 특성과 빈도를 고려하고자 각 항차별로 10개 격자를 대상으로 총 550개의 격자에서 보조부하, 추진부하, 전체부하, 보조부하비, 추진부하비, 선속 데이터를 추출하였다. 보조부하, 추진부하, 전체부하, 보조부하비, 추진부하비, 선속 클러스터 데이터간의 상관관계를 보다 쉽게 확인하기 위해서 전체부하를 기준으로 데이터를 으뜸차순 정렬하여 데이터간의 상관관계를 확인하였다. Fig. 6은 전체 부하의 변화에 따른 보조부하와 추진부하의 크기 및 비율을 나타내고, Fig. 7은 전체 부하의 변화에 따른 선속과 보조부하 및 추진부하의 크기를 나타낸다.

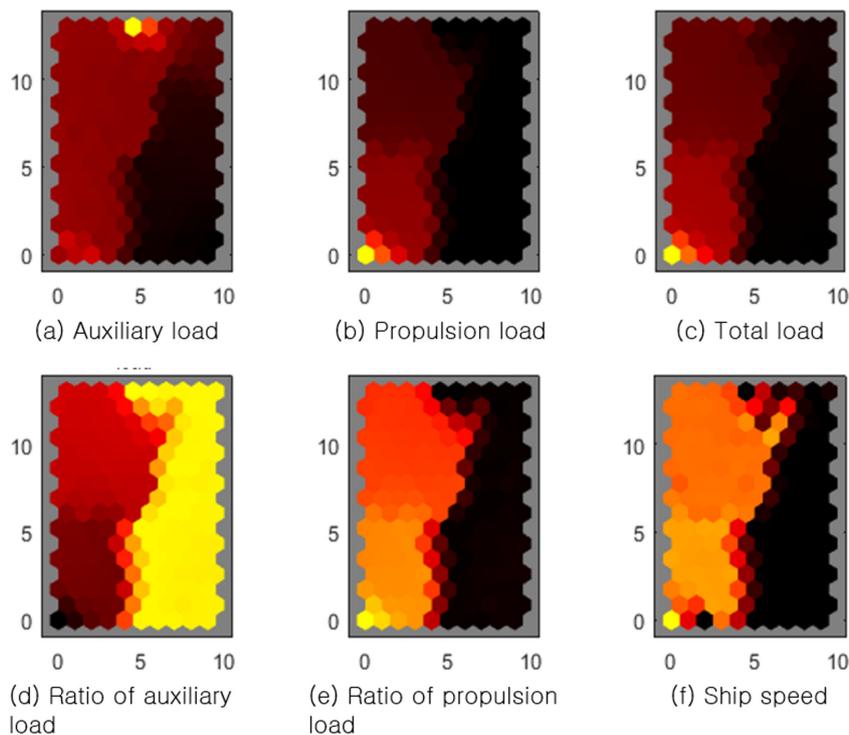


Fig. 5 Input planes of voyage 1

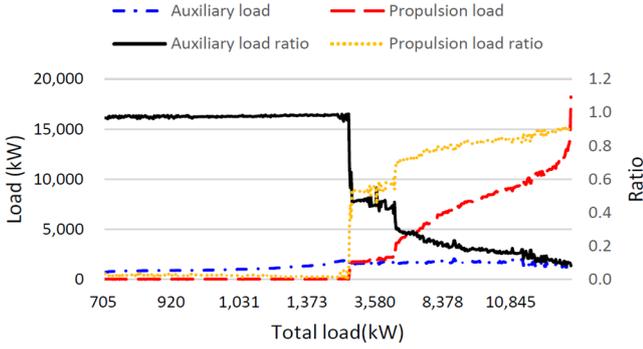


Fig. 6 Load and load ratio due to changes in total load

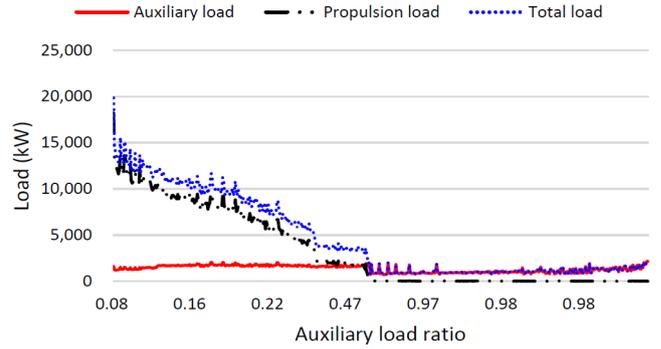


Fig. 8 Load change due to the variation of the auxiliary load ratio

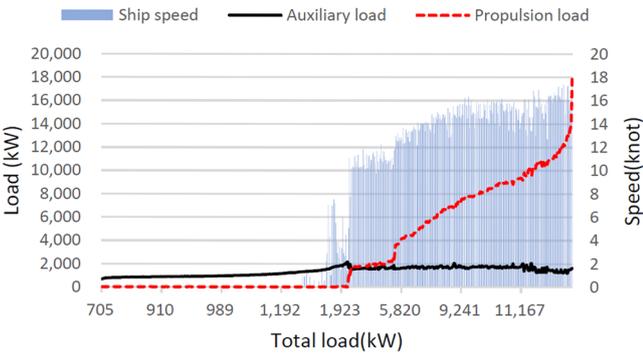


Fig. 7 Load and ship speed due to changes in total load

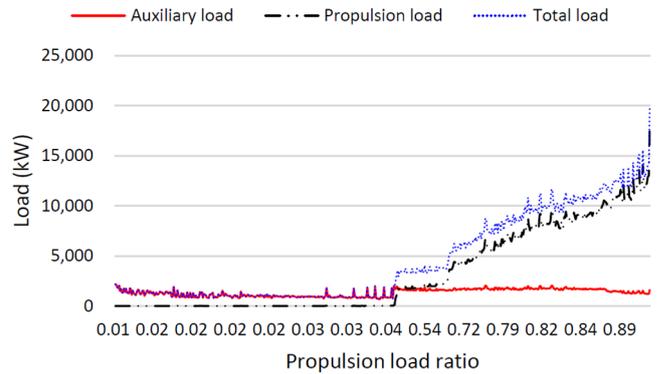


Fig. 9 Load change due to the variation of the propulsion load ratio

보조부하의 경우 추진부하와 비교하여 전체부하에 따른 변동이 작은 것으로 확인된다. 반면 추진부하는 전체부하가 증가하면 큰 폭으로 증가하게 되며, 따라서 전체 부하가 큰 구간에서는 추진부하가 높은 비율을 차지하게 된다.

전체부하가 작은 구간에서는 선속도 느리게 나타난다. 선속이 0 일 때는 선박의 운용 모드로는 정박 상태라고 판단이 가능하며, 추진부하가 거의 존재하지 않는 상태로 보조부하가 전체부하의 98% 이상을 차지하고 있다. 선속이 발생하면서 추진부하가 없는 구간은 관성에 의해 선속이 유지되었거나 바우스러스터에 의한 선속이 발생한 상태로 판단할 수 있으며, 보조부하가 증가하는 추세를 보인다. 이후 추진부하가 발생한 구간에서 보조부하는 다시 감소하며 이후 거의 일정한 부하를 유지한다. 추진부하는 선속이 증가함에 따라 함께 증가하는 추세를 보이거나 같은 추진부하에서도 선속의 변화가 큰 편이다. 이는 해상상태와 타(Rudder)의 사용에 따라 달라지는 것으로 판단된다.

Fig. 8과 Fig. 9는 각각 보조부하율의 변화에 따른 전력 변화와 추진부하율에 따른 전력변화를 나타내고 있다. 보조부하율

이 낮고 추진부하율이 높은 구간에서 전체부하는 추진부하를 따라가며, 보조부하율이 높고 추진부하율이 낮은 구간에서는 전체부하는 보조부하를 따라가게 된다. 또한 추진부하의 비율이 높아질수록 부하의 변동 폭이 커지기 때문에 이 경우, 선박의 전력 시스템은 여유 전력을 충분히 확보해야한다.

추진부하가 전체부하에서 높은 비율을 차지하는 경우, 부하의 변동이 크게 발생한다고 판단되며 부하 변동에 대응하기 위해서 충분한 여유 전력 확보가 필요하다. 전기추진시스템에서는 여유전력 확보를 위해서 발전기 부하율에 여유를 두거나 배터리를 설치하여 충전한 전력을 사용할 수 있다.

### 5. 선박데이터를 이용한 부하 모드 선정

부하 특성에 따른 모드는 크게 세 가지로 나눌 수 있으며, 이는 선박의 운용 모드로 설명이 가능하다. Table 5는 선박 운용의 세 가지 모드에 대한 보조부하와 추진부하 및 전체부하의

Table 5 Characteristic equation of mode of propulsion system operation

Load	Mode	Mode_S				Mode_H				Mode_P			
	min	average	max	variance	min	average	max	variance	min	average	max	variance	
Auxiliary load [kW]	1,215	1,656	2,037	172	1,507	1,638	1,952	96	682	1,083	2,157	287	
Propulsion load [kW]	3,612	8,152	1,8220	2,492	777	1,097	4,436	1,451	16	24	101	9	
Total load [kW]	5,202	9,808	19,846	2,413	2,476	3,555	4,436	303	705	1,108	2,177	291	

**Table 6** Modes of propulsion system operation

Mode	Mode_P	Mode_H	Mode_S
Ratio of propulsion load [%]	0~5	31~65	69~92
Ratio of auxiliary load [%]	95~100	35~69	8~31

특성에 대해서 정리한 표이다.

자기조직화지도 수행 결과를 바탕으로 모드를 구분하였다. 첫 번째 모드의 특성은 항해 중에 주로 나타나는 특성으로 Mode\_S(Seagoing), 두 번째 모드의 특성은 입출항 중에 주로 나타나는 특성으로 Mode\_H(Harbour), 세 번째 모드의 특성은 정박상태에서 주로 나타나는 특성으로 Mode\_P(Port)로 정하였다. 각 모드별 특성은 Table 6과 같다.

(1) Mode\_P : 정박상태로 대표되는 모드로, 전체 부하의 대부분이 보조부하이므로 따라서 변동 특성 또한 보조부하를 따라간다. 다른 모드와 비교하여 보조부하의 변동율이 가장 크다. 이는 입출항으로 넘어가는 단계 또는 추진시스템이 동작하고 있지만 선속이 측정되지 않은 상태로 확인된다.

(2) Mode\_H : 입출항상태로 대표되는 모드로, 추진부하와 보조부하의 비율이 비슷하다. 전체 운항시간에서 차지하는 비율이 가장 작다. 추진부하의 변동율이 크게 나타난다.

(3) Mode\_S : 항해상태로 대표되는 모드로, 전체 부하의 대부분이 추진부하로 구성되어 변동 특성 또한 추진부하를 따라간다. 전체부하 및 추진부하의 변동율이 가장 크게 나타난다. 전체부하에서 추진시스템이 차지하는 비율은 62~92%이다. 동일한 선속에서도 다양한 추진전력을 보이며, 추진시스템에 의한 부하 변동이 크기 때문에 여유 전력을 충분히 확보해야 한다.

## 6. 결 론

본 연구에서는 6,800TEU 컨테이너선에서 수집한 부하데이터를 자기조직화지도를 이용하여 보조부하, 추진부하, 전체부하, 선속 등의 특성으로 군집화하여 부하의 특징을 분석하였다. 그 결과, 선박의 부하에 따라 선박의 모드를 크게 정박, 입출항, 항해로 구분할 수 있었다. 정박모드에서는 보조부하만 사용되어 부하의 변화가 거의 없었으며, 입출항모드에서는 부하의 변동량이 크고 보조부하와 추진부하의 비율이 비슷하게 나타났다. 항해모드에서는 부하변동이 선속에 영향을 받았으며, 이는 전기추진시스템에서 추진부하의 영향이 크기 때문으로 시스템의 특성으로 확인된다.

선박 부하 데이터의 군집분석을 통한 운용모드의 확인은 선박 내 에너지 제어 및 절감을 목적으로 하는 알고리즘에 활용될 수 있다. 선박의 운용모드에 따라 사용하는 장비가 달라지므로 부하의 특성이 차이가 나므로 현재 운용모드를 확인하고, 발전기 여유율 또는 배터리 충방전을 결정할 수 있다. 또는 배출가스 규제구역에 대하여 '입출항' 혹은 '정박' 상태를 확인하고 배터리 운용을 증가시키는 등의 판단이 가능해진다.

자기조직화지도를 이용한 부하분석은 선박에 설치된 장비나 장비의 용량이 다른 선박에도 적용할 수 있으며 선종에 따른 사용 부하나 온도 등의 환경조건 또한 부하특성에 반영될 수 있다. 따라서 선박의 운용모드에 따른 에너지 관리 시 사용자의 운항모드 입력이 아닌 선박 부하데이터를 모니터링하여 선박의 운용모드 선정이 가능하다. 본 연구에서는 선박의 추진부하 및 전력부하, 선속 등의 데이터를 수집하여 분석하였으나, 향후 추가적인 데이터 수집 환경 구성 및 연구를 통해 외기 온도, 청수 온도 등의 환경 데이터를 획득 및 분석하여 선박의 효율적인 에너지 제어에 활용할 수 있을 것으로 사료된다. 또한 본 연구 결과를 활용하여 선박의 에너지관리를 위한 알고리즘 설계 등에 활용이 가능할 것으로 보인다. 선박의 운용모드에 따라서 전력소모변화에 따른 여유전력 산정 및 현재 발전 효율점을 계산하여 알고리즘 설계에 활용이 가능하다.

## 후 기

본 연구는 2018년 대한민국 교육부와 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임(NRF-2018R1D1A1B07049361)

## References

- Ahn, H.J., Shin, J.Y., Jeong, C.S., Heo, J.H., 2018. Assessing Applicability of Self-organizing Map for Regional Rainfall Frequency Analysis in South Korea. *Journal of Korea Water Resources Association*, 51(5), 383-393. <https://doi.org/10.3741/JKWRA.2018.51.5.383>
- MAN, 2012. Diesel-electric Propulsion Plants: A brief guideline how to engineer a diesel-electric propulsion system. [Online] (Updated 2012) Available at: <<https://marine.mandieselturbo.com/docs/librariesprovider6/marine-broschures/diesel-electric-drives-guideline.pdf>> [Accessed January 2019].
- Im, J.G., Jeon, H.J., Kim, T.I., Lee, Y.K., Kim, J.H., 2011. Future Ship and Advent of its Business Model. Basic Research Report, Korea Maritime Institute.
- Kohonen, T., 1990. The self-organizing map. *Proceedings of the IEEE*, 78(9), 1464-1480. <https://doi.org/10.1109/5.58325>
- Park, H.S., Lee, H.C., Lee, H.J., Kim, B.R., 2016. A Study on the Policy for Enlargement Application of Eco-friendly Technology for Korean Ships. Basic Research Report, Korea Maritime Institute.
- Park, H.S., Park, H.R., Heo, S.R., Lee, H.J., Kim, B.R., 2018. Autonomous Vessels, Power of New Growth for Downturned Marine Transportation and Shipbuilding Industries. Weekly Report, Korea Maritime Institute.

# Experimental Study on Propulsion Characteristic of Autonomous Intervention ROV

Taekyeong Yeu<sup>1</sup>\*, Yoongeon Lee<sup>1</sup>\*, Junbo Chae<sup>1</sup>\*, Sukmin Yoon<sup>1</sup>\* and Yeongjun Lee<sup>1</sup>\*

<sup>1</sup>Marine ICT Research Division, Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering(KRISO), Daejeon, Korea

## 자율작업용 원격운용잠수정의 추진 특성에 관한 실험 연구

여태경<sup>1</sup>\* · 이윤건<sup>1</sup>\* · 채준보<sup>1</sup>\* · 윤석민<sup>1</sup>\* · 이영준<sup>1</sup>\*

\*선박해양플랜트연구소 해양CT연구본부

**KEY WORDS:** Remotely operated vehicle(ROV) 원격운용잠수정, Autonomous intervention 자율작업, Thrusting force 추력, Propulsion force 추진력, Underwater manipulator 수중로봇팔

**ABSTRACT:** In autonomous interventions using an underwater vehicle with a manipulator, grasping based on target detection and recognition is one of the core technologies. To complete an autonomous grasping task, the vehicle body approaches the target closely and then holds it through operating the end-effector of the manipulator, while the vehicle maintains its position and attitude without unstable motion. For vehicle motion control, it is very important to identify the hydrodynamic parameters of the underwater vehicle, including the propulsion force. This study examined the propulsion characteristics of the autonomous intervention ROV developed by KRISO, because there is a difference between the real exerted force and the expected force. First, the mapping between the input signal and thrusting force for each underwater thruster was obtained through a water tank experiment. Next, the real propulsion forces and moments of the ROV exerted by thrusting forces were directly measured using an F/T (force/torque) sensor attached to the ROV. Finally, the differences between the measured and expected values were confirmed.

### 1. 서 론

오늘날 상당수의 수중작업(수중구난, 해양과학탐사, 해저유전 개발 등)에 무인수중잠수정(Unmanned underwater vehicle, UUV)이 지속적으로 사용되어오고 있으며, 이들 작업은 수중에서의 조작(Manipulation) 기능까지 요구한다. 수중작업에서 가장 일반적으로 사용되고 있는 ROV(Remotely operated vehicle)는 수상의 선박에 탑승한 2명 이상의 숙련된 운용자에 의해 조종된다. 이 중 한명은 ROV 몸체를, 나머지 한명은 로봇팔을 각각 담당한다. ROV는 선상의 갑판 위에 진·회수장치 및 전력공급장치, DPS(Dynamic positioning system) 등을 갖춘 전문 지원 선박과 숙련된 전문 인력이 요구되므로 많은 유지비용이 필요로 하며, 운전자의 숙련도, 작업시간에 따른 피로누적 정도, 그리고 지원 선박-잠수정 사이의 물리적 거리로 인한 시간 지연(Time delay) 등에 의해 작업 효율이 좌우되는 문제점이 있다(Haugalokken et al.,

2018). 이러한 문제점들을 극복하기 위해, 자율수중잠수정(Autonomous underwater vehicle, AUV)에 로봇팔을 장착시켜 작업을 수행하는, I-AUV(Intervention AUV) 또는 UVMS(Underwater vehicle manipulator system)에 대한 연구가 1990년부터 진행되어 왔다(Mohan and Kim, 2015; Simetti et al., 2018). AUV는 ROV에 비해 상대적으로 중량이 가볍고, 사람의 개입과 케이블로부터 자유로우며, 소형 선박으로 진·회수가 가능하여 운용비용을 줄일 수 있어 현재 많은 연구가 진행되고 있다.

선박해양플랜트연구소(Korea Research Institute of Ships & Ocean Engineering, KRISO)에서는 2017년부터 수중잠수정을 활용한 자율작업에 필요한 핵심 알고리즘 개발 연구에 착수했으며, 이를 위한 자율작업용 원격운용잠수정(Autonomous intervention ROV, AI-ROV) 플랫폼을 개발하였다(Fig. 1). AI-ROV는 육상으로부터 케이블을 통해 전력과 통신을 공급받으며, 7축의 전기식 로봇팔을 탑재하고 있다. AUV 보다 ROV를 활용하는 이유는 지

Received 30 July 2019, revised 16 September 2019, accepted 16 October 2019

Corresponding author Yeongjun Lee: +82-42-866-3864, leeyongjun@kriso.re.kr ORCID: https://orcid.org/0000-0002-3808-8349

It is a recommended paper from the proceedings of 2019 spring symposium of the Korea Marine Robot Technology (KMRTS) which is one of the divisions belong to the Korean Society of Ocean Engineers (KSOE).

© 2019, The Korean Society of Ocean Engineers

This is an open access article distributed under the terms of the creative commons attribution non-commercial license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.



Fig. 1 KRISO AI-ROV

속적인 전력공급과 통신이 가능하므로, 알고리즘 개발과정에서의 확인 및 검증에 유리한 장점을 지니고 있기 때문이다. 수중로봇팔(Underwater manipulator)은 ECA Group 사의 7E-MINI 모델을 채택하였으며, 이것의 기중 중량은 51kg(수중 30kg), 최대 길이는 약 1.4m이다. ROV의 수중 위치, 속도, 자세 등을 계속하기 위하여 관성측정장치(Inertial measurement unit, IMU), 도플러 속도계(Doppler velocity log, DVL), 수심(Depth) 센서 등이 탑재되어 있으며, 4개의 수평추진기와 4개의 수직추진기를 통해 6축 운동을 제어한다(Yeu et al., 2019).

일반적으로 수중잠수정을 활용한 자율작업에 있어, 잠수정이 수중 대상물체와 위치를 정확하게 인식하여 작업 반경 내에 잠수정 몸체를 접근시킨 후, 로봇팔을 이용하여 물체를 파지하는 것이 기본적 핵심 기술이다. 이를 위해 잠수정 몸체는 대상물체까지 스스로 경로를 생성하며 움직여야 하고, 파지를 위해 로봇팔이 대상체로 접근할 때 몸체가 흔들리지 않도록 자세를 유지하는 등의 제어 기술이 요구된다.

대부분의 수중잠수정은 프로펠러(Propeller) 형식의 추진기(Thruster)를 사용하고 있으며, 자세 및 운동 제어를 위해서는 동적 특성과 함께 추진기 특성을 정확하게 파악하는 것이 중요하다.

일반적으로 추진기 동역학(Thruster dynamics) 모델은 크게 전기 모터 모델과 프로펠러 모델을 포함한 유체역학 모델로 구성되며, 유체역학 모델은 차원 해석(Dimensional analysis)을 통해 얻어진 정상상태 방정식(Steady-state equation) 또는 준정상상태 방정식(Quasi-steady-state equation)으로 표현되고 있다(Ait-Ahmed et al., 2007). 이것은 무차원 항(Non-dimensional term)인 진행비

(Advance ratio)의 함수로 표현되며, 프로펠러의 직경(Diameter), 회전속도(Rotation velocity), 프로펠러의 이동 속도가 주요 인자이다. 이에 대하여 지금까지 많은 연구가 진행되어 왔으며(Yoerger et al., 1990; Fossen T.I., 1994; Healey et al., 1995; Tsukamoto et al., 1997), 프로펠러 회전속도와 프로펠러에 의해 발생된 유체 속도 성분으로 표현되는 일반화 방정식이 널리 사용되고 있다. 그러나 추진기 성능은 실제 동작하는 환경 조건에 많은 영향을 받기 때문에 모델과 실제 출력 사이의 오차는 항상 존재한다. 이러한 문제를 해결하기 위해, 추진기 지령 입력과 추력 사이의 관계 함수를 직접 측정하는 방법도 제안되어 왔다.

본 연구에서는 수조 실험을 통해 AI-ROV에 장착된 추진기 추력(Thrusting force) 및 ROV 추진력(Propulsion force) 특성을 정확하게 파악하고자 한다. 먼저, 1축 로드셀(Load-cell)이 장착된 추력 측정 장치를 활용한 수조 실험을 통해, 각 추진기별 특성, 즉 입력-추력 관계식을 얻는다. 다음으로는 8개의 추진기를 로봇에 장착시킨 후, 6축 F/T(Forec/Torque)센서를 이용하여 추진기 작동에 따라 발생하는 추진력과 모멘트를 측정하는 실험을 수행한다. 본 실험 결과로부터 각 개별 추진기 출력 함수에 의한 이론적 추진력과 F/T센서로 부터 실측된 추진력과의 비교를 통해, ROV의 추진력 감쇄를 정확히 확인하고자 한다.

## 2. ROV 플랫폼 개발

수중잠수정을 활용한 자율작업에 요구되는 핵심기술 개발을 위해, 선박해양플랜트연구소에서는 AI-ROV 플랫폼을 개발하였다. AI-ROV는 크게 몸체부와 로봇팔부로 구성되며, 로봇팔부를 분리시키면 일반 조사 목적의 ROV 형태를 갖는다.

### 2.1 ROV 플랫폼 사양

ROV 몸체부는 알루미늄 몸체 프레임, 4개의 수평추진기, 4개의 수직추진기, 4개의 부력재 블록, ROV 제어용 내압용기(Housing for ROV control) 및 이미지 처리용 내압용기(Housing for image processing) 외에, IMU, DVL, 수심 센서, 4대의 수중 카메라, 2개의 LED(Light emitting diode) 라이트(Light), 수중레이저스캐너 등으로 구성된다. 로봇팔부는 7축의 전기식 수중로봇팔과 함께, 압력보상기, 압력보상용 매니폴더 블록(Mainfold block), 로봇팔 제어용 내압용기(Housing for manipulator control), 그리고 하부 프레임으로 구성된다. ROV 플랫폼의 크기는 너비 920mm, 길이 1,100mm, 높이 1,200mm이며, 기중 중량은 약 206kg이다. 로봇팔 중량은 51kg(수중 30kg)이며, 최대 길이는 약

Table 1 Specifications of autonomous intervention ROV

Items	Value
Mass	206.1 kg
Length (L)	1,100 mm
Height (H)	1,266 mm
Width	924 mm
COG (Center of gravity) (Z)	721.7 mm
COB (Center of buoyancy) (Z)	933.3 mm

1,400mm이다. ROV 전체 중량 및 부력, 그리고 중심 위치 정보 등은 몸체 프레임과 각종 센서를 비롯한 모든 부품들의 기중 및 수중 중량을 실측한 후, 이들 정보를 CAD(Computer-aided design)에 반영함으로써 Table 1과 같은 사양을 얻었다.

2.2 추진기 사양

AI-ROV에 장착되어 있는 수평추진기는 Tecdynne™ 사의 Model 561로서, 정격 전력은 300VDC, 1KW이다. 수직추진기는 동일사 제품의 Model 541로서 300VDC, 500W이며, 정·역 출력이 거의 동일하다. 두 추진기는 RS485 시리얼 통신 방식을 통해 신호를 전송하며, PWM(Pulse width modulation) 값(범위: 0~255)에 의해 속도(RPM) 제어가 구현된다. 각 추진기의 상세 사양은 Table 2와 같다.

Table 2 Specifications of horizontal and vertical thrusters

Model	Force [N] Forward / Inverse	Power [W] / Voltage [V]	Size [mm] Dia. / Length	Communi- cation
 Model 561	170 / 100	1,000 / 300	157.9 / 237.2	RS485
 Model 541	95 / 95	500 / 300	152.4 / 275.3	RS485

2.3 수중잠수정 운동방정식

수중잠수정 운동방정식은 다음과 같이 일반적으로 표현된다 (Giovanni, 1998).

$$M\dot{v} + C_v + D_L v + D_Q |v|v + W = T \tag{1}$$

여기서,  $M$ 은 질량 및 부과질량,  $C$ 는 코리올리 항,  $D_L$ 은 선형 항력,  $D_Q$ 는 비선형 항력,  $W$ 은 중력과 부력의 합력인 복원력(Restoring force), 그리고  $T$ 는 추진기에 의해 발생하는 힘과 토크(Torque)를 각각 나타내는 행렬이며,  $v$ 는 잠수정의 속도를 의미한다.

비교적 낮은 속도로 움직이는 ROV의 경우는 일반적으로 코리올리의 항을 무시할 수 있으므로, 식 (1)을 다음과 같이 간략하게 표현할 수 있다.

$$M\dot{v} + D_L v + D_Q |v|v + W = T \tag{2}$$

수중에서의 로봇팔을 이용한 자율작업을 위해서는 ROV 자세 및 운동 제어가 매우 중요하며, 최적의 제어기 설계를 위해서는 식 (2)의 파라미터,  $M$ ,  $D_L$ ,  $D_Q$ ,  $W$  정보가 중요하다.

일반적으로 ROV의 경우, 상기 동특성 파라미터는 견인 (Towing) 실험, 진자(Pendulum) 실험, 탑재 센서(On-board sensor) 활용 실험 등을 통해 측정된 운동특성정보를 기반으로 하는 시스템 예측(System identification) 방법이 널리 이용되고 있다. 견인 실험과 진자 실험을 통한 예측 방법은 비교적 정확한 파라미

터 예측이 가능하다는 장점이 있지만, ROV 운동 관련 정보를 얻기 위한 적정 사양과 규모의 실험 설비, 높은 실험 비용 등의 단점이 있다. 반면, 탑재 센서 활용 실험은 ROV에 장착된 센서의 정밀도에 의해 예측 성능이 크게 좌우되지만, 요구된 입력 패턴에 따라 ROV를 움직이고 운동 정보를 계측하는 과정이 비교적 빠르고 쉽게 진행될 수 있어 현재 널리 이용되고 있다. 센서 활용 실험 방식에서는 탑재 센서 정밀도와 함께 ROV 몸체 운동을 발생시키는 추진기의 추력 정보가 중요한 파라미터가 된다.

3. 추진기 입·출력 특성 실험

일반적으로 추진기 동특성은 무차원 항인 진행비의 함수, 즉 프로펠러의 직경, 회전속도, 프로펠러의 이동 속도로 표현된다. 추진기 모델링 관련하여 지금까지 많은 연구가 진행되어 왔으며, 프로펠러 회전속도와 프로펠러에 의해 발생된 유체 속도 성분으로 표현되는 일반화 방정식이 널리 사용되고 있다. 저속 운동 조건에서는 일반화 방정식은 다음과 같이 간략하게 표현된다.

$$T = an|n| \tag{3}$$

여기서,  $a$ 는 상수(Constants),  $n$ 은 프로펠러 회전속도를 의미한다. 대부분 추진기의 실제 출력 특성은 유체의 비선형 특성에 의해 식 (3)과 다소 차이를 보이므로, 본 연구에서는 추진기에 의해 발생하는 힘의 성분,  $T$ 에 대한 정보를 실험을 통해 정확히 측정하고자 한다.

3.1 추력 측정용 실험장치 구성

수직추진기와 수평추진기의 입력 지령, PWM(Pulse width



Fig. 2 Experimental equipment for measuring thrusting force

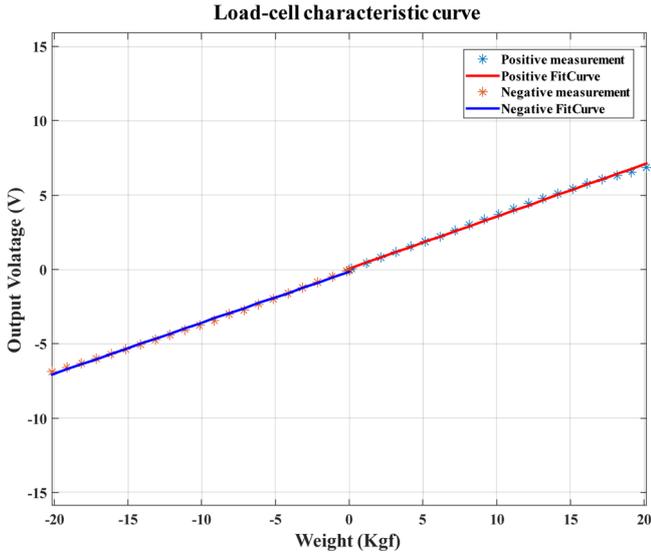


Fig. 3 Load-cell characteristic curve

modulation) 값에 대한 추진기 축 방향의 추력 정보를 얻기 위해, Fig. 2의 추력측정용 실험 장치를 제작하였다. 이것은 로드셀 고정용 상부 프레임, 추진기 고정 및 힘 프레임, 그리고 측정 장비 고정을 위한 중간판으로 구성된다. 추력 측정 원리는 수중에 설치된 추진기 프로펠러의 회전에 의해서 발생하는 축방향의 힘이 수직과 이프를 통해 상부에 고정된 로드셀로 전달되어 계측된다.

본 실험에서는 추력 측정 실험 전, 분동(Weight)을 이용하여 로드셀의 교정(Calibration) 실험을 우선적으로 수행하였으며, 로드셀에서 측정된 전압과 중량사이의 특성은 Fig. 3과 같다.

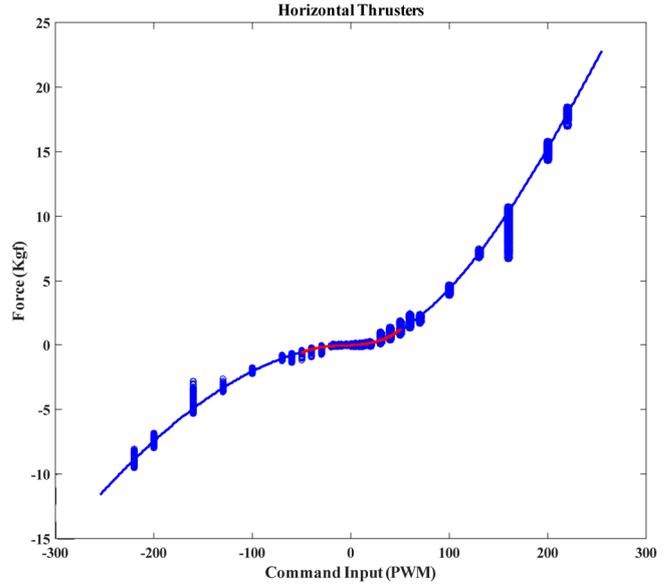
Fig. 3은 분동을 0 ~ 20kg까지 1kg씩 증가시키면서 로드셀로부터 출력된 전압을 측정된 결과이다. 여기서, ‘\*’은 실측된 데이터이며, ‘실선’은 실측된 값으로부터 Matlab 프로그램의 Polyfit 함수를 이용하여 1차 방정식으로 근사화(Fitting)한 결과이다.

3.2 추진기 입·출력 특성 실험 결과

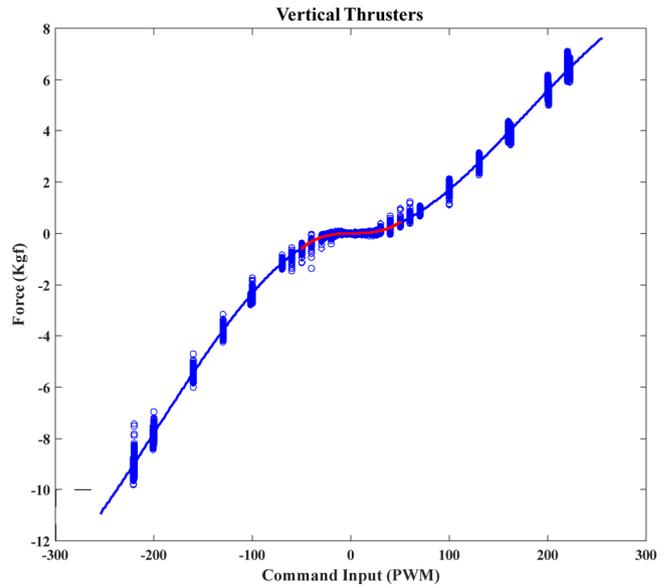
추진기 추력 특성 실험은 모든 추진기를 대상으로 진행되었으며, 입력 지령, PWM 값을 0부터 220까지 20 단위씩 증가시키면서 발생하는 힘을 측정하였다(Fig. 4). PWM 값 220부터 250까지의 구간은 프로펠러 고속 회전으로 급격하게 발생된 유동이 프로펠러로 유입되어 측정 오차를 발생시킨 점과 과도한 작동에 따른 추진기 손상을 사전에 방지하기 위해 수행하지 않았다. 실제 ROV 운용에 있어서도 추진기 보호를 위해 PWM 값을 220까지로 제한하여 사용한다.

Fig. 4(a)는 수평추진기, Fig. 4(b)는 수직추진기의 입력 지령 (PWM)에 대하여 측정된 추력을 각각 나타내고 있다. 각 그래프에서 ‘o’는 로드셀로부터 계측된 값, 그리고 ‘실선’은 실측된 값으로부터 Matlab 프로그램의 Polyfit 함수를 이용하여 근사화한 결과를 각각 의미한다.

양의 PWM 값은 추진기의 정방향 회전, 음의 값은 역방향 회전을 의미하며, 근사 오차를 최소화하기 위해 가로축을 3개의 구간(-220~50, -50~50, 50~220)으로 나누고, 각 구간별로 근사화 관계식을 얻었다. 이것은 정·역 방향의 서로 다른 특성과 추진



(a) Horizontal thruster



(b) Vertical thruster

Fig. 4 PWM-Thrusting force mapping

기 주요 특성 중 하나인 불감대(Dead zone), ‘붉은색 실선’을 정밀하게 반영하기 위함이다.

수평추진기 및 수직추진기에 대한 각 구간별 근사화 관계식은 식 (3)-(4)의 3차 함수 형태로 정의된다.

$$\tau_i^H = a_1^H PWM^3 + a_2^H PWM^2 + a_3^H PWM + a_4^H \tag{3}$$

$$\tau_i^V = a_1^V PWM^3 + a_2^V PWM^2 + a_3^V PWM + a_4^V \tag{4}$$

여기서,  $\tau$ 는 추진기 추력, 위첨자 H는 수평(Horizontal), V는 수직(Vertical)을,  $i$ 는 추진기 순서를 의미한다. 추진기 및 구간별 계수(Parameter)는 Table 3과 같다.

**Table 3** Parameters of PWM-Force equation

Thruster	Section	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$
Horizontal thruster	-250 ~ -50	-0.000000	-0.000200	0.001464	0.011160
	-50 ~ 50	0.000001	0.000122	0.003904	-0.007121
	50 ~ 250	-0.000001	0.000495	-0.000156	-0.003075
Vertical thruster	-250 ~ -50	-0.000001	-0.000320	-0.002786	0.016043
	-50 ~ 50	0.000004	-0.000030	0.000807	0.004158
	50 ~ 250	-0.000000	0.000245	-0.002962	0.009060

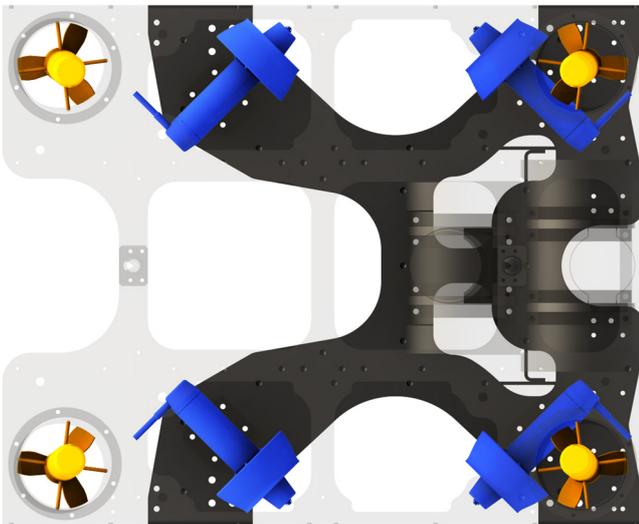
**4. ROV 추진력 측정 실험**

일반적으로 수중잠수정은 추진기 배치에 의해 발생된 추력의 합력에 의해 추진력과 모멘트가 발생되며, 이것이 잠수정을 움직인다. 이때 잠수정에 생성되는 추진력과 모멘트는 이론적으로는 추진기 배치에 따른 추력의 합력과 동일해야 한다. 그러나 추진기와 잠수정 몸체, 추진기와 추진기 사이의 상호 영향, 추진기와 잠수정 내부 장비와의 상호 간섭 등으로 인해 추력 손실이 발생하며, 이것은 잠수정의 추진력 또는 모멘트 저하를 가져오므로, 정확한 분석이 필요하다.

본 연구에서는 KRISO AI-ROV의 실질적 추진력과 손실 정도를 정확히 확인하기 위해, 6축 F/T센서를 이용한 측정 실험을 수행하였다.

**4.1 추진기 배치**

KRISO AI-ROV의 추진기 배치는 Fig. 5와 같다. 수평 추진기의 경우, 벡터 방식을 고려하여 ROV 전면 기준으로 45°회전시켜 고정되어 있으며, 이것은 수중작업에서 로봇팔 움직임에 따른 위치 유지 및 경로 제어를 염두에 둔 것이다(Christ and Werinli, 2007). 수직추진기는 4개 모두 ROV 몸체 중심 방향으로 5°기우려 설치되었으며, 추진기 작동 시에 발생하는 상·하 방향의 유동 흐름을 원활하게 보장하기 위함과 로봇팔 움직임에 따른 로봇 몸체의 롤(Roll) 및 피치(Pitch) 운동 보상을 위해 수직방향 추진력을 최대한 확보하기 위한 것이다.



**Fig. 5** Thruster allocation from top view

추진기 배치에 의해 발생하는 각 방향의 추진력과 모멘트,  $T$ 는 식 (5)와 같이 얻어진다.

$$T = B \begin{bmatrix} r^H \\ r^V \end{bmatrix} \tag{5}$$

여기서,

$$B = \begin{bmatrix} \cos\alpha & -\cos\alpha & -\cos\alpha & \cos\alpha & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \sin\alpha & \sin\alpha & -\sin\alpha & -\sin\alpha & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\sin\beta & -\sin\beta & -\sin\beta & -\sin\beta \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -d_1\sin\beta & -d_1\sin\beta & d_1\sin\beta & d_1\sin\beta \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -d_2\sin\beta & d_2\sin\beta & d_2\sin\beta & -d_2\sin\beta \\ -d_3 & d_4 & -d_4 & d_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$\alpha$ 는 수평추진기 회전각,  $\beta$ 는 수직추진기 기울기를 의미하며,  $d_1, d_2$ 는 ROV 중심점과 수직추진기 사이의 거리  $d_3, d_4$ 는 ROV 중심점과 수평추진기 사이의 거리를 각각 나타낸다.

**4.2 ROV 추진력 측정용 실험장치**

추진기 작동에 따른 ROV의 추진력과 모멘트를 측정하기 위해, ATI사의 OMEGA-160 F/T센서를 Fig. 6과 같이 ROV 상부의 중앙에 설치하였다.

상기 측정 실험은 선박해양플랜트연구소의 토양 수조에서 수행되었다. 수조의 크기는 폭 6m, 길이 25m, 깊이 2.7m이며, 지원 장비로는 대차(Carriage)가 구비되어 있다. 추진기 작동 시 움직임을 구속시키는 것과 동시에 발생하는 힘과 모멘트를 정확하게 측정하기 위하여, ROV를 대차 하부 프레임에 알루미늄 파이프를 이용하여 단단히 고정시킨다(Fig. 7).



**Fig. 6** F/T (Force/Torque) sensor fixed on ROV

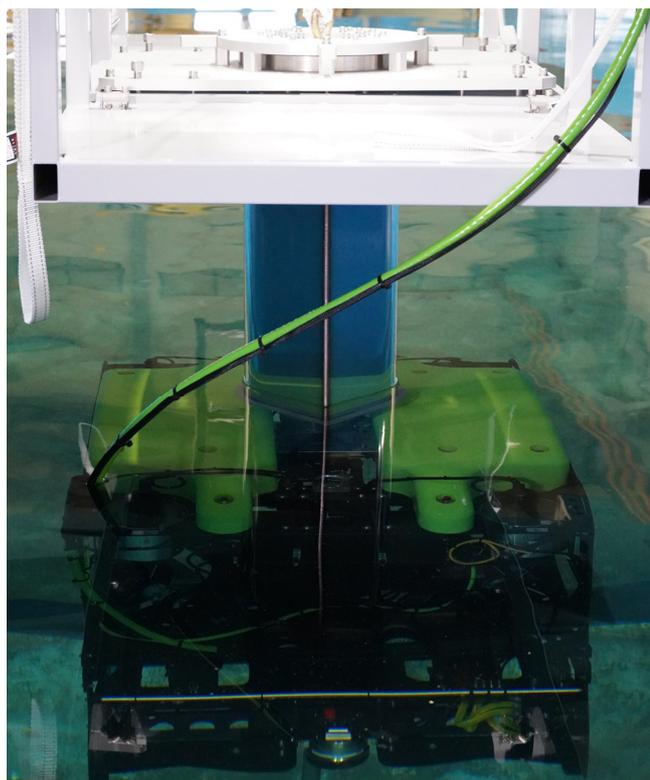


Fig. 7 Experimental facility for measuring propulsion forces and moments

### 4.3 추진력 측정 결과

본 측정 실험에서는, 6축에 대하여 각 축 방향으로만 힘 또는 모멘트가 지배적으로 발생하도록 입력값을 설정한다. Fig. 8은  $x$ 축(Surge) 방향으로만 추진력이 발생되도록 각 수평추진기에 지령된 PWM 값을 나타내고 있다. ROV 전방에 배치된 1번과 4번 수평추진기는 정방향 회전, 그리고 ROV 후방에 설치된 2번과 3번 수평추진기는 역방향 회전을 통해 전진 방향으로 추력을 발생시킨다.

Fig. 9는 Fig. 8과 같이 적정하게 설정된 입력값을 통해 각 축에 발생된 ROV의 추진력과 모멘트 크기를 보여준다. Fig. 9의 위에서부터  $x$ 축(Surge),  $y$ 축(Sway),  $z$ 축(Heave) 방향의 추진력, 그리고  $z$ 축 방향의 회전 모멘트를 각각 나타내며, 각 그래프에서 ‘빨간색’실선은 입력지령에 따라 발생하는 추진기 추력의 합력 성분의 값, ‘파란색’은 F/T센서를 통해 측정된 실제 추진력 또는 모멘트를 의미한다. 특히, 빨간색과 파란색 사이의 차이는 지령값 크기에 비례하여 점차 커지는 것을 확인할 수 있다. 추력의 합력 성분 대비 실제 계측된 값은,  $x$ 축 방향은 약 24%,  $y$ 축 방향은 약 29%,  $z$ 축 방향은 19%,  $z$ 축 회전 성분은 약 26%의 감소가 발생했음을 확인할 수 있었다.

이와 같은 감소의 주요 원인은 추진기-추진기 사이에서 발생된 유동의 상호 간섭과 추진기의 ROV 내부 고정으로 프레임 또는 내부 장치에 의한 유동 방해 등이다. 실험결과로부터 수평추진기 작동에 의해 발생하는  $x$ 축,  $y$ 축 방향의 추진력과  $z$ 축 방향의 모멘트 감소가 수직추진기 작동에 의한  $z$ 축 방향의 추진력 감소 보다 큰 것을 알 수 있다. 이것은 수평추진기가 ROV

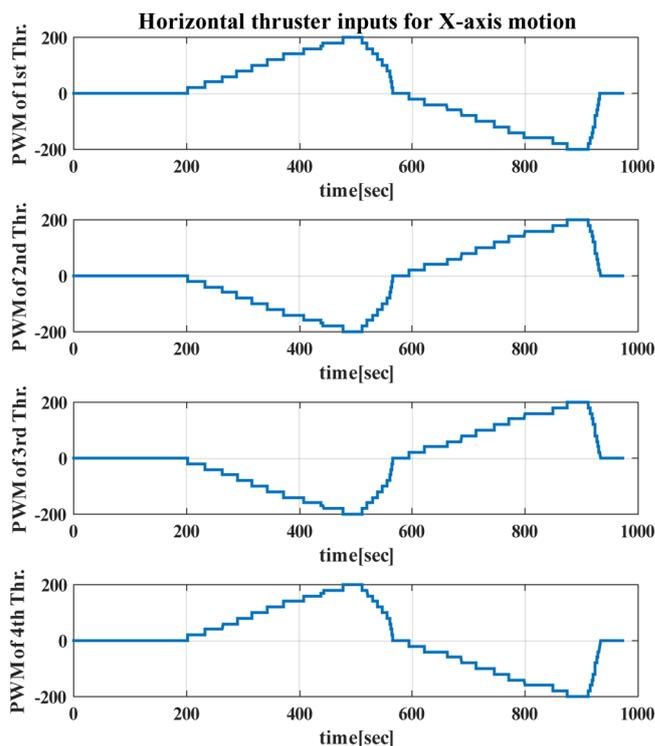


Fig. 8 Input commands in horizontal thrusters for surge ( $x$ -axis) motion of ROV

몸체 내부에 설치되어 있어, 추진기-추진기 사이에서 발생된 유동의 상호 영향과 ROV 프레임과 로봇팔 몸체에 의한 추진기 유동 방해로 인해 감소가 큰 것으로 분석된다. Fig. 9의 위에서 3번째 그래프의 수평추진기의 경우는 음(-)의 추진력과 양(+)의 추진력에서의 감소 크기가 다른 것을 확인할 수 있다. 즉, 음의 추진력 구간에서는 오차가 최대 29%까지 나타나지만, 양의 구간에서는 9%정도로 작게 나타난다. 이것은 로봇 후면에 설치된 2개의 수직추진기가 수직 하향으로 유동을 발생시킬 때, ROV 몸체 프레임에 유동이 직접 간섭을 받음으로써 추진력을 크게 잃어버리는 것으로 분석되었다. 수직추진기의 기울기와 직접적 간섭을 일으키는 프레임의 형상 변경이 주요 해결책으로 제안되었다.

결국, 추진기 작동에 의해 발생하는 잠수정의 추진력 또는 모멘트는 단순한 추진기 기하학적 배치에 따른 추력의 합력으로 산정해서는 오차가 클 수 있음을 확인하였다. 아울러, 추진기 작동에 의해 발생하는 유동의 원활한 흐름이 보장되도록 잠수정 설계 과정에서 추진기 배치를 신중히 고려해야 한다.

## 5. 결 론

ROV를 활용한 자율작업에 있어, 로봇이 대상물체까지 경로를 생성하며 움직이고, 로봇팔이 물체까지 접근할 때, 팔의 운동 및 외란 등에 의해 몸체가 흔들리지 않도록 자세를 유지하는 운동제어기술 요구된다. 이것을 실현하기 위해, ROV의 추진기 특성을 비롯한 동특성 파라미터에 관한 정보를 정확하게 파악하는 것이 중요하다.

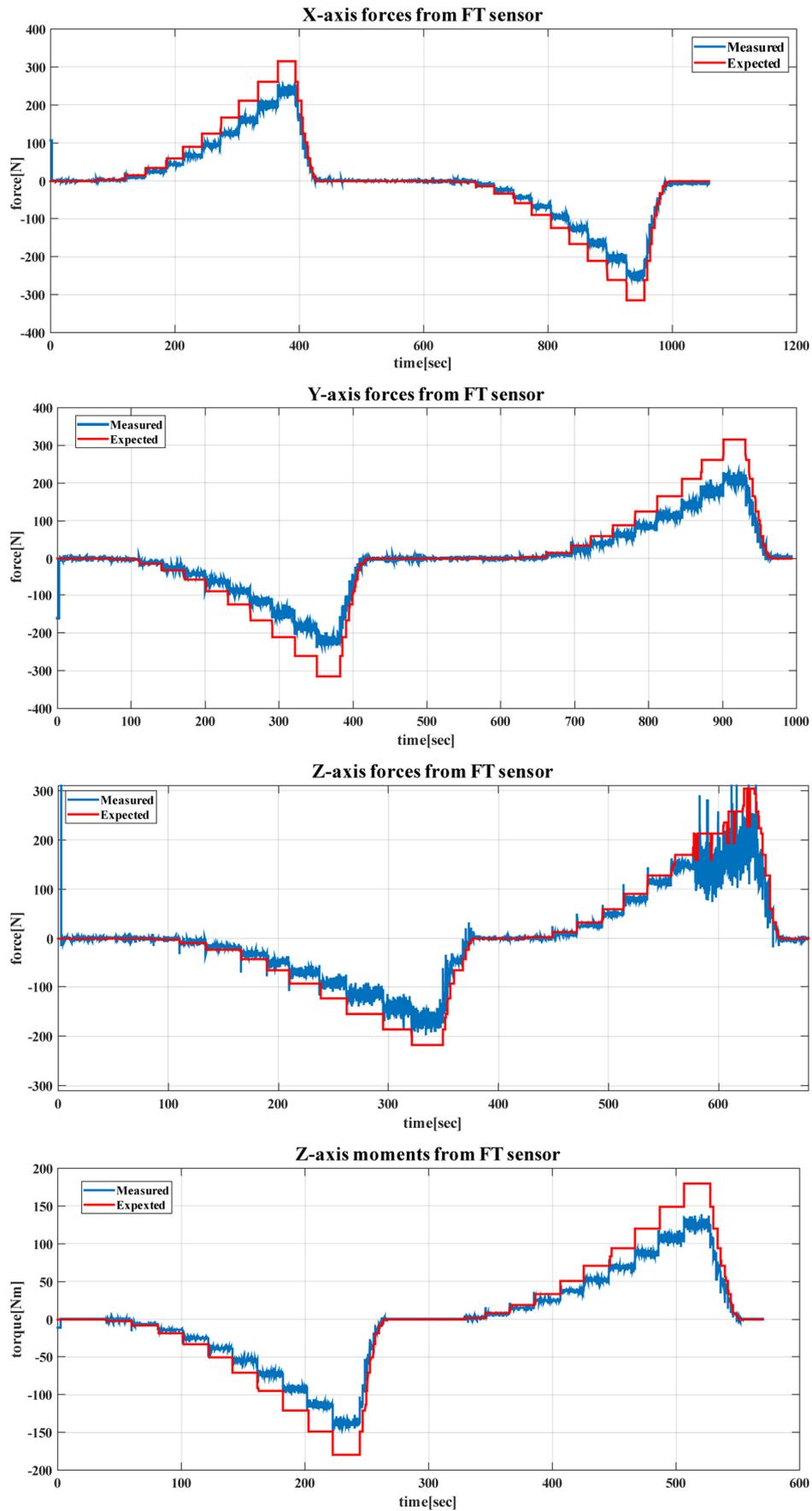


Fig. 9 Propulsion forces and Moments from F/T sensor

본 연구에서는 수조 실험을 통해 ROV에 장착된 추진기의 개별 추력 특성과 ROV 몸체에 장착된 상태에서 발생하는 추진력 및 모멘트를 직접 측정함으로써 추진 특성을 분석하고자 하였다. 이를 위해, 먼저 1축 로드셀이 장착된 추력 측정 장치를 제작하고, 수조 실험을 통해 추진기별 입력-추력 관계식을 얻었다. 다음으로 6축 F/T센서를 ROV 몸체에 장착시킨 후, 추진기 작동에 의해 ROV에 발생하는 추진력과 모멘트를 직접 측정하였다. 이론적으로 ROV 몸체 운동을 발생시키는 추진력 또는 모멘트는 각 추진기에 의해 생성된 추력의 합력 성분과 일치해야 하지만, 본 실험을 통해 얻어진 실측 결과는 최대 30%까지의 큰 차이를 가지는 것으로 확인되었다.

본 연구 결과는 KRISO AI-ROV의 구조 개선, 추진력 최적 추력 분배, 그리고 ROV 동특성 파라미터 예측 및 제어기 설계 등에 중요한 자료로 활용될 것이다.

## 후 기

본 연구는 선박해양플랜트연구소 주요사업 ‘수중 자율작업을 위한 3차원 물체인식 및 로봇-로봇팔 운동보상제어 기반기술 개발’로 수행된 연구결과입니다(PES3170).

## References

- Ait-Ahmed, N., Vonnet, M., Loron, L., Guibert, C., 2007. On Modeling of Marine Thrusters for Underwater Vehicles. *Proceedings of 7<sup>th</sup> IFAC Conference on Control Application in Marine Systems*. 40(17), 211-216. <https://doi.org/10.3182/20070919-3-HR-3904.00038>
- Christ, R.D., Werinli, R.L., 2007. *The ROV Manual: A User Guide for Observation-Class Remotely Operated Vehicles*. Elsevier.
- Fossen, T.I., 1994. *Guidance and Control of Ocean Vehicles*. John Wiley & Sons, England.
- Giovanni, I., 1998. *Modelling and Identification of Underwater Robotic Systems*. Ph.D Thesis, University of Genova, 1-149.
- Haugalokken, B.O.A., Jorgensen, E.K., Schjolberg, I., 2018. *Experimental Validation of End-effector Stabilization for Underwater Vehicle-manipulator Systems in Subsea Operations*. *Robotics and Autonomous Systems*, 109, 1-12. <https://doi.org/10.1016/j.robot.2018.08.007>
- Healey, A.J., Rock, S.M., Cody, S., Miles, D., Brown, J.P., 1995. *Toward an Improved Understanding of Thruster Dynamics for Underwater Vehicles*. *IEEE Journal of Oceanic Engineering*. 20(4), 354-361. <https://doi.org/10.1109/AUV.1994.518646>
- Mohan S., Kim J.H., 2015. *Coordinated Motion Control in Task Space of an Autonomous Underwater Vehicle-manipulator System*. *Ocean Engineering*, 104, 155-167. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2015.05.011>
- Simetti, E., Casalino, G., Wanderlingh, F., Aicardi, M., 2018. *Task Priority Control of Underwater Intervention Systems: Theory and Applications*. *Ocean Engineering*, 164, 40-54. <https://doi.org/10.1016/j.oceaneng.2018.06.026>
- Tsukamoto, C.L., Lee, W., Yuh, J., Choi, S.K., Lorentz, J., 1997. *Comparison Study on Advanced Thruster Control of Underwater Robots*. *Proceedings of International Conference on Robotics and Automation*, 1845-1850. <https://doi.org/10.1109/ROBOT.1997.619056>
- Yeu, T., Choi H.T., Lee, Y., Chae, J., Lee, Y., Kim, S.S., Park, S., Lee, T.H., 2019. *Development of Robot Platform for Autonomous Underwater Intervention*. *Journal of Ocean Engineering and Technology*, 33(2), 168-177. <https://doi.org/10.26748/KSOE.2019.021>
- Yoerger, D.R., Cooke, J.G., Slotine, J.J.E., 1990. *The Influence of Thruster Dynamics on Underwater Vehicle Behavior and Their Incorporation into Control System Design*. *IEEE Journal of Ocean Engineering*, 15(3), 167-178. <https://doi.org/10.1109/48.107145>

# Leader-Following Control System Design for a Towed Vessel by Tugboat

Tran Duc Quan<sup>ID\*</sup>, Jin-Ho Suh<sup>ID\*</sup> and Young-Bok Kim<sup>ID\*\*</sup>

<sup>\*</sup>Department of Mechanical System Engineering, Pukyong National University, Busan, Korea

**KEY WORDS:** Towed vessel, Tugboat, Barge ship, Power propulsion system, Towing vessel, Steering performance, Rudder, Mathematical model

**ABSTRACT:** In this study, a motion control problem for the vessels towed by tugboats or towing ships on the sea is considered. The towed vessels, such as barge ships, are used for several purposes. Generally, these vessels have no power propulsion system and are towed using ropes and towing vessel (tugboats). The basic mathematical model of the towed vessel in which three active rudders are attached was introduced from a previous study. Owing to the dependency of the motions of the towed vessel to the towing ship, a method is suggested to cope with the undesirable disturbance and improve the tracking performance. For the simulation study, a model of the towed vessel with a towing ship is made, and necessary physical parameters are identified from the experiment. For the defined and linearized model, a control system is designed, and the control performance is also evaluated. A simulation study is conducted and the effectiveness of the proposed control strategy is verified

## 1. Introduction

The development of control and measurement technology has made remarkable results irrespective of its application areas and subjects. Notably, applications to the marine field are increasing and more recently extending to the area where autonomous navigation is possible. Although it is already possible in the aeronautical and land sectors at the commercialization level, the application of advanced technology in the marine industry is still relatively limited due to the harsh ocean environment.

In the early 1990s, different control technologies were applied in ship motion control problems. The main issue was the problem of path control at a low or constant speed. Therefore, complex and intricate research studies have been conducted. An example is multivariate neural controller design methods for automatic berthing of ships using a multilayer feedforward neural network proposed by Yamato et al. (1990) and Zhang et al. (1997). A thought-provoking research on ship motion control is the construction of a ship with four azimuth type propellers (Fossen, 2002). This study has been evaluated as the most leading research and is being used as a dynamic positioning system (DPS) for floating production storage and offloading (FPSO) and drillship.

In previous studies, the goal was to maintain the right path in the ocean. In other words, the technology capable of performing this control task has been developed using the main propulsion device and

the rudder without the side thrusters.

However, more sophisticated ship motion control strategies are necessary when the ship starts to approach the harbor. To partially overcome the stability problem of the berthing process, several solutions have been proposed. In these cases, the ship moves parallel to the seawall with only the side thrusters to complete the final step (Bui et al., 2010).

More advanced studies, including remote control of four tugboats (Bui et al., 2011; Bui and Kim, 2011) and the ship-guiding system with damper and rope (Tran et al., 2014), have been conducted. A berthing support technique is considered to improve the stability of the docking operation at the final stage.

The various ship motion control methods and techniques described above are implemented by installing an active control device on the controlled vessel. In other words, the independent motion control system is equipped on the vessel.

On the sea, it is necessary to use non-powered ships (such as barges) equipped with special devices. As the examples, for moving a large structure from a shipyard to other locations, the barge-type vessels are used and dragged by tugboats. Moreover, cargo vessels without a propulsion system are employed for transporting sand and cargo. In this case, the cargo vessel itself does not have any device to secure the maneuverability. However, it is difficult to match the moving path of the barge with the moving route of the tugboat due to loss of maneuverability. Hence, safe maneuvering may be

Received 17 August 2019, revised 14 October 2019, accepted 16 October 2019

Corresponding author Young-Bok Kim: +82-51-629-6197, [kpjiwoo@pknu.ac.kr](mailto:kpjiwoo@pknu.ac.kr), ORCID:<https://orcid.org/0000-0001-6035-6744>

© 2019, The Korean Society of Ocean Engineers

This is an open access article distributed under the terms of the creative commons attribution non-commercial license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

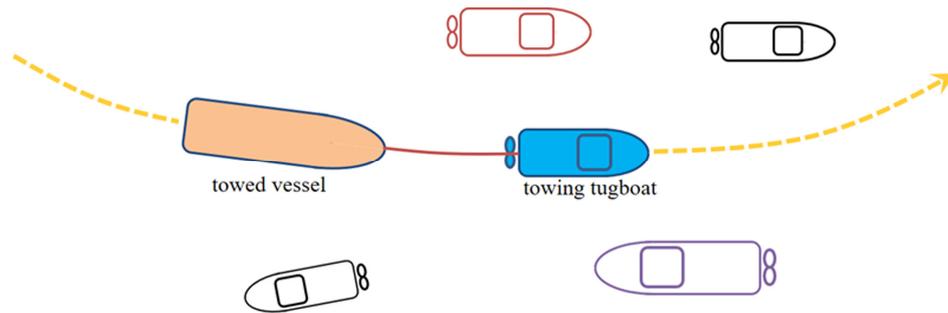


Fig. 1 Description of towed ship motions due to hard and harsh environment constraints

impossible in harsh sea conditions.

As shown in Fig. 1, dangerous problems such as collision accidents may occur due to the wave disturbance and complex maneuvering environment induced by other moving vessels. The possibility of collision with other ships may increase if the towed vessel deviates from the path of the tugboat.

In this study, a method to solve the problems mentioned above is considered. To facilitate the maneuverability of non-powered vessels such as barges and water-wheel-type power generation systems shown in Fig. 2, the authors introduce a novel strategy with a control system designed for the towed and towing vessel system shown in Fig. 2(a) based on a leader-following concept.

The rudders are installed on the vessel to give a minimal function to the powerless towed vessel. Based on this system configuration, a basic model to analyze the system dynamics is derived. Related

studies such as Lee et al. (2000) and Tran and Kim (2016) obtained remarkable results. However, these studies considered only the rope dynamics and physical characteristics without including the system dynamics of the towed vessel.

Therefore, in this study, the authors consider that an appropriate number of rudders are installed on the towed vessel, as illustrated in Fig. 2(a). Consequently, a method to improve the maneuverability of the vessel is discussed. In other words, without a propulsion system, only a rudder control system is introduced to improve the steering performance of the towed vessel. It is possible to operate the rudder system, whether by installing a small power generator, a battery, or a power supply from the towing vessel. Based on the system configuration mentioned above, the authors derive a precise and accurate system model description. The control system is designed, and simulation results are presented to evaluate the control performance.

## 2. Modeling of the towed vessel

As shown in Fig. 2, particular 2(a), the controlled vessel does not have any self-thrust force but is towed by the tugboat using a rope. Here, it is assumed that three rudders are adequately installed at arbitrary positions, as shown in Fig. 3.

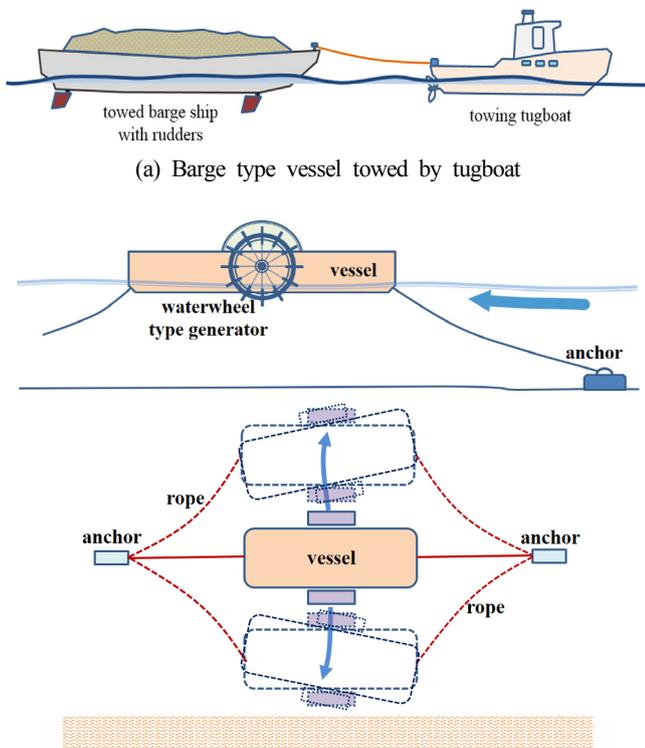
However, the system configuration of this study can be extended to the problem of optimizing the rudder numbers, installing them to the position, and other related issues. For example, a control system design problem with single- or multi-rudder system can be considered.

In general, the cargo ships are towed by tugboats to move to the designated position. In this case, the towed cargo ships may not actively use the propulsion system except the rudders. Recently, the vessels are equipped with several azimuth propulsion systems with rudder function.

Moreover, another application target is illustrated in Fig. 2(b). It is a water-wheel-type power generator that is operated on the river by anchoring and controlled by a motion control system with several rudders.

If we consider this fact, there is no doubt about the system configuration of Fig. 3 and the issues discussed in this study.

Based on this fact, the system dynamics are analyzed with the assumption that the three rudders are installed on the towed vessel



(b) Position control system of floating type power generation system

Fig. 2 Schematics of the controlled system with active rudders

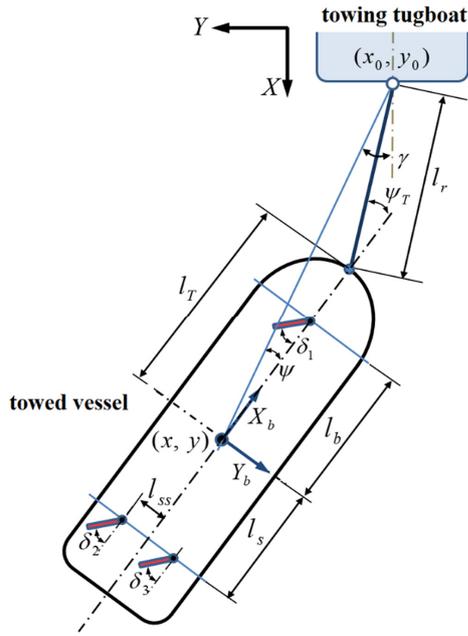


Fig. 3 Controlled vessel description with towing vessel

without propulsion force.

Additionally, it is assumed that the rudder positions are symmetrical in the plane. The weight and the center of rotation are also close to the center of the coordinates. The vessel dynamics are then generally expressed by the following linear model:

$$\begin{aligned} M\dot{v} + Dv &= \tau \\ \dot{\eta} &= R(\psi)v \end{aligned} \quad (1)$$

where  $M \in R^{3 \times 3}$  is the inertia matrix and  $D(v_r) \in R^{3 \times 3}$  is the damping matrix which are expressed as follows:

$$M = \begin{bmatrix} m - X_{\dot{u}} & 0 & 0 \\ 0 & m - Y_{\dot{v}} & -Y_r \\ 0 & -N_{\dot{v}} & I_z - N_r \end{bmatrix}, \quad D = \begin{bmatrix} -X_u & 0 & 0 \\ 0 & -Y_v & -Y_r \\ 0 & -N_v & -N_r \end{bmatrix} \quad (2)$$

and  $\eta = [x, y, \psi]^T \in R^3$  represents the position  $(x, y)$  and the heading angle  $\psi$  in the earth-fixed frame. In addition,  $v = [u, v, \tau]^T \in R^3$  describes the surge, sway, and yaw rate of ship motion in the body-fixed frame. Moreover, the rotation matrix  $R(\psi)$  in Eq. (1) in heading direction describes the kinematic equation of motion. That is:

$$R(\psi) = \begin{bmatrix} \cos \psi & -\sin \psi & 0 \\ \sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

The parameters shown in Eq. 3 are summarized as follows:

$m$ : body mass of the towed vessel

$I_z$ : the moment of inertia about the z-axis

$X_{\dot{u}}, Y_{\dot{v}}, Y_r$ : additional mass

$N_{\dot{v}}, N_r$ : the additional moment of inertia

$u, v$ :  $x, y$  direction velocity component

As shown in Fig. 3, we consider that the connecting point at the tugboat is the target of the towed vessel since the leading tugboat tows the controlled vessel with rope. It means that the tracking route is made by the connecting point. The 3 DOF equation of towed vessel motion using polar coordinates connecting points can be solved by introducing the weather optimal positioning control (WOPC) method (Fossen, 2002). The parameters are denoted as follows:

$(x_0, y_0)$ : connecting point at the towing vessel

$(x, y)$ : control position (center of the towed vessel)

$\psi$ : towed vessel heading angle

$\psi_T$ : towed vessel relative heading angle about the rope center line

$\gamma$ : relative angle made by the target position and the control position

$\delta_i (i = 1, 2, 3)$ : rudder rotation angle

$l_r$ : length of rope connecting two vessels

$l_T$ : distance from the target position to the rope connecting point of the towed vessel

$l_b$ : distance from the center of rudder #1 to the center of gravity of the towed vessel (control position)

$l_s$ : distance from the center of rudder #2, #3 to the center of gravity of the towed vessel

$l_{ss}$ : distance from the center of rudder #2, #3 to the center of gravity of the towed vessel in surge direction

A model of the towed vessel is then expressed as follows:

$$M_x \ddot{x} + D_x \dot{x} = T^{-T}(x) [q(v, x, \dot{p}_0, \ddot{p}_0) + \tau] \quad (4)$$

where

$$T(x) = H^{-1}(l_c) R^T(\gamma) R(\psi) \quad (5)$$

$$M_x = T^{-T} M T^{-1}, \quad D_x = T^{-T} D T^{-1} \quad (6)$$

$$q(v, x, \dot{p}_0, \ddot{p}_0) = M R^T(\psi) L \ddot{p}_0 + M \dot{R}^T(\psi) L \dot{p}_0 + D R^T(\psi) L \dot{p}_0 \quad (7)$$

$$R(\gamma, \psi) = \begin{bmatrix} \cos(\gamma, \psi) & -\sin(\gamma, \psi) & 0 \\ \sin(\gamma, \psi) & \cos(\gamma, \psi) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \approx \begin{bmatrix} 1 & -\gamma(\psi) & 0 \\ \gamma(\psi) & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

(if  $\gamma$  is sufficiently small)

$$H(l_c) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & l_c & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad L = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (8)$$

Based on the description of Eq. (4) - Eq. (8), Tran et al. (2018) established a system representation. By following their result, we

assume that the speed of the towing vessel is constant ( $\ddot{p}_0 = 0$ ). The states for the newly defined (linearized) system are given as follows:

$$x_e = [\dot{l}_c, \dot{\gamma}, \dot{\psi}, l_c, \gamma, x_0, y_0, \dot{x}_0, \dot{y}_0, x, y, \psi]^T \quad (9)$$

Therefore, the state equation is expressed as follows:

$$\dot{x}_e = A_e x_e + B_e \tau \quad (10)$$

For convenience, let us classify the states of Eq. (10) as follows:

$$x_e = [x_1^T, x_2^T, x_3^T, x_4^T, x_5^T]^T \quad (11)$$

where the element states are:

$$x_1 = \begin{bmatrix} \dot{l}_c \\ \dot{\gamma} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix}, x_2 = \begin{bmatrix} l_c \\ \gamma \end{bmatrix}, x_3 = \begin{bmatrix} x_0 \\ y_0 \end{bmatrix}, x_4 = \begin{bmatrix} \dot{x}_0 \\ \dot{y}_0 \end{bmatrix}, x_5 = \begin{bmatrix} x \\ y \\ \psi \end{bmatrix} \quad (12)$$

Then, the state of Eq. (10) is represented as follows:

$$\dot{x}_e = \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \\ \dot{x}_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} & A_{14} & A_{15} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} & A_{24} & A_{25} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} & A_{34} & A_{35} \\ A_{41} & A_{42} & A_{43} & A_{44} & A_{45} \\ A_{51} & A_{52} & A_{53} & A_{54} & A_{55} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \\ x_5 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_{e1} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \tau \quad (13)$$

where the elements of the matrix in Eq. (13) are given as follows:

$$\begin{aligned} A_{11} &= -M_x^{-1} D_x, A_{12} = [0^{3 \times 2}], A_{13} = [0^{3 \times 2}] \\ A_{14} &= M_x^{-1} T^{-T} \{ M \dot{R}^{-T}(\psi) + D R^T(\psi) L \}, A_{15} = [0^{3 \times 3}] \\ A_{21} &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}, A_{22} = A_{23} = A_{24} = A_{25} = [0^{2 \times *}] \\ A_{31} &= A_{32} = A_{33} = A_{35} = [0^{2 \times *}], A_{34} = [I^{2 \times 2}] \\ A_{41} &= A_{42} = A_{43} = A_{44} = A_{45} = [0^{2 \times *}] \\ A_{51} &= R(\psi) H, A_{52} = [0^{3 \times 2}] \\ A_{53} &= L, A_{54} = A_{55} = [0^{3 \times *}] \\ B_{e1} &= M_x^{-1} T^{-T} \end{aligned} \quad (14)$$

### 3. Control system design

The control parameters are the position  $(x, y)$  and heading angle  $\psi$  of the towed vessel.

Based on this definition, the authors designed an optimal control system for tracking the target route and angle.

In this study, the model ship is used as a towed vessel which

was employed in a previous study (Bui et al., 2011). This ship model will also be used for the experimental study.

Subsequently, the parameters of the towed vessel represented in Eqs. (1) and (2) are given as follows:

$$M = \begin{bmatrix} 22.5[kg] & 0 & 0 \\ 0 & 41.5[kg] & 0.65[kg \times m_2] \\ 0 & 0.65[kg] & 5.26[kg \times m_2] \end{bmatrix}$$

$$D = \begin{bmatrix} 1.74[kg/s] & 0 & 0 \\ 0 & 6.7[kg/s] & 0.5[kg/s] \\ 0 & 0.5[kg/s] & 1.78[kg/s] \end{bmatrix} \quad (15)$$

We define the rope length and rudder positions illustrated in Fig. 3 and Fig. 4 as:

$$l_r = 0.5 \text{ m}, l_T = 1.0 \text{ m}, l_b = 0.8 \text{ m}, l_s = 0.7 \text{ m}, l_{ss} = 0.1 \text{ m}$$

At first, we introduce simulation results of the uncontrolled case.

Figure 4 shows the motions of the towing and towed vessels. The dashed line is the moving route and the heading angle of the towing vessel, whereas the solid line indicates the motion of the towed vessel. From the route tracking performance shown in Fig. 4(d), it is clear that the control system should be incorporated into this system to maintain the stability of the tracking route.

The given mathematical model of the controlled system with the towing vessel is expressed in the state-space system from Eq. (10) - Eq. (14). In this study, a control system is designed based on optimal control theory (Chingiz et al., 2015; Ji et al., 2018; Lopez and Rubio, 1992; Wondergem et al., 2011; Zwierzewicz, 1999). Generally, it is critical to obtain the state information directly, such that a full order observer is provided. A full-state observer for the given linear system is provided as follows:

$$\dot{\hat{x}}_e = A_e \hat{x}_e + B_e \tau + L_k (y - C_e \hat{x}_e) \quad (16)$$

where  $x_e$  is the actual state and  $\hat{x}_e$  is the estimated state. By defining the observer estimation error as  $e_x = x_e - \hat{x}_e$ , the following relation is obtained.

$$\begin{aligned} \dot{e}_x &= \dot{x}_e - \dot{\hat{x}}_e = (A_e - L_k C_e)(x_e - \hat{x}_e) + d w_d \\ &= (A_e - L_k C_e) e_x + d w_d \end{aligned} \quad (17)$$

Based on the servo system configuration with state observer (see Fig. 6), we have:

$$\begin{aligned} w_e &= r - y \\ &= r - C_e x_e \end{aligned} \quad (18)$$

The state equation (10) with feedback law is represented as follows:

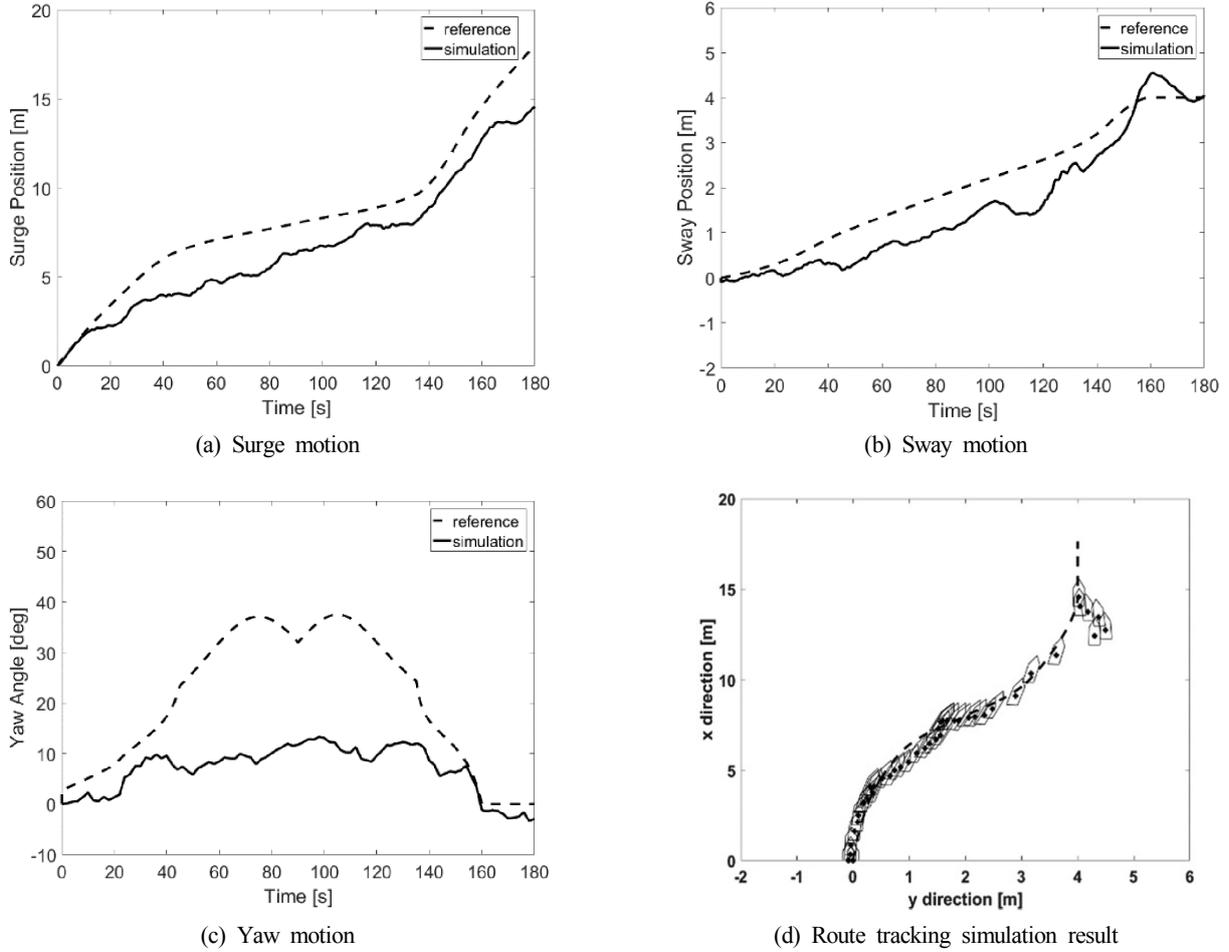


Fig. 4 Ship motions while tracking the given target route in the uncontrolled mode

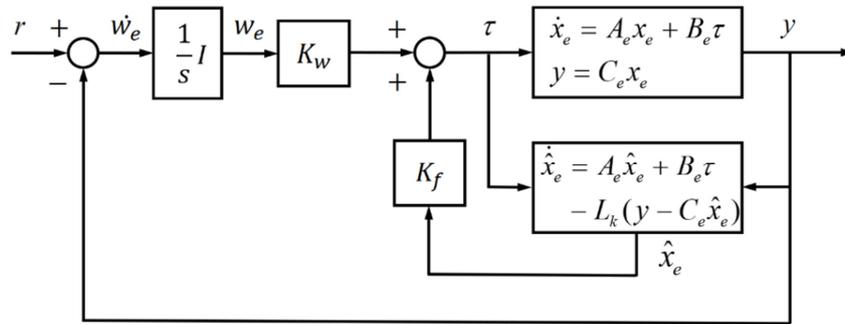


Fig. 5 Leader-following control system with state feedback control scheme

$$\begin{aligned}
 \dot{x}_e &= A_e x_e + B_e \tau + d w_d \\
 &= A_e x_e + B_e K_w w_e - B_e K_f \hat{x}_e + d w_d \\
 &= A_e x_e + B_e K_w w_e - B_e K_f (x_e - e_x) + d w_d \\
 &= (A_e - B_e K_f) x_e + B_e K_f e_x + B_e K_w w_e + d w_d
 \end{aligned} \tag{19}$$

Thus, Eq. (10) - Eq. (19) can be written in matrix form as follows:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_e \\ \dot{e}_x \\ \dot{w}_e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_e - B_e K_f & B_e K_f & B_e K_w \\ 0 & A_e - L_k C_e & 0 \\ -C_e & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_e \\ e_x \\ w_e \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} d \\ d \\ 0 \end{bmatrix} w_d + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} r \tag{20}$$

where  $K_f$  and  $K_w$  are the linear optimal control gain matrices and  $L_k$  is the gain matrix of the state estimator. In the control system design problem illustrated in Fig. 5 and Eq. (18), the gains  $K_f$ ,  $K_w$ ,  $L_k$  should be calculated such that the feedback system is stable. Therefore, a candidate for stable observer gain is obtained by choosing  $L_k$  such that the condition  $(A_e - L_k C_e) < 0$  is satisfied.

In general, the controller and observer gains are obtained by a numerical method, such as the linear matrix inequality (LMI) approach. In this study, the gains are calculated by the LMI optimization technique.

In the result, the gains  $K_f$ ,  $K_w$  and  $L_k$  are obtained as follows:

$$K_f = \begin{bmatrix} 63.07 & 0 & 0 & 0.62 & 0 & 0.62 & 0 \\ 0 & 123.45 & 0.84 & 0 & -0.62 & 0 & -0.41 \\ 0 & 0.41 & 30.47 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ & & 76.20 & 0 & 88.22 & 0 & 0 \\ & & 0 & 116.24 & 0 & 93.80 & 0.69 \\ & & 0 & 0.10 & 0 & -0.21 & 79.62 \end{bmatrix} \quad (21)$$

$$K_w = \begin{bmatrix} 20.00 & 0 & 0 \\ 0 & 19.99 & 0.10 \\ 0 & -0.10 & 19.99 \end{bmatrix} \quad (22)$$

$$L_k = \begin{bmatrix} -0.13 & 0 & 0.17 & 0 & 0 \\ 0 & -0.11 & 0 & 0.15 & -0.01 \\ 0 & -0.01 & 0 & -0.04 & 0.10 \\ -0.55 & 0.59 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -0.41 & 0 & 0.45 & -0.02 \\ 0.70 & 0 & 0.15 & 0 & 0 \\ 0 & 0.72 & 0 & 0.11 & -0.01 \\ 0.23 & 0 & 0.12 & 0 & 0 \\ 0 & 0.23 & 0 & 0.09 & -0.01 \\ 0.15 & 0 & 0.74 & 0 & 0 \\ 0 & 0.11 & 0 & 0.79 & -0.04 \\ 0 & -0.01 & 0 & -0.04 & 0.46 \end{bmatrix} \quad (23)$$

### 4. Simulation results

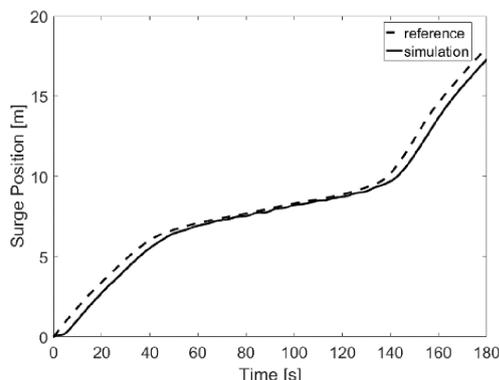
This section presents and discusses the simulation results. For illustration purposes, the authors use the ship model given in Eq. (15).

Here, the towed vessel will follow the target route that is made by the towing vessel. The target route is precisely generated by moving the position  $(x_0(t), y_0(t))$  in real-time. The position  $(x_0(t), y_0(t))$  is to be controlled in the real-application case. However, the towing vessel's control is not of interest in this study; it just works as the route generator for the towed vessel. Therefore, the target route is arbitrarily defined by the user.

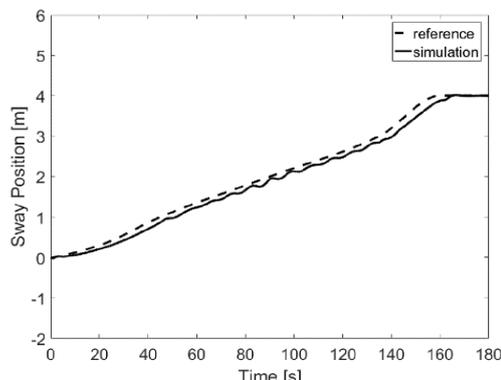
To obtain the simulation results, the initial position is set as (0.0 m, 0.0 m, 0.0 rad) for  $(x_0, y_0, \varphi_0)$ . The vessel has to approach the final target position (15.0 m, 4.0 m,  $\pi/2$  rad) by keeping system stability.

In the same manner of the uncontrolled case shown in Fig. 4, Fig. 6 shows the controlled responses and Fig. 7 represents the control actions of the three rudders. Figs. 6(a), 6(b), and 6(c) represent the surge, sway motion, and yaw angle of the towed vessel, respectively. In these figures, the solid line represents the target route (towing vessel motion), whereas the dashed line shows the towed vessel's motion.

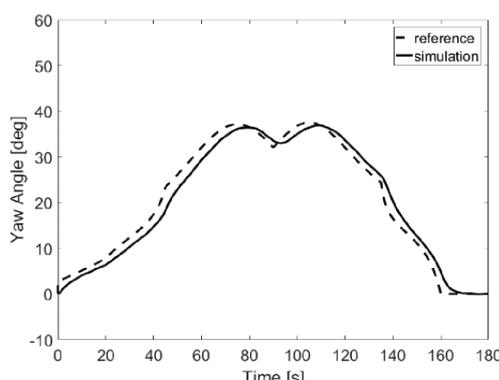
Evidently, the controlled vessel can follow the target route stably



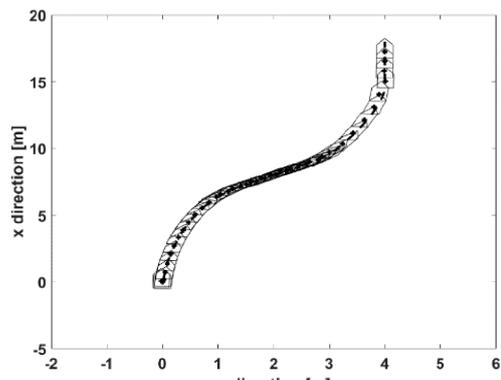
(a) Surge motion



(b) Sway motion

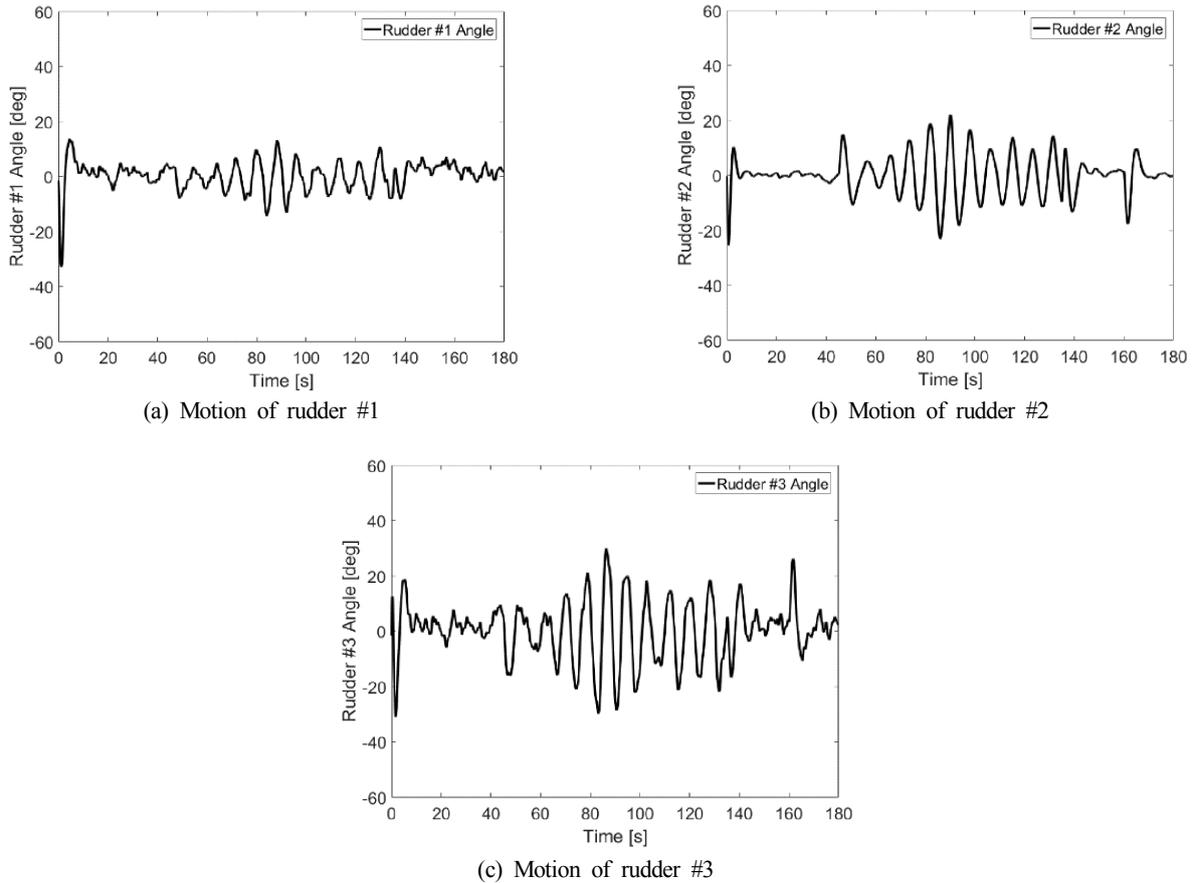


(c) Yaw motion



(d) Root tracking simulation result

Fig. 6 Target route (dashed) and controlled response (solid)



**Fig. 7** Rudders control actions

and adequately.

By comparing the (d) of each figure that shows the moving trajectories, it is evident that the proposed control scheme works satisfactorily, and an excellent control performance is obtained.

## 5. Conclusion

In this study, the authors considered the control problem of a towed vessel without a power propulsion system and proposed a novel method to solve this critical issue. The controlled system consists of two vessels which are connected to each other by a rope, working as a leader-and-following system. On one hand, the towing vessel works as the leader and has the power propulsion system. On the other hand, the towed vessel called the follower is connected to the leader and does not contain any active system. Therefore, the safety in maneuvering is not preserved. If the vessel is exposed to harsh environmental conditions, collision may be inevitable. To overcome this limitation, the authors have designed a control mechanism. Notably, the rudders were newly installed on the towed vessel, such that the towed vessel can possess motion control ability. Using the proposed formulation, the system stability, control performance, and optimization problem are integrated into one step. The simulation results demonstrate the effectiveness of the proposed approach.

Moreover, this approach is applicable to the control of similar marine systems in various settings.

## Acknowledgment

This work was supported by a Research Grant of Pukyong National University (2019 Year).

## References

- Bui, V.P., Jeong, J.S., Kim, Y.B., Kim, D.W., 2010. Optimal Control Design for Automatic Ship Berthing by Using Bow and Stern Thrusters. *Journal of Ocean Engineering and Technology*, 24(2), 10-17.
- Bui, V.P., Kawai, H., Kim, Y.B., Lee, K.S., 2011. A Ship Berthing System Design with Four Tug Boats. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 25(5), 1257-1264. <https://doi.org/10.1007/s12206-011-0215-4>
- Bui, V.P., Kim, Y.B., 2011. Development of Constrained Control Allocation for Ship Berthing by Using Autonomous Tugboats. *International Journal of Control Automation and Systems*, 9(6), 1203-1208. [10.1007/s12555-011-0622-4](https://doi.org/10.1007/s12555-011-0622-4)
- Chingiz, H., Halil, E., Soken, S., Yenal, V., 2015. Linear Quadratic

- Regulator Controller Design. State Estimation and Control for Low-cost Unmanned Aerial Vehicles, 171-200. [https://doi.org/10.1007/978-3-319-16417-5\\_10](https://doi.org/10.1007/978-3-319-16417-5_10)
- Fossen, T.I., 2002. Marine Control System-Guidance, Navigation, Rigs and Underwater Vehicle. Marine Cybernetics, Trondheim, Norway.
- Ji, H., Zhang, X., Ji, H., 2018. Research on Ship Borne UXB Antenna Servo System Based on LQG Controller. Proceedings of 3rd International Conference on Advances in Materials, Mechatronics and Civil Engineering, 162, 403-406. <https://doi.org/10.2991/icammce-18.2018.90>.
- Lee, D.J., Kim, J.K., Kim, B.S., 2000. Design of an Automatic Winch System for Small Fishing Vessel. Bulletin of Journal of the Korean Society for Fisheries and Technology, 36(3), 157-165.
- Lopez, M.J., Rubio, F.R., 1992. LQG/LTR Control of Ship Steering Autopilots. Proceedings of the 1992 IEEE International Symposium on Intelligent Control, 447-450.
- Tran, A.M.D., Ji, S.W., Kim, Y.B., 2014. A Ship Berthing System Design by Cooperating with Tugboats and Dampers. Journal of Drive and Control, 11(3), 7-13. <https://doi.org/10.7839/ksfc.2014.11.3.007>
- Tran, A.M.D., Kim, Y.B., 2016. Dynamic Identification and Robust Control Performance Evaluation of Towing Rope under Rope Length Variation. Journal of the Korean Power System Engineering, 20(2), 58-65. <https://doi.org/10.9726/kspse.2016.20.2.058>
- Tran, D.Q., Lee, D.H., Kim, T.W., Kim, Y.B., Park, H.C., 2018. A Study on Maneuvering Performance Improvement of a Towed Vessel without a Power Propulsion system: System Modeling. Journal of the Korean Society of Fisheries and Ocean Technology, 54(4), 343-352. <https://doi.org/10.3796/KSFOT.2018.54.4.343>
- Wongergem, M., Lefeber, E., Pettersen, K.Y., Nijmeijer, H., 2011. Output Feedback Tracking of Ships. IEEE Transactions on Control Systems Technology, 19(2), 442-448. <https://doi.org/10.1109/TCST.2010.2045654>
- Yamato, H., Uetsuki, H., Koyama, T., 1990. Automatic Berthing by the Neural Controller. Proceedings of 9th Ship Control Systems Symposium, USA, 3, 183-201.
- Zhang, Y., Hearn, G.E., Sen, P., 1997. A Multivariable Neural Controller for Automatic Ship Berthing. Journal of IEEE Control System Magazine, 17(4), 31-44. <https://doi.org/10.1109/37.608535>
- Zwierzewicz, Z., 1999. On the Ship Trajectory Tracking LQG Controller Design. Transactions on the Built Environment, 42, 399-406. <https://doi.org/10.2495/MT990431>

# Design of Tightly Coupled INS/DVL/RPM Integrated Navigation System

Tae-Suk Yoo<sup>ID\*</sup>, Moon-Hwan Kim<sup>ID\*</sup>, Seon-Il Yoon<sup>ID\*\*</sup> and Dae-Joong Kim<sup>ID\*</sup>

<sup>\*</sup>Maritime Laboratory, LIGNex1, Seongnam, Korea

<sup>\*\*</sup>R&D Planning Team, LIGNex1, Seongnam, Korea

## 강결합 방식의 INS/DVL/RPM 복합항법시스템 설계

유태석<sup>ID\*</sup> · 김문환<sup>ID\*</sup> · 윤선일<sup>ID\*\*</sup> · 김대중<sup>ID\*</sup>

<sup>\*</sup>LIG넥스원 해양연구소

<sup>\*\*</sup>LIG넥스원 연구기획팀

**KEY WORDS:** INS 관성항법장치, DVL 속도보정장치, RPM 전동기 회전수, Loosely coupled 약결합, Tightly coupled 강결합

**ABSTRACT:** Because the global positioning system (GPS) is not available in underwater environments, an inertial navigation system (INS)/doppler velocity log (DVL) integrated navigation system is generally implemented. In general, an INS/DVL integrated system adopts a loosely coupled method. However, in this loosely coupled method, although the measurement equation for the filter design is simple, the velocity of the body frame cannot be accurately measured if even one of the DVL transducer signals is not received. In contrast, even if only one or two velocities are measured by the DVL transducers, the tightly coupled method can utilize them as measurements and suppress the error increase of the INS. In this paper, a filter was designed to regenerate the measurements of failed transducers by taking advantage of the tightly coupled method.

The regenerated measurements were the normal DVL transducer measurements and the estimated velocity in RPM.

In order to effectively estimate the velocity in RPM, a filter was designed considering the effects of the tide. The proposed filter does not switch all of the measurements to RPM if the DVL transducer fails, but only switches information from the failed transducer. In this case, the filter has the advantage of being able to be used as a measurement while continuously estimating the RPM error state. A Monte Carlo simulation was used to determine the performance of the proposed filters, and the scope of the analysis was shown by the standard deviation ( $1\sigma$ , 68%). Finally, the performance of the proposed filter was verified by comparison with the conventional tightly coupled method.

### 1. 서 론

관성측정장치(IMU, Inertial measurement unit), 도플러 속도센서(DVL, Doppler velocity log)는 수중 환경에서 복합 항법을 구현하기 위해 사용하는 대표적인 센서이다. IMU는 비력(Specific force)을 측정하는 가속도계와 회전운동을 측정하는 자이로를 이용하여 항체의 가속도 및 각속도를 측정한다. 이를 통해 주위 환경에 영향 받지 않고 자세, 속도, 위치정보를 독립적으로 계산할 수 있다. 하지만 IMU는 적분과정을 통해 항법 결과를 계산하기 때문에 짧은 시간에는 정확하나 시간이 지남에 따라 항법오차가 누적되는 단점이 있다(Titterton and Weston, 1997). 이러한 IMU의 단점을 극복하기 위해 DVL 등 외부센서를 이용하여 항법 결과값을 보정하는 방법이 다양하게 연구되고 있다.

DVL은 도플러 효과를 이용하여 수중운동체의 속도를 측정하

는 센서다. 수중운동체가 움직이면서 지면에 음파를 송신하였을 때 해저면으로부터 반사되어 돌아오는 수신신호의 진동수 변화를 관측함으로써 물체의 속도를 측정할 수 있다. DVL은 4개의 트랜스듀서가 JANUS 형상에 따라 배치되어 있으며 각각의 트랜스듀서에서 측정된 속도를 변환좌표계를 이용하여 동체의 3축에 대한 속도로 변환한다(Rudolph and Wilson, 2012).

일반적으로 DVL을 이용한 관성항법장치(INS, Inertial navigation system)의 속도보정 알고리즘은 DVL에서 계산된 동체좌표계의 속도를 칼만필터의 측정치로 이용하는 약결합(Loosely coupled) 방식으로 구성된다. 약결합방식은 강결합방식에 대비하여 상대적으로 많은 연구가 수행되었으며 주로 EKF(Extended Kalman filter)를 기반으로 항법필터를 설계하여 검증한다. 최근에는 UKF(Unscented Kalman filter), CKF(Cubature Kalman filter) 등 다양한 필터를 설계하여 항법성능을 검증하는 연구가 수행되었다. 약결합방식은 필터

Received 17 September 2019, revised 20 October 2019, accepted 21 October 2019

Corresponding author Tae-Suk Yoo: +82-31-8026-4309, taesuk.yoo@lignex1.com ORCID: 0000-0001-9525-0456

© 2019, The Korean Society of Ocean Engineers

This is an open access article distributed under the terms of the creative commons attribution non-commercial license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

설계 시 측정방정식이 간단하다는 장점이 있지만 DVL 트랜스듀서 신호 중 1개의 신호만 수신하지 못해도 동체좌표계의 속도를 정확하게 측정할 수 없다. 이러한 단점을 극복하기 위해 DVL 이외의 다양한 센서를 사용하거나 구속조건을 만들어서 필터를 설계한다 (Lee et al., 2003a; Lee et al., 2003b; Lee et al., 2004; Yoo and Kim, 2014).

최근에 강결합(Tightly coupled) 방식의 항법필터를 설계하는 연구가 이루어 지고 있다. 강결합 방식은 필터의 측정치가 변환된 동체좌표계의 속도가 아니라 각 트랜스듀서에서 측정된 속도를 이용한다. 4개의 트랜스듀서 중 일부가 고장이 나더라도 나머지 트랜스듀서의 속도정보를 통해 관성항법장치의 속도오차를 어느 정도 보상할 수 있다. 약결합 방식에 비해 강인한 성능을 보이지만, DVL 트랜스듀서의 고장 수가 늘어남에 따라 추정하는 속도 오차는 증가하게 된다(Tal et al., 2017; Eliav and Klein, 2018; Liu et al., 2018).

수중환경에서 INS의 속도 오차를 보정할 수 있는 방법으로 RPM(Revolutions per minute) 정보를 이용할 수 있다(Yoo et al., 2013). RPM 정보와 수중운동체의 전진속도 사이의 관계는 1차 선형 방정식으로 추정할 수 있다. 이는 6자유도 모델 또는 시험결과를 통해서 도출할 수 있으며, 이상적인 상황에서는 정확하게 속도 정보를 추정할 수 있다. 하지만 RPM정보 단독으로는 수중환경의 특성 중 반드시 고려해야 하는 조류에 대한 영향을 보상할 수 없다.

본 논문에서는 기존 강결합 방식의 성능향상을 위해 INS/DVL/RPM 복합항법 필터를 설계한다. 제안된 방식의 개념은 고장난 트랜스듀서의 정보를 추정하여 기존 강결합 방식의 성능을 향상시키는 것이다. 이를 위해 조류에 대한 오차요소를 고려하여 RPM의 속도정보를 추정한다. 그리고 운항 중 DVL이 고장이 나면 필터의 측정치를 RPM 속도정보로 변환한다. 이 때 핵심은 전체 속도에 대한 측정치를 변환하는 것이 아니라 고장난 트랜스듀서의 속도정보만 변환한다. 이는 강결합 방식의 장점을 활용한 것으로 트랜스듀서가 고장나기 전까지 정확히 추정된 RPM값을 사용하고, 또한 정상적인 트랜스듀서의 측정값을 이용해 지속적으로 RPM의 속도 오차정보를 추정할 수 있다. 약결합 방식을 사용했을 경우도 트랜스듀서가 고장나기 전

같이 RPM에 대한 오차요소를 추정하는 것은 가능하다. 하지만 고장상황이 발생하면 측정치를 모두 RPM속도정보로 변환해야 하며 더 이상 RPM의 오차요소를 추정할 수 없다. 제안된 필터의 성능을 분석하기 위해 몬테카를로 수치해석 기법을 이용하여 시뮬레이션을 수행하였으며 수행결과는 표준편차(Standard deviation,  $1\sigma$ )로 분석하였다.

## 2. 일반적인 INS/DVL 복합항법

Fig. 1은 일반적인 INS/DVL 복합항법에 대한 구조를 나타낸다. Fig. 1의 왼쪽은 약결합방식, 오른쪽은 강결합방식이다. 두 방식은 측정치 모델에서 차이점을 나타내며, 약결합 방식은 동체좌표계의 3축 속도오차, 강결합 방식은 DVL 좌표계의 4축 속도오차 정보이다.

### 2.1 약결합 방식 측정치 모델

약결합 방식의 측정치 모델은 항법좌표계의 3축에 대한 속도 오차정보이다. 속도오차정보는 INS에서 계산된 속도에서 DVL에서 측정된 속도의 차이이며 이는 다음과 같이 나타낼 수 있다(Lee et al., 2003a).

$$v_{i,ins}^n - v_{i,dvl}^n = v_{i,ins}^n - C_b^n v_{k,dvl}^b \quad (i \in n, e, d \quad k \in x, y, z) \quad (1)$$

여기서  $v_{i,ins}^n$ 는 관성항법장치에서 계산한 속도 정보,  $v_{i,dvl}^n$ 는 DVL에서 측정된 속도정보,  $C_b^n$ 는 항체좌표계화 항법 좌표계 사이의 자세변환행렬이다.

식 (1)의 오차모델을 유도하기 위해 섭동법(Perturbation method)를 사용하여 식 (2)를 유도한다.

$$\begin{aligned} v_{i,ins}^n - v_{i,dvl}^n &= v_{i,ins}^n + \delta v_{i,ins}^n - (C_b^n v_{k,dvl}^b + (-\delta\phi \times) C_b^n v_{k,dvl}^b + C_b^n \delta v_{k,dvl}^b) \\ &= v_{i,ins}^n + \delta v_{i,ins}^n - C_b^n v_{k,dvl}^b - (-\delta\phi \times) C_b^n v_{k,dvl}^b - C_b^n \delta v_{k,dvl}^b \\ &= v_{i,ins}^n + \delta v_{i,ins}^n - C_b^n v_{k,dvl}^b - (C_b^n v_{k,dvl}^b \times) \delta\phi - \delta v_{i,dvl}^n \\ &= \delta v_{i,ins}^n - v_{i,ins}^n \delta\phi - \delta v_{i,dvl}^n \end{aligned} \quad (2)$$

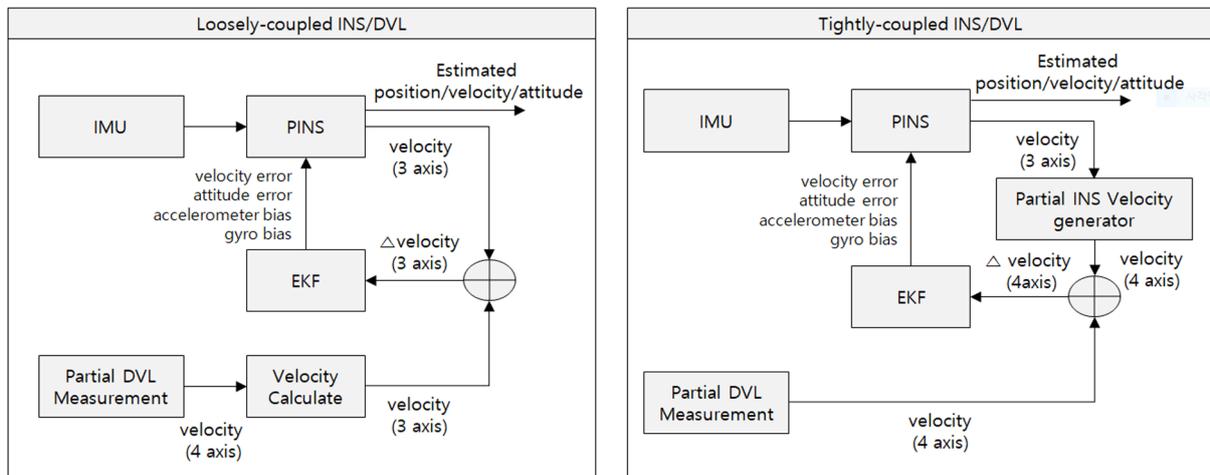


Fig. 1 General Loosely/Tightly Coupled INS/DVL Structure

여기서  $\delta\phi$  는 자세오차 정보이다. 따라서 측정행렬  $H$ 는 다음과 같이 설계할 수 있다.

$$H = \begin{bmatrix} I_{3 \times 3} & -(v_{i,ins}^n \times) & 0_{3 \times 3} & 0_{3 \times 3} \end{bmatrix} \quad (3)$$

2.2 강결합 방식 측정치 모델

강결합 방식의 측정치 모델은 DVL 좌표계의 4축에 대한 속도 오차정보이다. 항체좌표계와 DVL 좌표계의 변환행렬은 관계는 식 (4)과 같다(Rudolph and Wilson, 2012).

$$v_{j,ins} = C_b^d v_{k,dvl}^b \quad (j \in 1,2,3,4 \quad k \in x,y,z) \quad (4)$$

여기서  $C_b^d$  는 항체좌표계와 DVL 좌표계 사이의 변환행렬이다.  $C_b^d$  는 DVL의 기구학적 배치에 따라 결정된다.

$$C_b^d = \begin{bmatrix} \cos \alpha \cos \gamma & \cos \alpha \sin \gamma & \sin \alpha \\ \cos \alpha \sin \gamma & -\cos \alpha \cos \gamma & \sin \alpha \\ -\cos \alpha \cos \gamma & -\cos \alpha \sin \gamma & \sin \alpha \\ -\cos \alpha \sin \gamma & \cos \alpha \cos \gamma & \sin \alpha \end{bmatrix} \quad (5)$$

여기서  $\alpha$  는 지면으로부터 DVL트랜스듀서 4개의 방향이 이루는 각도,  $\gamma$  는 항체의 전진방향으로부터 트랜스듀서가 이루는 각도를 의미한다. 항체의 전진방향으로부터 (+) 형태로 DVL을 배치하게 되면  $\gamma = 0^\circ$ , ( $\times$ ) 형태로 DVL을 배치하게 되면  $\gamma = 45^\circ$  이다.

측정치 모델은 현재 INS에서 계산된 속도에서 DVL의 속도의 차이이며 이는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$v_{j,ins} - v_{j,dvl} = C_b^d C_n^b v_{i,ins}^n - v_{j,dvl} \quad (i \in n,e,d \quad j \in 1,2,3,4) \quad (6)$$

식 (6)의 오차모델을 유도하기 위해 섭동법을 사용하여 식 (7)을 유도한다.

$$\begin{aligned} v_{j,ins} - v_{j,dvl} &= C_b^d C_n^b v_{i,ins}^n + C_b^d C_n^b (\delta\phi \times) v_{i,ins}^n + C_b^d C_n^b \delta v_{i,ins}^n - (v_{j,dvl} + \delta v_{j,dvl}) \\ &= C_b^d C_n^b v_{i,ins}^n - C_b^d C_n^b (v_{i,ins}^n \times) \delta\phi + C_b^d C_n^b \delta v_{i,ins}^n - v_{j,dvl} - \delta v_{j,dvl} \\ &= C_b^d C_n^b \delta v_{i,ins}^n - C_b^d C_n^b (v_{i,ins}^n \times) \delta\phi - \delta v_{j,dvl} \end{aligned} \quad (7)$$

따라서 측정행렬  $H$ 는 다음과 같이 설계할 수 있다.

$$H = \begin{bmatrix} C_b^d C_n^b & -C_b^d C_n^b (v_{i,ins}^n \times) & 0_{4 \times 3} & 0_{4 \times 3} \end{bmatrix} \quad (8)$$

3. 강결합 기반 INS/DVL/RPM 복합항법 필터 설계

2장에서 기술한 약결합, 강결합 방식의 차이는 DVL 트랜스듀서의 고장 유무이다. 약결합 방식은 4개의 트랜스듀서 중 1개라도 고장나면 사용할 수 없지만 강결합 방식은 정상적인 트랜스듀서의 정보만으로 속도오차 추정이 가능하다. 강결합 방식은 약결합 방식에 비해 뛰어난 성능을 보이는 것은 사실이지만 근본적으로 고장상황 이전보다 속도오차 추정능력은 떨어질 수밖에 없다.

본 논문에서는 기존 강결합 방식의 성능향상을 위해 INS/DVL/RPM 복합항법 필터를 제안한다(Fig. 2). RPM정보는 수중 운동체의 전동기 정보로부터 획득하여 동체좌표계 상의 전진속도를 추정하는 방식이다. 이상적인 상황에서 RPM 을 이용한 속도추정은 상당히 정확하며, 이는 수식 (9)로 나타낼 수 있다.

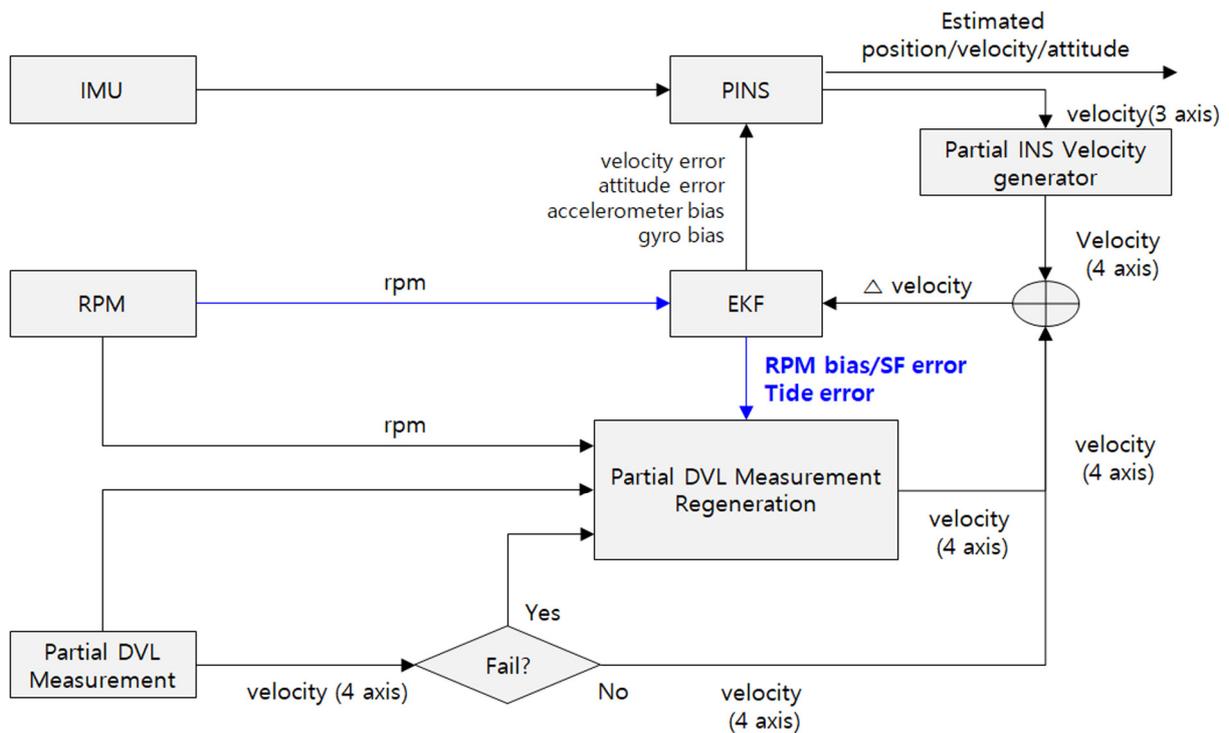


Fig. 2 Proposed method : Tightly coupled INS/DVL/RPM structure

$$v_{rpm}^b = sf \times rpm \quad (9)$$

식 (9)의 오차 모델을 유도하면 다음과 같다.

$$v_{rpm}^b + \delta v_{rpm}^b = sf \times rpm + \delta sfrpm + sf \delta rpm \quad (10)$$

RPM으로 추정된 전진방향 속도 오차  $\delta v_{rpm}^b$ 은  $sf$ 의 오차 및 RPM바이어스 오차로 나타난다. 하지만 여기서 추가적으로 고려해야 할 상태변수가 존재하는데 바로 조류의 효과이다. RPM으로 추정된 속도는 조류가 없는 상황에서는 상당히 정확하지만 조류가 존재하면 오차가 증가할 수 밖에 없다. 만일 조류에 대한 영향을 추정하여 RPM의 속도를 보상할 수 있다면 정확하게 속도를 추정할 수 있다. RPM의 오차요소를 고려한 상태변수는 식 (11)과 같이 17차로 설정한다.

$$\delta x = [\delta v_{i,ins}^n \quad \phi_i^n \quad \nabla_k \quad \varepsilon_k \quad \delta_{b,rpm} \quad \delta_{sf,rpm} \quad \delta v_{i,tide}^n]^T \quad (11)$$

( $i \in n, e, d \quad k \in x, y, z$ )

위에서  $\delta_{b,rpm}$ 는 RPM 바이어스 오차,  $\delta_{sf,rpm}$ 는 RPM 환산계수 오차,  $\delta v_{i,tide}^n$ 는 항법좌표계에서의 조류에 대한 속도 오차이다. 시스템 오차모델  $F(t)$ 을 정리하면 식(12)와 같다.

$$F(t) = \begin{bmatrix} F_{11} & [C_b^n f^b \times] & C_b^n & 0_{3 \times 3} & 0_{3 \times 1} & 0_{3 \times 1} & 0_{3 \times 3} \\ F_{21} & F_{22} & 0_{3 \times 3} & -C_b^n & 0_{3 \times 1} & 0_{3 \times 1} & 0_{3 \times 3} \\ 0_{3 \times 3} & 0_{3 \times 3} & 0_{3 \times 3} & 0_{3 \times 3} & 0_{3 \times 1} & 0_{3 \times 1} & 0_{3 \times 3} \\ 0_{3 \times 3} & 0_{3 \times 3} & 0_{3 \times 3} & 0_{3 \times 3} & 0_{3 \times 1} & 0_{3 \times 1} & 0_{3 \times 3} \\ 0_{1 \times 3} & 0_{1 \times 3} & 0_{1 \times 3} & 0_{1 \times 3} & 0_{1 \times 1} & 0_{1 \times 1} & 0_{1 \times 3} \\ 0_{1 \times 3} & 0_{1 \times 3} & 0_{1 \times 3} & 0_{1 \times 3} & 0_{1 \times 1} & 0_{1 \times 1} & 0_{1 \times 3} \\ 0_{3 \times 3} & 0_{3 \times 3} & 0_{3 \times 3} & 0_{3 \times 3} & 0_{3 \times 1} & 0_{3 \times 1} & 0_{3 \times 3} \end{bmatrix} \quad (12)$$

여기서  $F_{11}, F_{21}, F_{22}$ 는 Titterton and Weston(1997)을 참조한다. 먼저 조류를 고려하지 않은 측정치 모델은 다음과 같다.

$$v_x^b - v_{rpm}^b = C_{n(1,1,3)}^b v_{i,ins}^n - (sf \times rpm) \quad (i \in n, e, d) \quad (13)$$

식 (13)의 오차모델을 유도하기 위해 섭동법을 사용하여 식 (14)을 유도한다.

$$\begin{aligned} v_x^b - v_{rpm}^b &= C_{n(1,1,3)}^b v_{i,ins}^n + C_{n(1,1,3)}^b (\delta \phi \times) v_{i,ins}^n + C_{n(1,1,3)}^b \delta v_{i,ins}^n \\ &\quad - (sfrpm + rpm \delta_{sf,rpm} + sf \delta_{b,rpm}) \\ &= C_{n(1,1,3)}^b v_{i,ins}^n - C_{n(1,1,3)}^b (v_{i,ins}^n \times) \delta \phi + C_{n(1,1,3)}^b \delta v_{i,ins}^n \\ &\quad - sfrpm - rpm \delta_{sf,rpm} - sf \delta_{b,rpm} \\ &= C_{n(1,1,3)}^b \delta v_{i,ins}^n - C_{n(1,1,3)}^b (v_{i,ins}^n \times) \delta \phi - sf \delta_{b,rpm} - rpm \delta_{sf,rpm} \end{aligned} \quad (14)$$

조류의 영향이 없다면 식 (14)의 모델을 이용하여 RPM으로부터 전진속도를 정확하게 추정할 수 있다. 만일 DVL의 트랜스듀서가 고장이 난다면 DVL을 대신하여 정확하게 속도정보를 추정할 수 있다. 하지만 조류가 존재하면 식 (14)를 통한 속도오차추

정은 조류의 영향에 의해 부정확하다. 이에 RPM을 통한 속도추정을 할 때 조류에 대한 보상은 필수적이며, 이에 대한 측정치 모델은 다음과 같다.

$$v_x^b - v_{rpm}^b = C_{n(1,1,3)}^b (v_{i,ins}^n - v_{i,tide}^n) - (sf \times rpm) \quad (i \in n, e, d) \quad (15)$$

식 (15)의 오차모델을 유도하기 위해 섭동법을 사용하여 식 (16)을 유도한다.

$$\begin{aligned} v_x^b - v_{rpm}^b &= C_{n(1,1,3)}^b v_{i,ins}^n + C_{n(1,1,3)}^b (\delta \phi \times) v_{i,ins}^n + C_{n(1,1,3)}^b \delta v_{i,ins}^n \\ &\quad - (C_{n(1,1,3)}^b v_{i,tide}^n + C_{n(1,1,3)}^b (\delta \phi \times) v_{i,tide}^n + C_{n(1,1,3)}^b \delta v_{i,tide}^n) \\ &\quad - (sfrpm + rpm \delta_{sf,rpm} + sf \delta_{b,rpm}) \\ &= C_{n(1,1,3)}^b v_{i,ins}^n - C_{n(1,1,3)}^b (v_{i,ins}^n \times) \delta \phi + C_{n(1,1,3)}^b \delta v_{i,ins}^n \\ &\quad - C_{n(1,1,3)}^b v_{i,tide}^n + C_{n(1,1,3)}^b (v_{i,tide}^n \times) \delta \phi - C_{n(1,1,3)}^b \delta v_{i,tide}^n \\ &\quad - sfrpm - rpm \delta_{sf,rpm} - sf \delta_{b,rpm} \\ &= C_{n(1,1,3)}^b \delta v_{i,ins}^n - C_{n(1,1,3)}^b ((v_{i,ins}^n \times) - [v_{i,tide}^n \times]) \delta \phi - sf \delta_{b,rpm} \\ &\quad - rpm \delta_{sf,rpm} - C_{n(1,1,3)}^b \delta v_{i,tide}^n \end{aligned} \quad (16)$$

따라서 측정행렬  $H$ 는 다음과 같이 설계할 수 있다.

$$H = \begin{bmatrix} C_b^d C_n^b & -C_b^d C_n^b (v_{i,ins}^n \times) \\ C_{n(1,1,3)}^b & -C_{n(1,1,3)}^b ((v_{i,ins}^n \times) - [v_{i,tide}^n \times]) \\ & 0_{4 \times 3} \quad 0_{4 \times 3} \quad 0_{4 \times 1} \quad 0_{4 \times 1} \quad 0_{4 \times 3} \\ & 0_{1 \times 3} \quad 0_{1 \times 3} \quad -sf \quad -rpm \quad -C_{n(1,1,3)}^b \end{bmatrix} \quad (17)$$

최종적으로 RPM 바이어스 및 환산계수오차, 조류에 대한 영향을 고려한 추정 속도는 식 (18)과 같이 나타난다.

$$v_k^b = [sfrpm + sf \delta_{b,rpm} + rpm \delta_{sf,rpm} \quad 0 \quad 0]^T + C_n^b \delta v_{i,tide}^n \quad (i \in n, e, d \quad k \in x, y, z) \quad (18)$$

여기서 추정된 RPM의 동체좌표계 속도를 DVL좌표계로 변환하게 되면 식 (19)와 같다.

$$v_{j,rpm} = C_b^d v_{k,rpm}^b \quad (j \in 1,2,3,4 \quad k \in x, y, z) \quad (19)$$

조류를 고려한 RPM의 속도를 실시간으로 추정하다가 만일 DVL이 고장이 나게 되다면 최종적으로 식 (20)을 통해 보상을 수행한다. 예를 들어 DVL 2,3번 트랜스듀서가 고장이 나면 1,4번 트랜스듀서의 정보는 RPM 속도, 나머지 2,3번은  $dvl$  트랜스듀서의 속도를 사용한다.

$$\text{if } j^{\text{th}} \text{ DVL fail, then } v_{j,dvl} = v_{j,rpm} \quad j \in 1,2,3,4 \quad (20)$$

제안된 필터의 장점은 다음과 같다. 만일 DVL이 고장났을 때 RPM의 정보만 측정치로 사용하게 되면 RPM의 오차정보를 더 이상 추정할 수 없다. 또한 이럴 경우 약결합 방식과 다른 점이

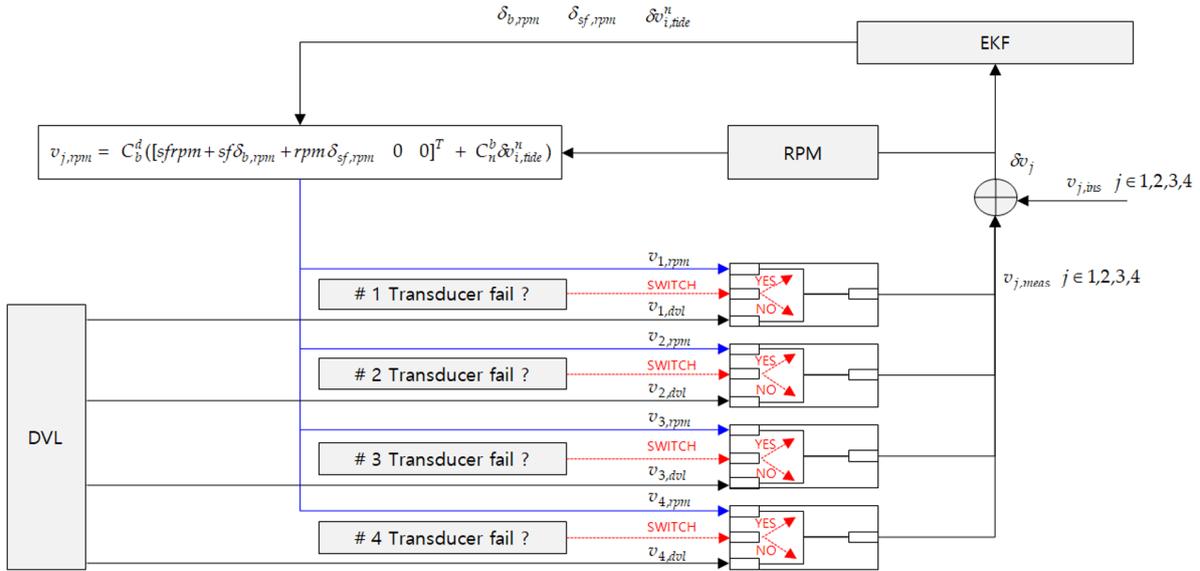


Fig. 3 Partial DVL measurement regeneration structure

없다. 하지만 강결합 방식의 장점을 활용하여 고장나지 않은 DVL 정보와 RPM정보를 융합하는 것이 제안된 필터의 핵심이다. 식 (20)의 구조를 그림으로 표현하게 되면 Fig. 3과 같다.

### 4. 수치 시뮬레이션

#### 4.1 시뮬레이션 개요

제안된 필터의 성능을 분석하기 위해 몬테카를로 수치해석 기법을 이용하여 시뮬레이션을 수행하였다. 분석 범위는 조류의 유무, DVL 트랜스듀서가 2, 3개 고장이 났을 경우에 대해 기존 강결합 방식(2.2절)과의 비교 분석하였다. 분석의 목적은 조류의 유무에 따라 제안된 필터와 기존 강결합 필터의 성능 차이를 확인하는 것이다. 각 경우의 수마다 100회 반복 시뮬레이션을 수행하였으며, 결과는 CEP(Circular error probability),  $1\sigma$ 로 분석하였다. CEP는 전체 샘플의 50%,  $1\sigma$ 는 68%를 차지한다. 분석을 위해 시뮬레이션 궤적을 생성하였으며 이는 Fig. 4와

같다. 총 운항시간은 27분, 순항속도는 12m/s 이다. 시나리오에는 운항을 시작하고 5분 후 부터DVL 트랜스듀서가 고장이 났다고 설정하였다. 고장난 트랜스듀서는 2개일 경우 1, 2번, 3개일 경우 1, 2, 3번이다.

생성된 궤적을 바탕으로 역 관성항법을 수행하여 IMU를 모델링 하였다. IMU 모델링 시 바이어스, 환산계수 오차, 축틀림, 잡음 등을 고려하여 신호를 생성하였으며, 이 때 잡음은 1차 마코프 프로세스(1<sup>st</sup> order Markiv Process)로 모델링 하였다. DVL의 경우 환산계수오차, 바이어스, 잡음을 고려하며 DVL 좌표계에서의 신호를 생성하였다. 식 (21)-(22)는 각각 자이로와 가속도계에 대한 모델링, 식 (23)은 DVL에 대한 모델링 결과다.

$$w_{k,ib}^b = (M_{DCM} \times \tilde{w}_{k,ib}^b) \times (1 + sf) + (1 - \beta) \times dt \times b_{k, repeatability} + b_{k, stability} \times \sqrt{2\beta} \times dt \quad (k \in x, y, z) \quad (21)$$

$$f_k^b = (M_{DCM} \times \tilde{f}_k^b) \times (1 + sf) + (1 - \beta) \times dt \times b_{k, repeatability} + b_{k, stability} \times \sqrt{2\beta} \times dt \quad (i \in x, y, z) \quad (22)$$

$$v_{j,dvl} = C_b^d \left( (1 + sf)(\tilde{v}_{k,dvl}^d) \right) + b_j + w_j \quad (j \in 1,2,3,4 \quad k \in x, y, z) \quad (23)$$

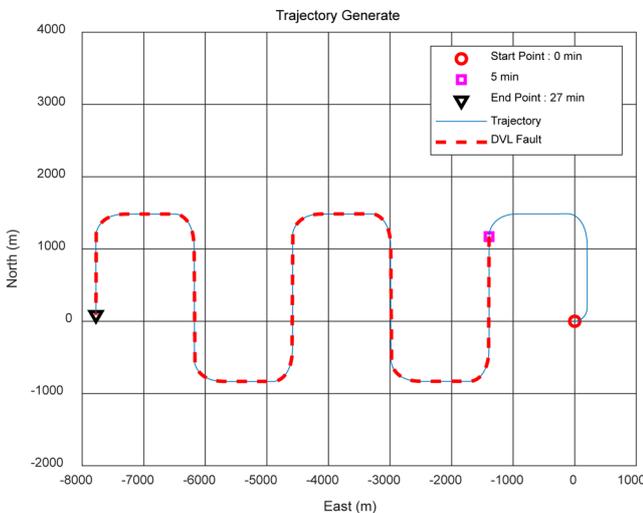


Fig. 4 Trajectory generation & simulation condition

위에서  $M_{DCM}$ 는 축틀림 오차,  $sf$ 는 환산계수 오차,  $dt$ 는 계산 주기,  $b_{k, repeatability}$ 는 바이어스 반복도,  $b_{k, stability}$ 는 바이어스 안정도,  $\beta$ 는 마코프 프로세스의 시정수이다. 본 논문에서는 DVL 트랜스듀서의 배치가 전진방향 대비 (+) 방향으로 배치되어있다고 가정하였기 때문에  $C_b^d$ 의  $\gamma$ 는 0이다. 조류에 대한 영향을 확인하게 위해 항법좌표계에서의 조류 데이터를 생성하였다. 각 100회 몬테카를로 시뮬레이션에 사용된 조류의 데이터는 Fig. 5와 같다.  $1\sigma$  기준 약 -2~2m/s 사이의 조류를 랜덤으로 생성하였고 조류의 방향은 항법좌표계 기준으로 동/서/남/북 방향으로 일정한 값으로 생성하였다.

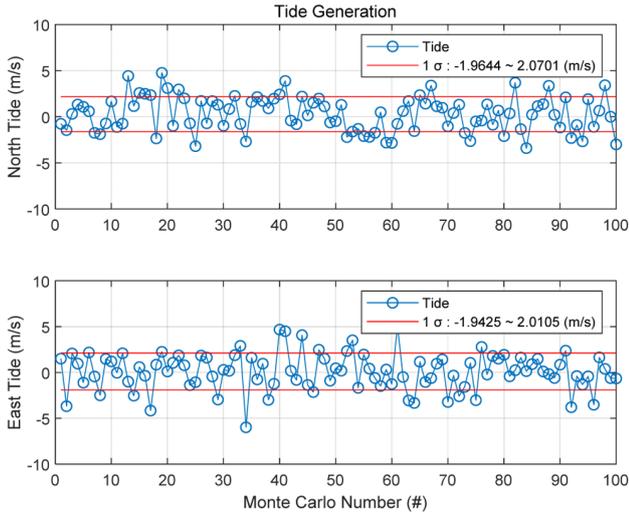


Fig. 5 Tide generation at navigation frame

Table 1 Simulation condition

1	Simulation time	27 min
2	Cruise velocity	12 m/s
3	DVL fault	> 5min
4	Tide velocity	North -2~2 m/s
		East -2~2 m/s

4.2 성능분석

4.2.1 조류가 존재하지 않는 경우

먼저 트랜스듀서 2개가 고장난 상황에 대한 분석 결과이다. 속도 및 위치 오차에 대한 분석결과는 Fig. 6에 나타나 있다. Fig. 6의 왼쪽 그래프는 파란선은 기존 강결합 방식, 빨간선은 제안된 강결합 방식의 1σ 값이다. 300초 이후 트랜스듀서가 고장이 났을 때 제안된 방식이 기존 강결합 방식에 비해 속도오차를 잘 추정하는 것을 확인할 수 있다. 이는 RPM의 오차요소를 잘 추정하여 보상한 결과이다. 물론 기존 강결합 방식도 트랜스듀서가 2개 고장난 상황이지만 어느정도 속도 오차를 추정하는 것을 확인할 수 있다. Fig. 6의 중간 그래프는 속도오차에 대한 분포도를 나타내며, 오른쪽 그래프는 위치오차에 대한 분포도이다. Fig. 7은 트랜스듀서가 3개 고장난 상황에 대한 분석 결과이다. 트랜스듀서의 고장갯수가 늘어남에 따라 기존 강결합 방식의 속도오차 추정능력이 떨어진 것을 확인할 수 있다. 하지만 제안된 방식은 트랜스듀서의 고장 개수에 상관없이 유사하게 속도오차를 추정하고 있다. 이에 따라 위치오차 분포도 역시 유사한 결과를 보인다. 현재는 조류가 존재하지 않아 RPM을 통한 속도 추정은 이상적인 값에 가깝지만 제안된 방식이 기존 강결합 방식에 비해 강인함을 확인할 수 있었다.

4.2.2 조류가 존재하는 경우

조류가 존재하는 경우 제안된 필터의 강점을 명확하게 확인할 수 있다. 조류에 대한 오차 모델은 항법좌표계 기준으로 모

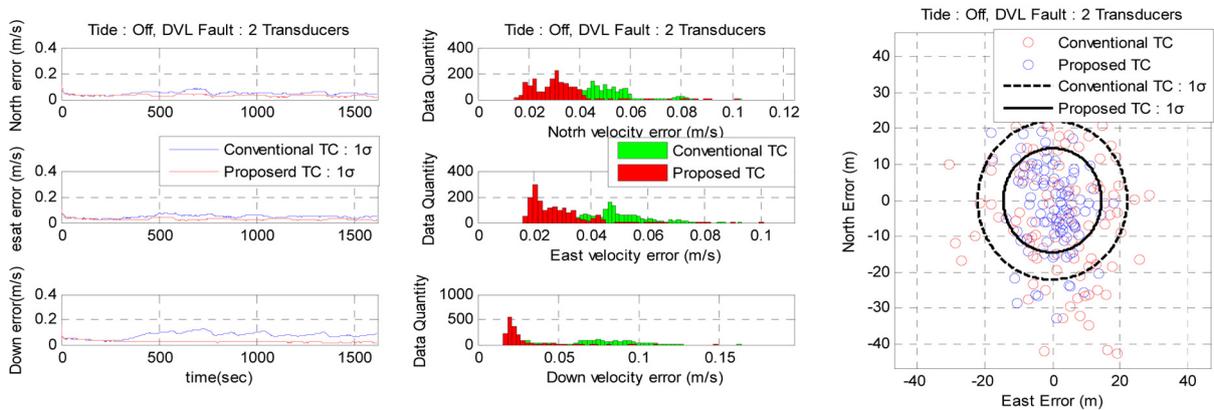


Fig. 6 Monte Carlo simulation result (Tide : off, DVL fault : 2 transducers)

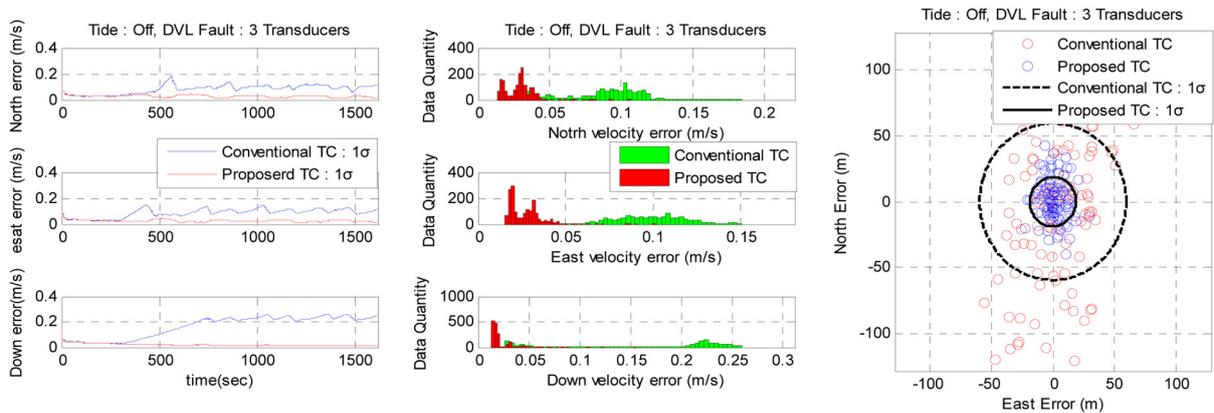


Fig. 7 Monte Carlo simulation result (Tide : off, DVL fault : 3 transducers)

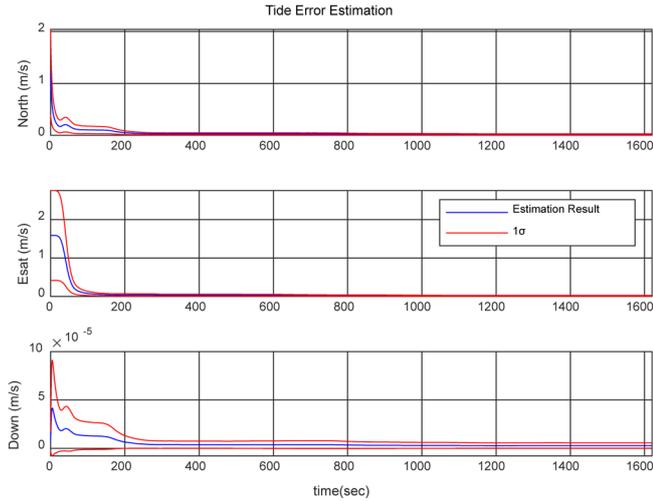


Fig. 8 Tide error estimation result

델팅되었기 때문에 Yaw의 변화에 따라 추정속도가 좌우된다. 조류 오차요소를 빨리 추정하기 위해 출발 후 바로 90도 턴 하도록 궤적을 생성한 것을 Fig. 4를 통해 확인 할 수 있다. 제안된 필터가 조류에 대한 오차를 추정한 결과는 Fig. 8에 나타나 있다. 시간이 지남에 따라 조류에 대한 오차가 0근처로 수렴하는 것을 확인할 수 있다. 이렇게 추정된 조류오차를 이용하여 식 (25)를 통해 RPM속도오차를 보상할 할 수 있다. 먼저 트랜

스듀서 2개가 고장난 상황에 대한 분석 결과이다. 속도 및 위치 오차에 대한 분석결과는 Fig. 9에 나타나 있다. 조류가 존재하더라도 제안된 방식이 기존 강결합 방식에 비해 속도오차를 잘 추정하는 것을 확인할 수 있다. 트랜스듀서가 3개 고장난 경우로 마찬가지로 이는 Fig. 10에 나타나 있다. 제안된 필터는 트랜스듀서의 고장 개수에 상관없이 유사하게 속도오차를 추정하지만 기존 강결합 방식은 오차가 증가하는 것을 확인할 수 있다.

4.2.3 종합분석

Fig. 11은 최종적인 위치오차분산 결과를 나타낸다. 총 4가지 케이스에 대한 기존/제안하는 강결합 방식의 위치오차를 비교해 보았다. 기존 강결합 방식의 경우 트랜스듀서의 고장 개수에 따라 위치오차가 증가한다. 하지만 제안된 필터는 고장 개수에 상관없이 일관성 있게 위치오차를 추정하는 것을 확인할 수 있다. 조류가 없을 경우는 RPM의 속도가 이상적인 상황에 가깝기 때문에 일관성 있게 추정가능하다. 하지만 조류가 있을 경우 제안된 방식의 성능은 더 명확히 나타난다. 조류가 있는 경우는 어떤 방향, 크기로 조류가 존재하는지 모르기 때문에 조류오차를 잘 추정하지 못하면 일관성 있게 위치오차를 추정할 수 없다. 이에 제안된 필터는 조류에 대한 오차요소를 잘 추정하는 것을 확인할 수 있다. 각 상황별 최종 위치오차를 정리한 것은 Table 2에 나타나 있다. 또한 트랜스듀서의 고장에 따른 각 축별 최종 속도오차 추정 결과는 Table 3에 나타나 있다.

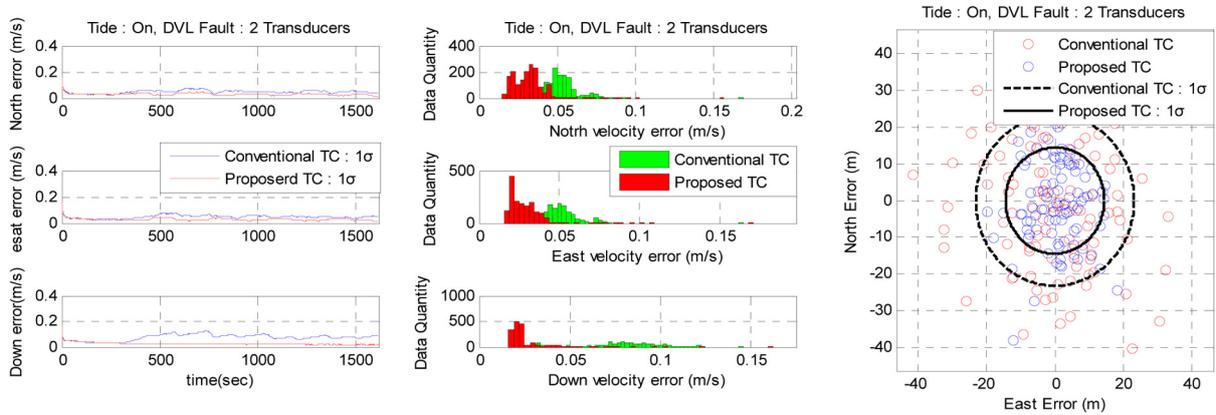


Fig. 9 Monte carlo simulation result (Tide : on , DVL fault : 2 transducers)

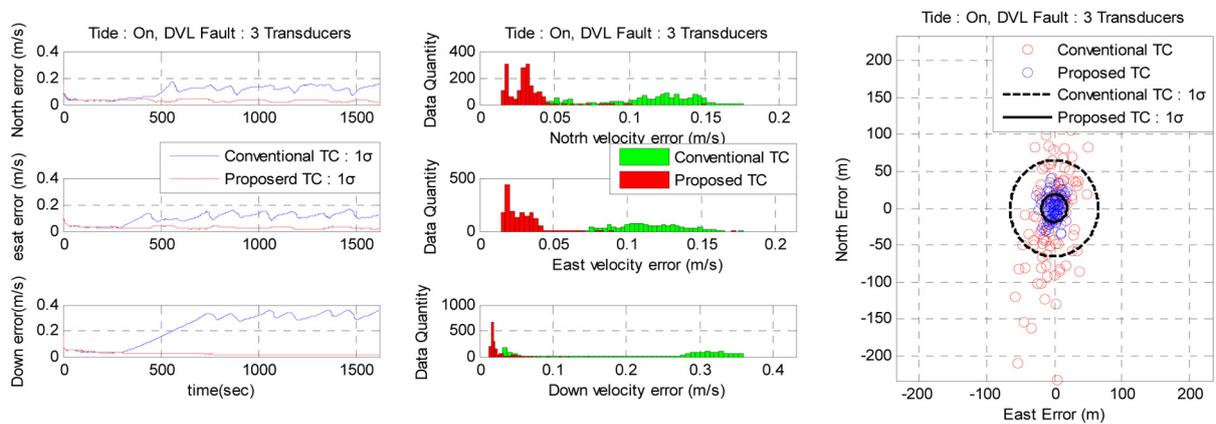


Fig. 10 Monte carlo simulation result (Tide : on , DVL fault : 3 transducers)

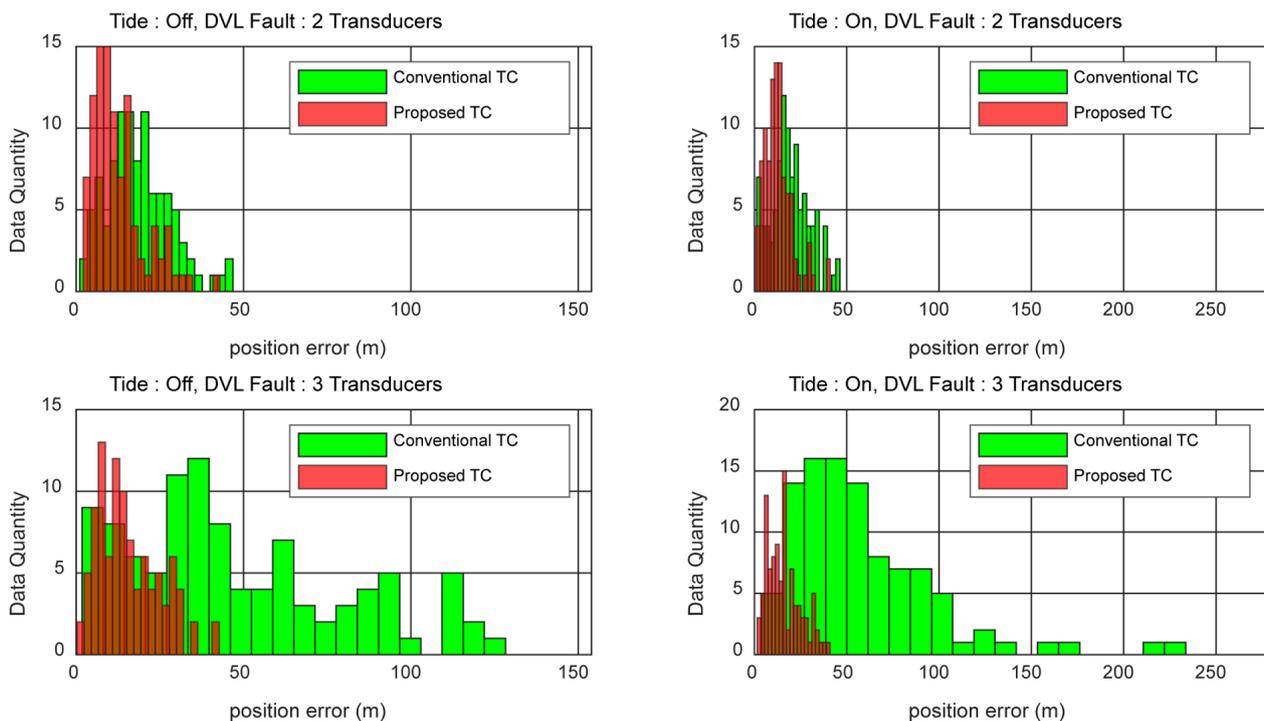


Fig. 11 Monte carlo simulation result – position error comparison

Table 2 Position error estimate result

Case	Tide		DVL fault : # Tranducers		Position error [m, 1σ]	
	Off	On	2	3	Conventional TC	Proposed TC
1	O	-	-	-	12.4965	12.7544
2	O	-	O	-	22.1219	14.5247
3	O	-	-	O	59.3077	18.6338
4	-	O	-	-	14.7738	14.8691
5	-	O	O	-	23.1579	14.9494
6	-	O	-	O	65.0782	18.7233

Table 3 Velocity Error estimate result

Case	Tide		DVL fault : # Tranducers		Velocity error [m/s, 1σ]		
	Off	On	2	3	Axis	Conventional TC	Proposed TC
1	O	-	O	-	North	0.0423	0.0157
					Esat	0.0492	0.0177
					Down	0.0866	0.0174
2	O	-	-	O	North	0.1156	0.0155
					Esat	0.1154	0.0161
					Down	0.2510	0.0140
3	-	O	O	-	North	0.0404	0.0162
					Esat	0.0456	0.0172
					Down	0.0892	0.0184
4	-	O	-	O	North	0.1563	0.0168
					Esat	0.1226	0.0182
					Down	0.3581	0.0164

## 5. 결 론

본 논문에서는 강결합 방식의 INS/DVL/RPM 복합항법시스템 설계에 대해 기술하였다. 기존 강결합 방식의 장점을 이용하여 고장난 트랜스듀서의 측정치를 재생성하는 필터를 설계하였다. 재생성되는 측정치는 정상적인 DVL 트랜스듀서 측정값과 추정된 RPM의 속도값이다. 이 때 RPM의 속도를 잘 추정하기 위하여 조류에 대한 영향을 고려하여 필터를 설계하였다. 제안된 필터는 DVL 트랜스듀서가 고장이 나면 모든 측정치를 RPM으로 전환하는 것이 아니라 고장난 트랜스듀서의 정보만 전환하는 방식이다. 이 경우 필터는 지속적으로 RPM의 오차요소를 추정하면서 측정치로 사용할 수 있는 장점이 있다. 제안된 필터의 성능을 확인하기 위해 몬테카를로 시뮬레이션 수치기법을 사용하였다. 분석 결과 제안된 필터는 조류와 트랜스듀서 고장유무에 상관없이 기존의 강결합 방식보다 속도 및 위치오차를 잘 추정하는 것을 확인할 수 있었다.

제안된 강결합 방식의 최종적인 성능평가는 해상시험을 통해 수행되어야 할 것이다. 해상시험을 통한 데이터를 획득하여 고장상황을 모의하고 성능검증 수행하게 되면 제안된 필터의 실효성을 보다 명확하게 확인할 수 있을 것이다.

## References

- Eliav, R., Klein, I., 2018 INS/Partial DVL Measurements Fusion with Correlated Process and Measurement Noise. Proceedings of the 5th International Electronic Conference on Sensors and Applications.
- Lee, P.M., Jeon, B.H., Kim, S.M., Lee, J.M., Lim, Y.K., Yang, S.I., 2004. A Hybrid Navigation System for Underwater Unmanned Vehicles, Using a Range Sonar. *Journal of Ocean Engineering and Technology*, 18(4), 33-39.
- Lee, J.M., Lee, P.M., Kim, S.M., Hong, S.W., SEO, J.W., Seong, W.J., 2003b. Rotating Arm Test for Assessment of an Underwater Hybrid Navigation System for a Semi-Autonomous Underwater Vehicle. *Journal of Ocean Engineering and Technology*, 17(4), 73-80.
- Lee, J.M., Lee, P.M., Seong, W.J., 2003a. Underwater Hybrid Navigation Algorithm Based on an Inertial Sensor and a Doppler Velocity Log Using an Indirect Feedback Kalman Filter. *Journal of Ocean Engineering and Technology*, 17(6), 83-90.
- Liu, P., Wang, B., Deng, Z., Fu, M., 2018. INS/DVL/PS Tightly Coupled Underwater Navigation Method With Limited DVL Measurements. *IEEE Sensors Journal*, 18(7), 2994-3002. <https://doi.org/10.1109/JSEN.2018.2800165>
- Rudolph, D., Wilson, T., 2012. Doppler Velocity Log Theory and Preliminary Considerations for Design and Construction. Proceedings of the IEEE Southeastcon, Orlando FL, USA, 15-18. <https://doi.org/10.1109/SECon.2012.6196918>
- Titterton, D.H., Weston, J.L., 1997. Strapdown Inertial Navigation Technology. Peter Pegerinus Ltd., London.
- Yoo, T.S., Chung, G.P., Yoon, S.I., 2013. Development of Integrated Navigation Algorithm for Underwater Vehicle using Velocity Filter. *Journal of Ocean Engineering and Technology*, 27(2), 93-99. <https://doi.org/10.5574/KSOE.2013.27.2.093>
- Yoo, T.S., Kim, M.H. 2014. Analysis of Integrated Navigation Performance for Sensor Selection of Unmanned Underwater Vehicle (UUV). *Journal of Ocean Engineering and Technology*, 28(6), 566-573. <https://doi.org/10.5574/KSOE.2014.28.6.566>
- Tal, A., Klein, I., Katz, R., 2017. Inertial Navigation System/Doppler Velocity Log (INS/DVL) Fusion with Partial DVL Measurements. *Sensors*, 17(2), 415. <https://doi.org/10.3390/s17020415>

# A Study on the Dynamic Loss Coefficients of Non-standard Fittings in Ship Exhaust Gas Pipes

Seongjong Park<sup>1)\*</sup>, Yonghwan Park<sup>1)\*</sup>, Bongjae Kim<sup>1)\*</sup> and Jaewoong Choi<sup>1)\*</sup>

<sup>1)</sup>Ship & Offshore Research Center, Samsung Heavy Industries, Seongnam, Korea

**KEY WORDS:** Dynamic loss coefficient, Pressure loss, Non-standard fitting, Exhaust gas pipe (EGP), Numerical study

**ABSTRACT:** As exhaust gas systems of ships become more complicated, it is necessary to calculate an accurate pressure loss at their design stage. If the dynamic loss coefficients of non-standard fittings mainly used in exhaust gas pipe (EGP) are well-documented, it would be possible to calculate precise pressure loss more readily than using the conventional method that analyzes the entire system. In the case of a ship's EGP, the flow rates and temperatures of exhaust gas are determined by engine specifications, and the range of the flow rate and temperature is limited according to operating conditions. In addition, as it is possible to define non-standard fittings frequently used in an EGP, a database can be easily constructed and effective. This paper illustrates effective parameters and analysis cases of several types of non-standard fittings mounted in ship EGPs. The analysis procedure proposed in this paper is verified using existing research results on HVAC fittings. The numerical procedure, which is minimally affected by manpower and grid, is established such that it can be applied at the industry level.

## 1. Introduction

The pressure loss in an exhaust gas pipe (EGP) can be broadly divided into two types: friction loss and dynamic loss. Friction loss is determined by surface roughness and is caused by friction between exhaust gas and the internal surface of an EGP. Dynamic loss occurs at the point where fluid flow changes and results from secondary flow due to fittings. Generally, dynamic loss occurs where the fluid flow direction or pipe diameter is changed, such as at elbows or Ts, resulting in an additional pressure loss compared to a straight section of the same length.

Such turbulence at fittings is recognized as a major consideration in the EGP design stage because it affects the downstream conditions and results in significant pressure loss. Dynamic loss coefficients can be measured by conducting actual tests or by using computational fluid dynamics (CFD). Performing actual tests is costly and requires building a test facility. As a result, in recent studies the use of CFD has become more popular to measure dynamic loss coefficients.

Shao and Raffit (1995) carried out numerical simulations to determine the pressure loss of several heating ventilation and air conditioning (HVAC) duct fittings and studied the factors affecting analysis and accuracy. Mumma et al. (1998) calculated the dynamic loss coefficients of several duct fittings, including a 90° elbow, using CFD and proved its applicability. Since then, a number of researchers

have attempted to use CFD to calculate dynamic loss coefficients, and more attempts are being made as computer technology evolves. Zmrhal and Schwarzer (2009) performed a comparative analysis of their results in elbow flow analysis with those of Idelchik (Idelchik, 1993) and Recknagel et al. (1995). Kulkarni et al. (2009) provided measurement results from testing several flat oval elbow shapes in accordance with ANSI/ASHRAE Standard 120-1999 to supplement the American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (ASHRAE) database (DB). Liu et al. (2012) performed flow analysis, compared the results with those of the ASHRAE DB, and showed the reliability of the CFD method. Santos et al. (2014) analyzed a round elbow using a  $k-\epsilon$  model and compared it with that of the ASHRAE DB; they also proposed a formula to estimate dynamic loss coefficients according to the Reynolds number.

In the case of a ship's EGP, the flow rate and temperature of exhaust gas are determined by engine specifications, and the range of the flow rate and temperature is limited according to operating conditions. In addition, as it is possible to define non-standard fittings frequently used in an EGP, constructing a database is more feasible than for an HVAC system. However, dynamic loss coefficients of EGP fittings have not been addressed in existing studies. In this study, we employ the Workbench Meshing (Ver. 18.2) and Fluent (Ver. 18.2) of Ansys Inc. to generate grids and perform a flow analysis on EGP non-standard fittings. The analysis procedure of this study was verified in advance

Received 4 June 2019, revised 3 September 2019, accepted 16 October 2019

Corresponding author Seongjong Park: +82-31-5171-7595, sj07.park@samsung.com ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8852-6052>

© 2019, The Korean Society of Ocean Engineers

This is an open access article distributed under the terms of the creative commons attribution non-commercial license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

using the results of existing research on HVAC fittings. Effective parameters and analysis cases are determined for five types of non-standard fittings frequently used in a ship's EGP and the dynamic loss coefficients are calculated using CFD.

## 2. Methodology

### 2.1 Numerical Method

In the case of a single phase flow, i.e., the exhaust gas flow, an arbitrary scalar  $\phi_k$  is numerically calculated using the following equation (Ansys, 2009).

$$\frac{\partial \rho \phi_k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \rho u_i \phi_k - \Gamma_k \frac{\partial \phi_k}{\partial x_i} \right) = S_{\phi_k}, \quad k = 1, \dots, N \quad (1)$$

where  $\Gamma_k$  is the diffusion coefficient,  $S_{\phi_k}$  is the source term supplied for each of the  $N$  scalar equations,  $\rho$  is the density of the fluid,  $u_i$  is the velocity component in the  $i$  direction, and  $x_i$  is the coordinate in the  $i$  direction.

Grids for flow analysis using the Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) model can be different depending on the discretization method and selected turbulence model, thus leading to differences in the numerical result. As such, the selection of an appropriate numerical model and grid is a difficulty faced by industrial designers when performing flow analyses. In this study, a realizable  $k-\epsilon$  model and Menter-Lechner wall treatment, which is known to be less sensitive to  $y^+$ , are selected. The numerical method for flow analysis is shown in Table 1.

**Table 1** Solver settings for CFD simulation

	Method
Pressure-velocity coupling	Simple
Pressure	Second order
Momentum	Second order upwind
Turbulent kinetic energy	Second order upwind
Turbulent dissipation rate	Second order upwind

### 2.2 Dynamic Loss Coefficient

The dynamic loss coefficient is calculated by taking into account only the dynamic loss in the difference of the total pressure between the inlet and outlet of fittings.

$$C = \frac{\Delta P_t - \Delta P_f}{\rho V^2 / 2} \quad (2)$$

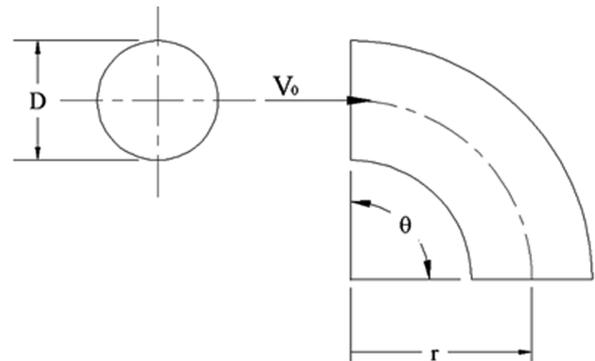
where  $C$  is the dimensionless dynamic loss coefficient,  $\Delta P_t$  is the total pressure loss,  $\Delta P_f$  is the friction loss, and  $V$  is the average flow velocity of the pipe section.

### 2.3 Verification

To verify the numerical scheme of this study, a 90° round elbow

with a known dynamic loss coefficient is analyzed and compared with the results of Zmrhal and Schwarzer (2009). The schematic of the 90° round elbow to be verified is illustrated in Fig. 1. The pipe diameter is  $D$ , the inlet flow velocity is  $V_0$ , the elbow radius is  $r$ , and the angle is  $\theta$ . Each  $10D$  long straight pipe is connected to the upstream and downstream of a round elbow with an angle  $\theta = 90^\circ$ . Inlet velocity and outlet pressure are used as boundary conditions, and the analysis conditions are shown in Table 2. The flow analysis is performed under conditions of  $Re = 1.0E+04 \sim 1.0E+06$  for comparison, and a grid is selected by setting the first spacing such that  $y^+$  becomes closer to 30 in each condition according to the Ansys Fluent User's Guide (Ansys, 2009).

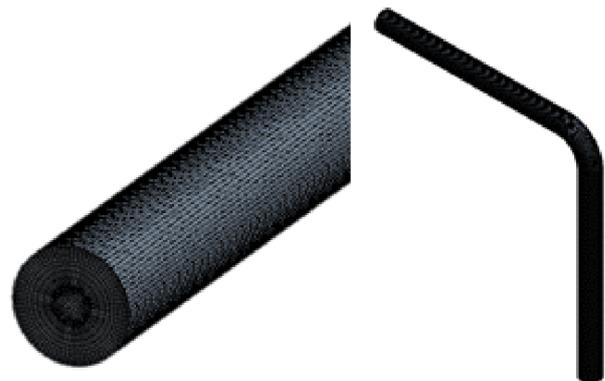
The grid for the condition of  $Re = 1.0E+05$  is shown in Fig. 2, and a summary of grids under the conditions of  $Re = 1.04E+04$ ,  $1.04E+05$ , and  $1.04E+06$  is provided in Table 3. Fig. 3 shows the results of this study and Zmrhal and Schwarzer (2009). The velocity of the ship exhaust gas is approximately 30–40 m/s, and the Reynolds number corresponds to approximately  $2.0E+05$ . In this study, the verification was performed with Reynolds numbers ranging from



**Fig. 1** Schematic of 90° round elbow

**Table 2** Inputs for flow analysis of 90° round elbow

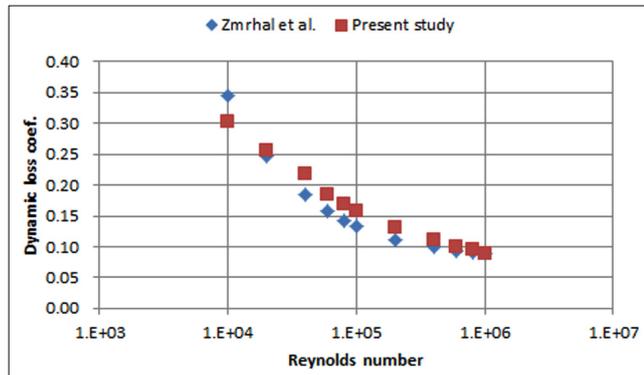
	Method
$D$ [m]	0.076
$\mu$ [kg/ms]	$1.79E-05$
$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	1.225



**Fig. 2** Grid of 90° round elbow ( $Re = 1.0E+05$ )

**Table 3** Several grids for 90° round elbow

$Re$	$V_0$ [m/s]	Spacing	$y^+$	Cells
1.0E+04	1.93	8 mm	33	663k
1.0E+05	19.3	1 mm	31	683k
1.0E+06	193	0.2 mm	47	738k

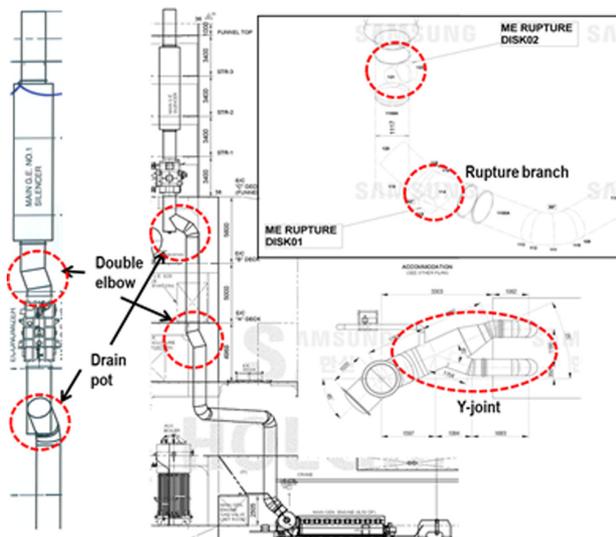


**Fig. 3** Comparison of analysis results for the 90° round elbow

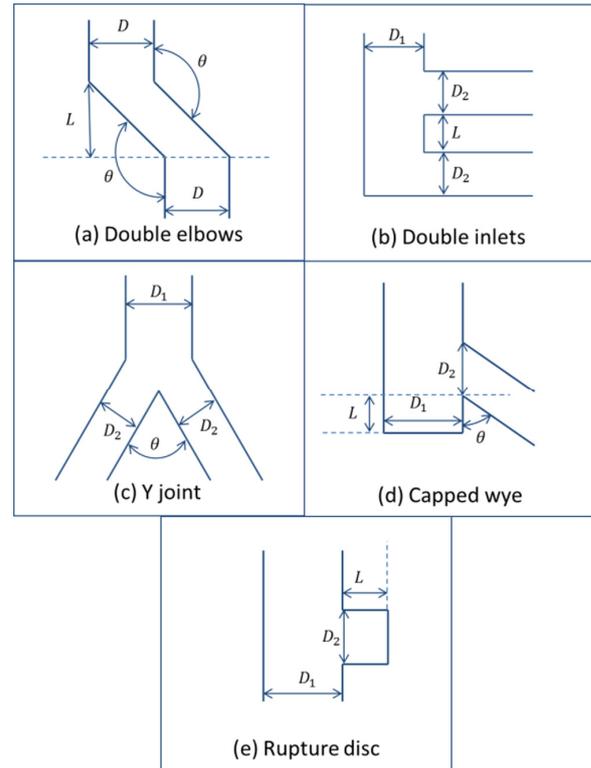
1.0E+04 to 1.0E+06. In the range of  $Re = 1.0E+05 \sim 1.0E+06$ , which is the operating range of the exhaust gas, this study produced results consistent with Zmrhal and Schwarzer (2009), but with a difference of approximately 10% at  $Re = 1.0E+04$ . However, the numerical analysis of non-standard fittings in Section 3 is performed at approximately  $Re = 2.0E+05$ .

### 3. Analysis of EGP Fittings

Several types of non-standard fittings are used in the EGP of a ship for improved design layout of an engine casing and for less friction. Fig. 4 and Fig. 5 demonstrate a ship's EGP system and non-standard fittings. In this study, flow analyses are performed on these five fitting shapes. Prior to flow analyses, 23 vessels recently delivered from the



**Fig. 4** EGP system of large commercial ship



**Fig. 5** Non-standard fittings for present study

**Table 4** Inputs for flow analysis of non-standard fittings

	Value
Diameter [m]	0.8
Density [kg/m <sup>3</sup> ]	0.55
Velocity [m/s]	35
Reynolds number	8.6E+05

shipyard of Samsung Heavy Industries (SHI) were studied in order to understand the flow environment of an EGP. Table 4 shows the basic conditions for the flow analyses of non-standard fittings.

A realizable  $k-\epsilon$  model and Menter-Lechner wall treatment are used for flow analyses. Constant velocity is applied as an inlet boundary condition, and for simplicity, the pressure as the outlet boundary condition is assumed to be a gauge pressure measurement.

#### 3.1 Case 1: Double elbows

The ‘double elbows’ fitting as shown in Fig. 5(a) is often applied to an EGP due to the design layout of an engine casing. In Fig. 5(a), the diameter of the pipe is  $D$ , the elbow angles are each  $\theta$ , and the distance between two elbows is  $L$ . The flow analyses are performed with a variable distance  $L$  and a variable angle  $\theta$ , and a grid is selected separately for each analysis case. The grid of the condition  $\theta = 135^\circ$  and  $L = 2D$  is shown in Fig. 6.

The pipe diameter ( $D = 0.8$  m) and the distance between the two elbows ( $L = 2D$ ) are fixed to predict the dynamic loss coefficient using the angle  $\theta$  as a variable. The analysis is performed by

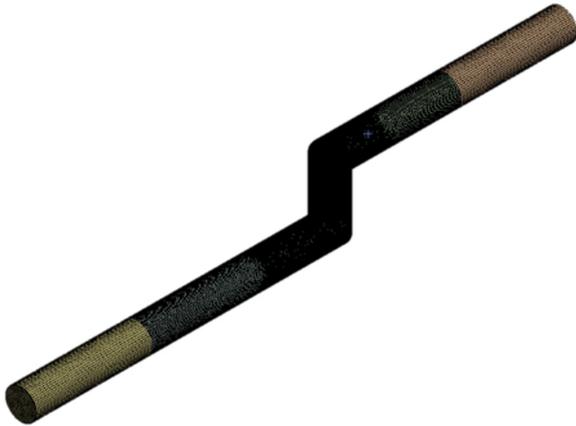


Fig. 6 Grid of double elbows ( $\theta = 135^\circ$  and  $L = 2D$ )

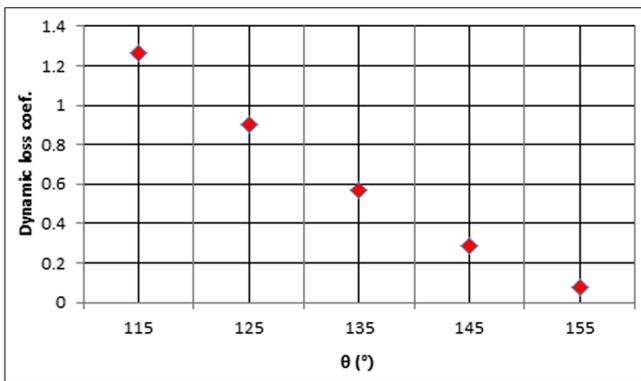


Fig. 7 Analysis results of double elbows (variable  $\theta$ )

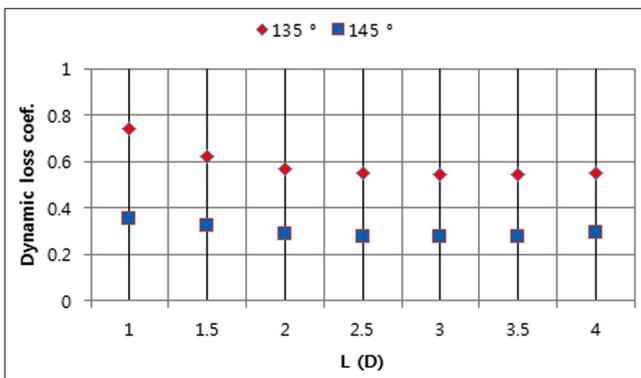


Fig. 8 Analysis results of double elbows (variable L)

increasing the angle  $\theta$  from  $115^\circ$  to  $155^\circ$  in  $10^\circ$  increments. The numerical results of the dynamic loss coefficient are shown in Fig. 7. It can be observed that as the elbow angle  $\theta$  increases, the pipe becomes closer to being a straight pipe, thus reducing the pressure loss.

The diameter of the pipe ( $D = 0.8$  m) and the elbow angle ( $\theta = 135^\circ$  and  $145^\circ$ ) are fixed to predict the dynamic loss coefficient using the distance  $L$  between two elbows as a variable. The distance  $L$  is increased from  $1D$  to  $4D$  in increments of  $0.5D$ . The analysis results of the dynamic loss coefficient are shown in Fig. 8. In the condition of elbow angles  $\theta=135^\circ$  and  $145^\circ$ , it appears that the influence of the distance  $L$  on pressure loss is minimized at  $L = 2D$

or above. If a double elbow is used in EGP for space allocation, it is recommended to design the elbow with a large angle or with the distance between two elbows greater than  $2D$  if possible.

### 3.2 Case 2: Double inlets

A scrubber package may be installed in an EGP in order to reduce sulfur oxides (SOx) from exhaust gas, and the ‘double inlets’ fitting as shown in Fig. 5(b) may be applied. In Fig. 5(b), the diameter of the outlet pipe is  $D_o$ , the diameters of the two inlet pipes are each  $D_i$ , and the distance between the inlet pipes is  $L$ . The flow analysis is performed with the distance  $L$  as a variable, and a grid is selected separately for each analysis case. The diameter  $D_o$  of the outlet pipe is 0.8 m, and the diameters  $D_i$  of the two inlet pipes are each  $0.8/2^{0.5}$  m. The grid for the case of  $L = 2D$  is shown in Fig. 9.

The analysis is performed by increasing the distance  $L$  from  $2D$  to  $5D$  in  $1D$  increments. The numerical results of the dynamic loss coefficient are shown in Fig. 10. The dynamic loss coefficient of the inlet located furthest from the outlet is denoted as C1 and the dynamic loss coefficient of the inlet located closest to the outlet is denoted by C2. In the range of the distance  $L = 2D \sim 5D$ , the pressure loss of the inlet furthest from the outlet slightly decreased as the distance  $L$  increased. The pressure loss of the inlet closest to the outlet gradually increased as the distance  $L$  increased.



Fig. 9 Grid of double inlets ( $L = 2D$ )

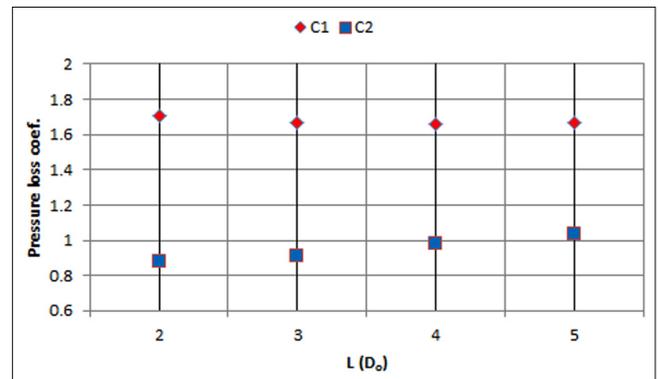


Fig. 10 Analysis results of double inlets (variable L)

### 3.3 Case 3: Y joint

The ‘Y joint’ fitting can be applied to exhaust pipes connected to two turbochargers merging into one large exhaust gas pipe, as shown in Fig. 5(c). In Fig. 5(c), the diameter of the outlet pipe is  $D_o$ , the diameters of the two inlet pipes are each  $D_i$ , and the angle between the inlet pipes is  $\theta$ . The flow analysis is performed using the angle  $\theta$  as a variable and a grid is separately selected for each analysis case. The diameter  $D_o$  of the outlet pipe is 0.8 m, and the diameters  $D_i$  of the two inlet pipes are each  $0.8/2^{0.5}$  m. In order to prevent pressure loss due to reduction of the flow area, the inlet pipe extends its diameter to  $D_o$  immediately before connection, and the length of the expansion pipe is  $D_o/2$ . The two inlet pipes are symmetric about the center axis of the outlet pipe. The grid with the angle  $\theta = 80^\circ$  is shown in Fig. 11.

The analysis was performed by increasing the angle  $\theta$  from  $60^\circ$  to  $100^\circ$  in increments of  $10^\circ$ . The results of the dynamic loss coefficient are illustrated in Fig. 12. In the range of the angle  $\theta = 60^\circ$  to  $100^\circ$ , as the angle  $\theta$  increases, the pressure loss increases almost linearly except for the case of  $\theta = 80^\circ$ . In general, numerical errors arise from various sources, including selection of grid and numerical methods, which can be cumulative (Mumma et al., 1998). However, even though the same method was applied to the analysis cases in this study, the case of  $\theta = 80^\circ$  indicates a slightly different result. Further experiments are required.

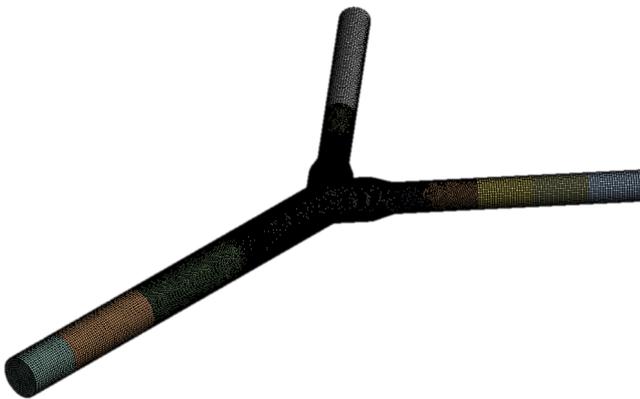


Fig. 11 Grid of Y joint ( $\theta = 80^\circ$ )

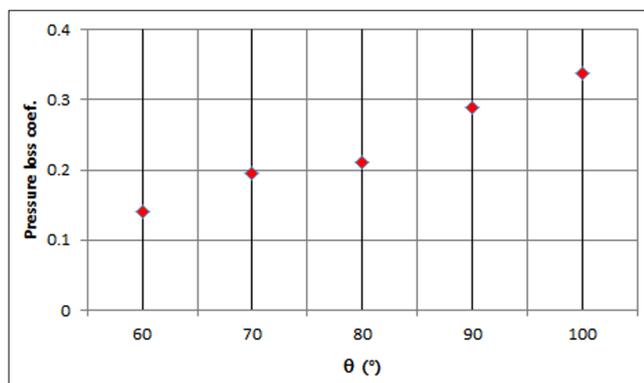


Fig. 12 Analysis results of Y joint (variable  $\theta$ )

### 3.4 Case 4: Capped wye (drain pot)

The ‘capped wye’ fitting is often used in the EGP of a ship. As shown in Fig. 5(d), when changing the direction of a pipe, a closed pipe with length  $L$  is connected downward to be used as a drain pot. In Fig. 5(d), the diameter of the outlet pipe is  $D_o$ , the diameter of the inlet pipe is  $D_i$ , and the angle formed between the inlet pipe and the outlet pipe is  $\theta$ . The flow analysis is performed with angle  $\theta$  and the ratio of diameter  $D_i/D_o$  as the main variables, and a grid is selected separately for each analysis case. Outlet piping diameter  $D_o=0.8$  m is applied to the analysis cases. The grid with the angle  $\theta = 45^\circ$  and the ratio  $D_i/D_o = 1$  is shown in Fig. 13.

The angle  $\theta$  increases from  $30^\circ$  to  $60^\circ$  in increments of  $15^\circ$  and the ratio  $D_i/D_o$  of the diameter increases from 0.5 to 1 in increments of 0.25. The numerical results of the dynamic loss coefficient are shown in Fig. 14. It can be inferred that the pressure loss decreases with diameter ratio  $D_i/D_o$  increasing. Furthermore, in the range of angle  $\theta = 30^\circ \sim 60^\circ$ , pressure loss generally increases as the angle  $\theta$  increases. The larger the ratio of  $D_i/D_o$ , the greater the effect of angle  $\theta$  on the dynamic loss coefficient. However, in the case of the ratio  $D_i/D_o = 0.5$ , the dynamic loss coefficients at angles  $\theta = 30^\circ$  and  $45^\circ$  are similar.

In order to investigate the effect of the Reynolds number, the ratio of inlet pipe diameter to outlet pipe diameter ( $D_i/D_o = 1$ ) is fixed, and the flow analysis is performed for the inlet flow velocities of 20 m/s, 30 m/s, 35 m/s, 40.7 m/s, and 48.8 m/s. The inlet flow velocities are selected in consideration of safety margin based on the ships delivered from SHI Geoje shipyard. The analysis results of the dynamic loss coefficient with varying Reynolds number are shown in Fig. 15.



Fig. 13 Grid of capped wye ( $\theta = 45^\circ$ )

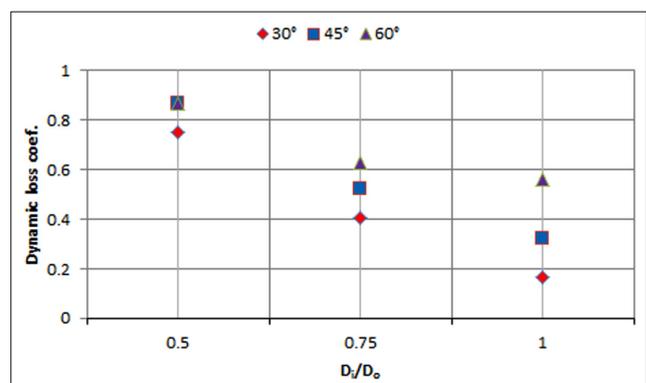


Fig. 14 Analysis results of capped wye (variable  $\theta$  and  $D_i/D_o$ )

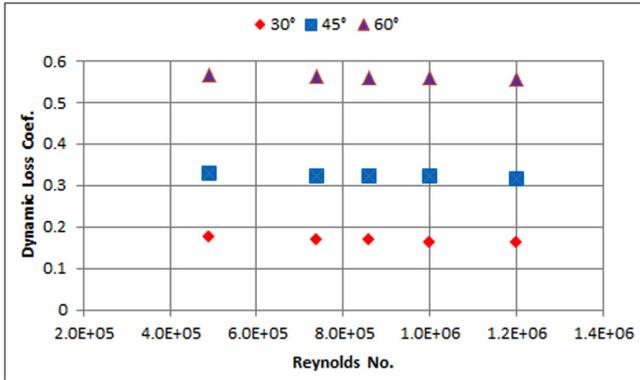


Fig. 15 Analysis results of capped wye (variable  $Re$ )

The influence of the Reynolds number on the dynamic loss coefficient is not observed in the range of Reynolds numbers studied.

### 3.5 Case 5: Rupture disk

The 'rupture disk' fitting is installed in the EGP of a ship as a means of pressure relief in case of abnormal explosion. The pipe closed by a rupture disk is connected to the main pipe as shown in Fig. 5(e). In Fig. 5(e), the diameter of the main pipe is denoted by  $D_m$ , the diameter of the branch pipe is denoted by  $D_b$ , and the length of the branch pipe is denoted by  $L$ . The flow analysis is performed with the ratio  $D_b/D_m$  and length  $L$  as variables, and a grid is selected separately for each analysis case. The diameter of main pipe  $D_m = 0.8$  m is applied to the analysis cases. A grid with a diameter  $D_b = 0.6$  m and a length  $L = 0.8$  m is shown in Fig. 16.

The length  $L$  increases from 0.2 m to 1.6 m, and the ratio  $D_b/D_m$  increases from 0.5 to 1 at intervals of 0.25. The analysis results of the dynamic loss coefficient are described in Fig. 17. As the ratio of  $D_b/D_m$  increases, so does the dynamic loss coefficient. Larger dynamic loss coefficients are evident in length  $L = 0.2$  m compared to  $L = 0.4$  m ~ 1.6 m. The 'rupture disk' fitting is one of the major non-standard fittings of exhaust gas pipe. However, the fitting has the shape of clogged pipe, so it does not seem to play a significant role in pressure loss. In this case, the dynamic loss coefficients of the rupture disk fitting are calculated under 0.06, and it appears that the pressure loss due to this shape is not significant.



Fig. 16 Grid of rupture disk ( $D_b = 0.6$  m,  $L = 0.8$  m)

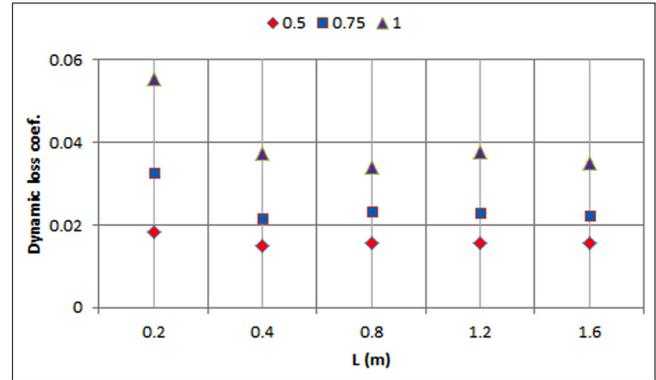


Fig. 17 Analysis results of rupture disk (variable  $L$  and  $D_b/D_m$ )

## 4. Conclusion

Depending on operating conditions, the range of velocity and temperature of exhaust gas in EGPs of ships is determined. Furthermore, as a limited number of non-standard fittings are used in EGPs, constructing a database of dynamic loss coefficients is easier than for an HVAC system, and the database can be more extensively utilized. The analysis procedure of this study is verified by using existing research results on HVAC fittings, and the numerical procedure is established so that it can be applied at the industry level. In addition, effective parameters and analysis cases are determined for a ship exhaust system, and flow analyses are performed for five types of fittings (double elbows, double inlets, Y joints, capped wye & rupture disks) commonly used in ship exhaust gas pipes. Based on the CFD results, the dynamic loss coefficients of the fittings are calculated and documented. These dynamic loss coefficients can be employed not only in the shipbuilding industry, but also in other industries. It is expected that this study will lead to a significant increase in the accuracy of a pressure loss calculation and the quality of the design of exhaust gas pipes.

## References

- Ansyes, 2009. Fluent 12.0 Documentation. Ansyes Inc.
- Idelchik, I.E., 1993. Handbook of Hydraulic Resistance. 3rd Edition, Betelu House Inc.
- Kulkarni, D., Khairem, S., Idem, S., 2009. Measurements of Flat Oval Elbow Loss Coefficients (RP-1319). ASHRAE Transactions 115(1), 35-47.
- Liu, W., Long, Z., Chen, Q., 2012. A Procedure for Predicting Pressure Loss Coefficients of Duct Fittings Using CFD (RP-1493). HVAC&R Research, 18(6), 1168-1181.
- Mumma, S.A., Mahank, T.A., Ke, Y., 1998. Analytical Determination of Duct Fitting Loss-coefficients. Applied Energy, 61, 229-247. [https://doi.org/10.1016/S0306-2619\(98\)00041-5](https://doi.org/10.1016/S0306-2619(98)00041-5)
- Recknagel, H., Sprenger, E., Schramek, E., 1995. Taschenbuch für Heizung und Klima Technik 94/95. Oldenbourg Industrieverla.

Santos, A.P.P., Andrade, C.R., Zaparoli, E.I., 2014. CFD Prediction of the Round Elbow Fitting Loss Coefficient. *International Scholarly Scientific Research & Innovation*, 8(4), 743-747.

Shao, L., Riffat, S.B., 1995. Accuracy of CFD for Predicting Pressure Losses in HVAC Duct Fittings. *Applied Energy*, 51(3), 233-248.

[https://doi.org/10.1016/0306-2619\(95\)00002-A](https://doi.org/10.1016/0306-2619(95)00002-A)

Zmrhal, V., Schwarzer, J., 2009. Numerical Simulation of Local Loss Coefficients of Ventilation Duct Fittings. *Proceedings of 11th International IBPSA Conference*, Glasgow, Scotland, 1761-1766.

# Development of Transporter for Marine Leisure Ship with Safety and Operation Support System

Bae-Sung Kim<sup>1)\*</sup>, Hun-Gyu Hwang<sup>1)\*</sup>, Sung-Won Yoon<sup>1)\*</sup>, Tae-Yeob Kim<sup>1)\*</sup> and Jong-Lin Kang<sup>2)\*\*</sup>

<sup>1)</sup>Ocean ICT & Advanced Materials Technology Research Division, RIMS, Busan, Korea

<sup>2)</sup>Human Heavy Industries Co. Ltd., Haman, Korea

## 안전 · 운용 지원 시스템을 적용한 해양레저선박 이송장치 개발

김배성<sup>1)\*</sup> · 황훈규<sup>1)\*</sup> · 윤성원<sup>1)\*</sup> · 김태엽<sup>1)\*</sup> · 강종린<sup>2)\*\*</sup>

<sup>\*</sup>중소조선연구원 해양T융복합소재연구본부

<sup>\*\*</sup>휴먼중공업(주) 기술연구소

**KEY WORDS:** Marina 마리나, Marine leisure ship 해양레저선박, Transporter 이송장치, Safety and operation support system 안전 · 운용 지원 시스템, Remote monitoring 원격 모니터링

**ABSTRACT:** Recently, the interest in marine leisure activities has been growing rapidly with the work-life balance trend. In response to this demand, the Korean government is supporting fostering and revitalizing the relevant industries and facilities. In particular, a marina has been making efforts to change itself into a resort with multiple amenities instead of a simple mooring facility. However, the facilities in a marina for the transport of marine leisure equipment mostly consist of cranes and boat-lifts using ropes, which can result in incidents such as damage and accidents during lifting or movement. This paper proposes the equipment and support system for the safe transportation of marine leisure ships. Aluminum transport equipment was designed by performing a structural analysis to achieve a lighter weight than the existing steel products. In addition, a safety support system with alarms for tilting or obstacles and a slope monitoring system was developed to enhance the safety during operation and transportation. The safety support system developed in this study was implemented and installed in the transport system, and verified through commissioning on land.

### 1. 서 론

최근, 사회경제적 수준 향상과 근로시간 단축으로 일과 삶의 균형(워라밸)을 중시하는 소비 흐름에 따라 해양레저활동에 대한 수요가 급증하고 있으며, 이에 대응하기 위해 정부는 관련 산업 육성과 해양레저장비 활성화를 위한 기반 구축 및 인프라 확충을 지원하고 있다(Kim et al., 2016; Park et al., 2018). 대표적인 해양레저 공간인 마리나는 관련 예술문화 및 공연 관람, 보트 및 요트의 정박, 수리, 휴식 등 다양한 서비스 시설을 갖추려는 노력을 하고 있다. 이로 인해 과거 단순하게 선박을 보관하거나 계류하는 장소라는 인식을 탈피하여 휴양지 개념으로 그 의미가 전환되고 있으며, 지역문화 양성 및 도시와 해양 간의 교류 촉진 등 연계 산업으로 확장하고 있다(Kim et al., 2018; Park, 2014). 하지만 이러한 노력에도 불구하고 국산 장비에 대한 불신과 외산 제품에 대한 무조건적인 수용, 특화된 전문 기

술인력 부족 등으로 인하여 국내 기업들이 관련 분야 개발에 적극적으로 뛰어들지 않아 레저활동을 하기 위해 구매되는 대부분의 장비는 수입에 의존하는 형태가 지속되고 있다(Kim and Hwang, 2018).

한편, 마리나의 출입항 능력을 결정하는 중요한 요소 중 하나인 상하가 시설은 선박의 계류, 보관, 수리를 목적으로 육해상을 오가며 양륙 및 이동하기 위한 설비이다. 그 종류는 선양장, 리프트 피어, 포크리프트, 보트리프트, 호이스트 크레인 등이 있으며, 국내 마리나에 설치 및 운용되는 제품 또한 미국, 유럽, 일본 등에서 제조된 수입제품이 주를 이루고 있다(Moon, 2018). 기존의 상하가 시설을 이용한 레저선박의 운반은 비용과 시간이 많이 소요되고, 인양 과정에서 와이어 또는 슬링벨트가 사용되고 있어 폴림이 발생하거나 마모로 인하여 추락사고로 이어지는 등 작업이 위험하다(Hwang et al., 2017). 또한, 고가인 레저선박의 특성상 이동과정에서 발생하는 파손 및 결함은 막대

Received 9 August 2019, revised 4 October 2019, accepted 16 October 2019

Corresponding author Hun-Gyu Hwang: +82-51-974-5572, hghwang@rims.re.kr ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-7119-0719>

© 2019, The Korean Society of Ocean Engineers

This is an open access article distributed under the terms of the creative commons attribution non-commercial license (<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

한 손실로 직결됨으로서 작업자의 전문성과 숙련이 요구된다.

이러한 문제를 해결하기 위하여 본 논문에서는 마리나, 어촌 등에서 15톤급 이하의 레저선박이나 소형선박을 안전하게 운반하기 위한 목적의 장치와 연계한 모니터링 및 경보 기능의 시스템을 제안한다. 이송장치의 설계에 있어 구조물의 특성을 분석하기 위한 구조해석을 수행하고, 이를 기반으로 제작된 이송장치와 운반선박 및 운용자의 안전성을 확보를 위한 안전·운용 지원 시스템의 개발에 관한 내용을 다룬다. 본 논문의 2장에서는 배경 및 필요성을 비롯하여 국내외 관련 제품 동향 및 개선점에 대해 기술하고, 3장에서는 장치의 구조해석을 통한 설계 개선 및 검증, 4장에서는 시스템의 설계 및 개발에 대해 서술한다. 또한, 5장에서는 이송장치를 제작하여 시스템과 검증하는 내용을 다루며, 6장에서 결론 및 향후 연구로 마무리한다.

## 2. 해양레저선박 이송장치 관련 동향

### 2.1 국내의 해양레저산업 동향 분석

세계 각국은 국가적인 차원에서 해양의 가치와 중요성을 제고하고, 지속가능한 해양 활용 전략을 수립하고 있다. 특히, 현재 포화 상태인 육상을 대체하기 위한 레저공간으로서의 해양 자원 활용 및 관광산업 육성을 적극적으로 추진하고 있다. 세계관광기구(UNWTO, United Nations World Tourism Organization)는 해양레저를 높은 성장 잠재력이 예상되는 분야로 선정하였으며, 성장가치를 중심으로 투자가 확대되어 향후 전 세계 관광시장의 50%를 차지할 것으로 전망하였다(Hong et al., 2015; MOF, 2018).

한국마리나협회 수상레저 통계자료에 따르면 우리나라에 등록되는 레저선박의 수가 점차적으로 증가하고 있으며, 2017년 3,522척에 달해 누적된 등록 현황은 24,971척에 이르는 것으로 나타났다. 또한, 조종면허 취득인원도 급증하여 당해 21,596명, 누적 94,794명으로 연간 취득자 2만명 시대가 되었고, 수상레저 사업장 또한 2016년 대비 소폭 증가하여 당해 1,035개소로 조사되었다(MIAK, 2019). 이러한 추세를 Fig. 1에 도식화하였으며, 이는 해양레저 활동에 대한 국민의 관심이 높아지면서 나타난 흐름의 변화로 분석된다.



Fig. 1 Status of marine leisure

### 2.2 해양레저선박 이송장치 개발 필요성

현재 마리나에서 선박의 점검, 수리, 보관을 위한 상가 작업은 선양장, 리프트 피어 등 해수면의 특정 구역으로 선박을 위치시킨 후에 Fig. 2(a)와 같이 와이어나 슬링벨트를 하부에 감아 연결하고, 고정식 또는 이동식 크레인을 통해 인양하는 방법으로 진행된다(Marine Travelift, 2019; Stonimage Technology, 2019).



(a) Marina crane and boat-lift



(b) Ship accident cases

Fig. 2 Marina's transporter type and accident cases

이 과정에서 여러 장비와 다수의 지원 인력이 투입되어야 하고, 많은 비용과 시간이 소모된다. 또한, 해당 마리나에서 선박 이송에 필요한 시설을 보유하고 있지 않거나 운반 대상의 제원에 따라 활용이 불가능한 경우 적합한 장비를 조달하여 사용하여야 하는 등의 어려움이 있다. 기존의 상하가 시설은 주로 로프를 연결하여 사용하고 있기 때문에 풀림현상이나 마모로 인해 로프가 끊어져 선박이 추락하거나 운반 과정에서 크레인이 이송 대상의 무게를 견디지 못하고 전복되는 등 Fig. 2(b)와 같은 사고가 발생할 여지가 있다. 따라서 이러한 문제를 최소화하기 위한 레저선박 이송장치의 개발이 요구된다.

### 2.3 해양레저선박 이송장치 차별성 및 개선방안 도출

본 논문에서는 소형선박과 같은 해양레저선박을 해상에서 육상으로 상가하거나, 육상에서 해상으로 하가하고, 특정 위치까지 옮기는 작업을 수행하는 이송장치의 개발에 관한 내용을 다룬다. 앞서 언급한 각종 문제점을 해결하기 위하여 대상 선박의 하부면에 밀착되어 보다 안정적으로 지지하면서 높낮이와 폭 조절을 통해 선체 형상에 관계없이 인양 및 이송이 가능한 Fig. 3과 같은 형태의 장비의 개발이 국외에서 선행된바 있다(Sea-lift, 2019).

현재까지 국내에서는 이와 유사한 형태의 장비가 개발된 사례가 없기 때문에 마리나 현장청취, 전시회 참관, 제조사 웹사이트에 게시된 제품 사양 및 홍보자료 등의 매체를 활용한 조



Fig. 3 Developed overseas product

**Table 1** Comparison of specification between existing and proposed systems

	Existing system	Proposed system
Main material	Steel	Aluminum
Lift capacity [ton]	27~68	15
Max. ship length [m]	approx. 18-27	approx. 9
Alarm	-	Gradient alarm and rear distance alarm
Monitoring	-	Remote monitoring

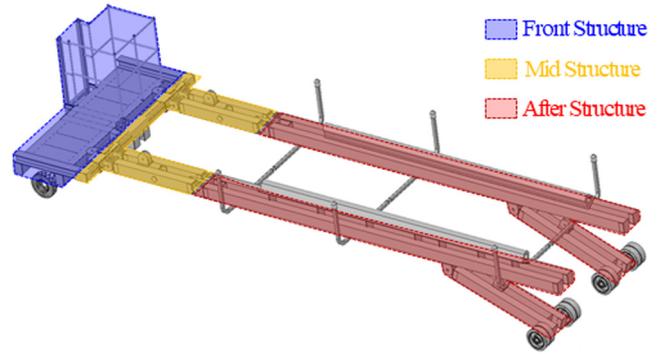
사를 통해 국외에서 개발한 선박 이송장치의 각종 특성을 분석하였다. 이를 통해 기존 국외 제품과의 차별성과 개선점을 모색하였다. 그 결과로 Table 1과 같이 해양 환경의 특수성을 고려한 내구성 개선과 국내 실정을 고려한 성능 목표 설정 및 경량화가 필요한 것으로 나타났다. 또한, 기존 제품의 경우 운용자의 경험에 의해 선박 상하가 및 운전을 수행하고 있어 초보자의 접근이 어렵고, 다양한 위험이 산재되어 있는 마리나 환경에서 후방에 위치한 장애물 등을 감시하여 불안정한 상황을 전파하기 위한 조력자가 반드시 동행되어야 되기 때문에 단독 운용에는 한계가 있다. 따라서 안전성 향상 및 운용 지원을 위한 각종 센서 등 IT기술을 접목하는 방안이 추가적으로 도출되었다.

먼저, 염분이 많은 운용 환경에서 부식에 대한 내구성 확보와 경량화를 위해 이송장치의 주요 소재를 강철에서 알루미늄으로 대체가 가능한지를 검토하였다. 또한, 기존 국외 제품 중 가장 소형 모델의 적재 성능이 약 27톤으로, 우리나라의 레저선박 조종면허로 운항이 가능한 선박은 5톤 미만으로 규정되어 있는 것에 비해 그 성능이 매우 과도하기 때문에 국내에서의 그 활용도를 높일 수 있도록 소형화하고, 운반 대상을 15톤 이하의 선박으로 선정하여 설계한다. 한편, 안전성 향상을 위해서는 기울기 센서, 초음파 거리 센서를 기반으로 양쪽 거치대의 수평이 맞지 않은 상황과 운용 시 주변의 장애물 충돌 위험에 대한 경고를 운용자에게 제공하기 위한 임베디드 시스템을 개발하여 탑재한다. 아울러, 무선통신을 기반으로 이송장치의 실시간 운용 상태를 제공하여 원격지에서 작업지원자 및 관리자의 모니터링이 가능하고 위험 상황 발생시 신속한 대응을 할 수 있도록 지원해주는 소프트웨어를 개발하여 적용한다.

### 3. 이송장치 설계 및 구조안정성 분석

#### 3.1 이송장치 설계

기존의 국외에서 출시된 제품을 참조하여 SpaceClaim을 기반으로 해양레저장비 이송장치의 형상을 Fig. 4와 같이 설계하였다 (SpaceClaim Corporation, 2018). 설계한 이송장치는 크게 Front structure, After structure 그리고 Mid structure의 3개 파트로 이루어지며, 각 부분은 힌지로 연결된다. 먼저, Front structure 파트는 유압을 포함한 구동, 조향, 조정, 주행 모터 등을 제어하는 운용 제어반과 엔진, 펌프, 주행용 전륜용 바퀴, 조향 실린더, 운전석이 탑재된다. 또한, After structure 파트는 해양레저장비를 운반하기 위한 선박의 거치대와 상승 및 하강 조절을 위한 유압실린더, 거치대 폭 조절용 유압 실린더, 후륜용 바퀴가 탑재된다. 마지막



**Fig. 4** Design of the transporter

**Table 2** Mechanical properties of two main materials

Type	Yield strength [MPa]	Tensile strength [MPa]	Elastic modulus [MPa]	Poissons ratio	Density [kg/m <sup>3</sup> ]
Al6082-T6	270	330	72	0.33	2,700
Al5083-H321	215	317	70.1	0.33	2,650

으로 Mid structure 파트는 앞서 설명한 두 개의 파트를 연결하고, 거치대 전방부의 상승 및 하강 조절을 위한 유압실린더와 운전석의 기울기 조절을 위한 작동실린더가 탑재된다.

이송장치의 구조물은 운용환경 및 경량화를 위하여 알루미늄 합금 6082-T6를 적용하였고, 충분한 강성의 유지를 위하여 사각바 형태의 튜브를 사용하였으며, 판재는 일반적으로 선체 구조용으로 사용되는 5083-H321 강재를 적용하였다. 특히, 이송장치의 주재료로 선정된 6082 계열은 해수에 대한 내식성과 우수한 강도를 가지고 있어 선박 및 해양플랜트의 헬리데크, 갠웨이, 구조물, 플랫폼, 사다리 등에 사용되고 있다. 이는 항복강도 270MPa, 인장강도 330MPa, 탄성계수 72GPa, 포아송비 0.3, 밀도 2,700kg/m<sup>3</sup>의 물성을 가지며, Table 2에 재료의 기계적 성질을 나타내었다(Baek, 2011).

#### 3.2 구조해석

해양레저장비 이송장치는 일반적으로 10톤급이 운송되나, 최대 설계하중 상태에서의 구조적 안정성을 확인하고자 설계 모델의 메인 거치대에 Fig. 5와 같이 15톤이 작용하는 상황으로 가정하여 ANSYS mechanical을 통해 구조해석을 수행하였다 (ANSYS, 2018). 이송장치의 실제구조와 같은 거동을 나타내기 위하여 각 파트별 접합부 및 구동 휠 연결부 등에서의 접합 조건 및 마찰 조건 등의 접촉(Contact) 조건을 설정하였으며, 이송장치가 정지되어 있는 상태로 가정하여 Front structure 파트와 구동 휠 파트는 고정 경계조건을 적용하였다. 이송장치 모델의 요소망은 해석결과의 정확도와 해석시간의 경제성을 고려하여



**Fig. 5** Loading condition



Fig. 6 Finite element mesh of transporter

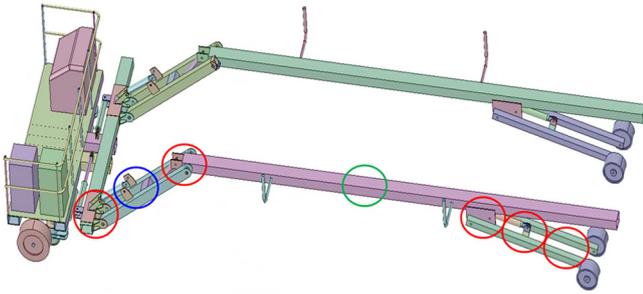


Fig. 7 Initial concept design model and structural weak area

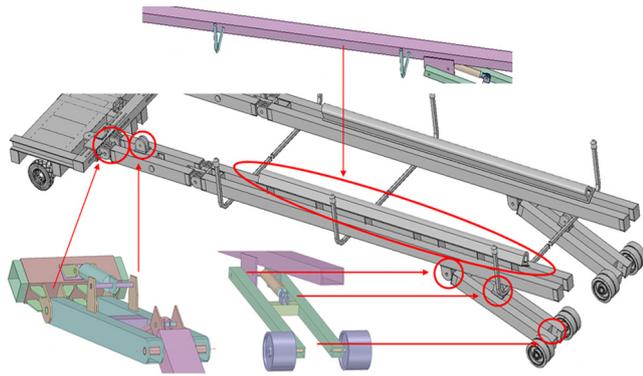


Fig. 8 Secondary reinforcement model of transporter

Fig. 6과 같이 적절한 조밀도를 갖는 요소망을 고려하였으며, 요소분할을 통해 3,459개의 요소(Element)와 15,055개의 절점(Node)이 사용되었다.

Fig. 7은 초기 개념설계 모델과 구조적 취약부를 나타내었으며, 초기 모델에 대한 해석결과 유압장비와 연결되는 힌지부에서 높은 하중이 전달되어 366.09MPa의 응력이 발생하였으며 힌지부의 두께 증가가 요구되었다. 또한 좌/우 각각 1기씩 배치된 소형선박이 거치되는 메인 프레임에서 36.447mm의 처짐이 발생하여 장기 운용 측면에서 건전성 확보가 어렵다고 판단되어 좌/우 각각 2기의 프레임으로 구성하여 하중을 분산시킴으로서 구조적 안정성을 향상시켰다. 따라서 구조적 안전성을 확보하고자 Fig. 8과 같이 1차로 도출된 이송장치의 구조 취약부를 보강하였다. 개념설계 초안을 유지하며, 두께가 얇아 발생한 취약부에 한해 각 파트별 약 1.2~1.5배 두께를 증가시키고 형상 변경이 필요한 부분은 추가 구조보강을 실시하였다.

Fig. 9는 2차 보강된 모델에 대한 해석결과이며, 선박의 충격으로부터 이송장치 구조물 및 선박의 파손을 막는 고무 방현재

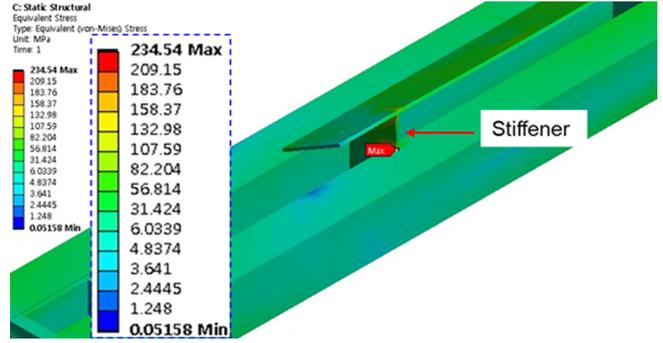


Fig. 9 Finite element analysis result of transporter with stiffener

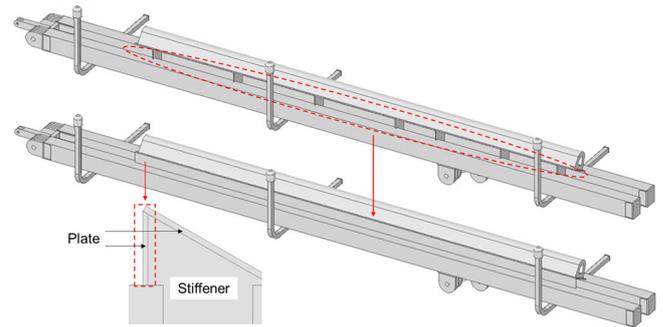


Fig. 10 Final reinforcement model with stiffeners and plates

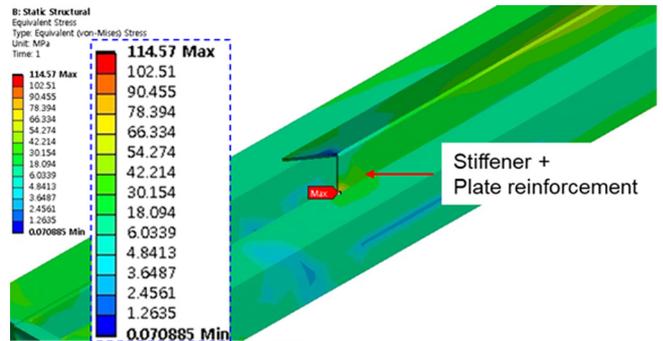


Fig. 11 Finite element analysis result of transporter reinforced with stiffener and plate

(Rubber fender)를 제거하고 해석을 수행하였다. 해석결과 2기 프레임 사이에 위치하여 선박을 거치하기 위한 판재(Plate)를 보강하는 보강재(Stiffener)에서 234.54MPa로 최대 응력이 발생하였으며, 구조적으로 보강이 되었으나 응력이 보강재의 특정영역에 집중되고 있는 것으로 분석되었다. 이를 통해 최대 응력 발생하는 위치가 안전하지 않다 판단되어 Fig. 10과 같이 보강재 끝단에 응력이 집중되는 것을 막아주기 위해 판재를 사용하여 구조를 보강하였다.

Fig. 11은 최종적으로 보강된 설계 모델에 대한 해석결과로서, 이송장치의 장기적인 운용을 위해 응력이 집중되는 지점에 추가 보강을 진행하여 Fig. 9에서 234.54MPa로 집중되는 응력을 114.57MPa로 최대응력분포가 충분히 낮아진 결과를 얻을 수 있었다. 수치해석을 통해 이송장치 모델에 대한 보강효과를 검증하였으며, 이를 통해 구조적 안정성을 충분히 확보한 설계 결과임을 확인하였다.

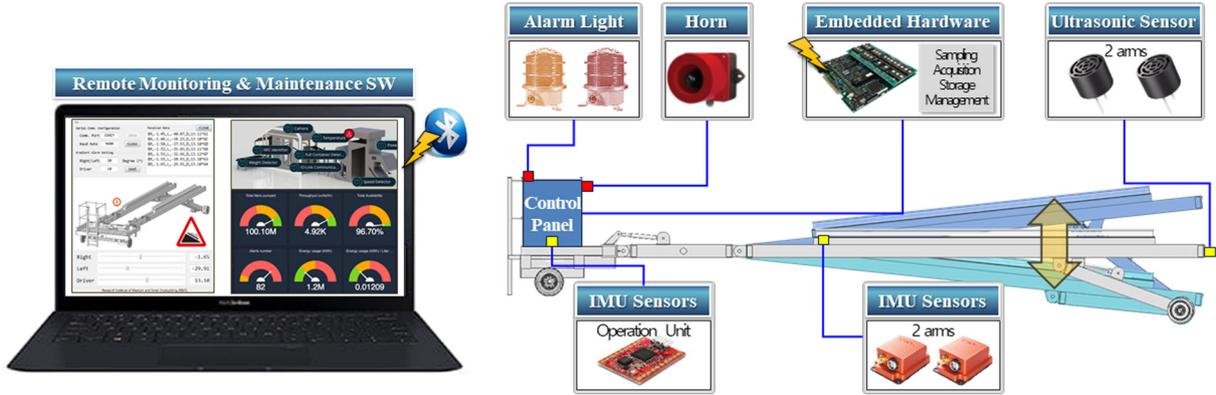


Fig. 12 Arrangement of the safety support system

### 4. 안전·운용 지원 시스템

해양레저선박 이송장치의 안전·운용 지원 시스템은 크게 하드웨어와 소프트웨어로 구성되며, 주요 구성요소는 Fig. 12와 같이 배치된다.

#### 4.1 하드웨어 설계 및 제작

안전·운용 지원 시스템 하드웨어는 전방의 거리계측을 위한 초음파 센서, 좌/우 거치대와 운전석의 기울기 계측을 위한 센서, 센서 계측데이터 수집부, 기울기 계측값을 유압제어반으로 전달하기 위한 통신 인터페이스부, 경고 발생장치의 제어와 시스템을 전반적으로 관리하는 제어관리부, 모니터링 소프트웨어로 실시간 계측값을 송신 및 경고용 기울기 설정값을 수신하기 위한 블루투스 모듈로 구성되며, 이를 Fig. 13에 도시하였다. 운반 과정에서 전방의 장애물 충돌 예방과 거치된 선박의 낙하 방지 및 상태 인지를 위한 운용자의 경계 지원용 경고 발생을 위하여 경고등, 전자혼을 배치하였다. 경고등의 경우 이송장치 운용 시 연속적으로 동작하는 황색등과 이상 상황에서만 켜지는 적색등으로 2식을 탑재하였다. 기울기 계측은 가속도와 자이로 기능이 융합된 센서를 활용하였으며, 이송장치가 선박을 상하가하는 과정에서 거치대가 수중에 잠기는 등 운용 특성을 고려하여 거치대용 기울기 센서와 초음파 센서는 방수형으로 채택하였다.

본 논문에서 다루는 안전·운용 지원 시스템의 하드웨어에 대한 회로 및 PCB(Printed-circuit board)를 설계하기 위한 도구는 Altium designer 16을 활용하였고, 개발 도구는 Atmel studio 7, 개발 언어는 C 언어를 사용하였다. 시스템의 각 구성체계의 연

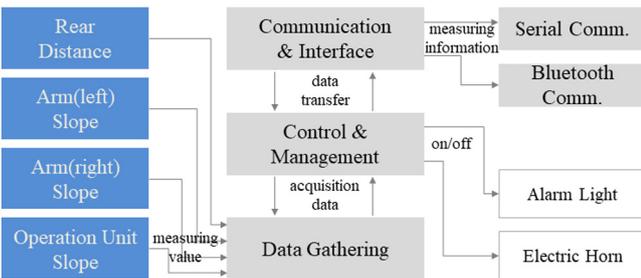


Fig. 13 Diagram of the system hardware

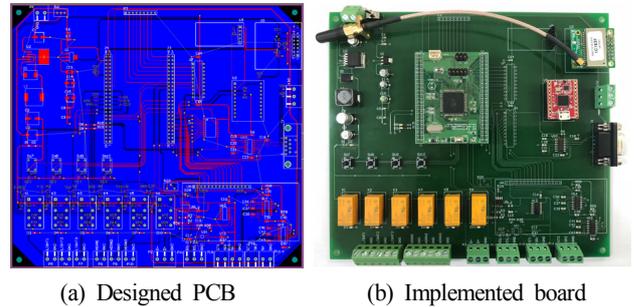


Fig. 14 Designed and implemented board

동 및 기능 제어를 위해 Atmel사의 ATmega 2560 마이크로프로세서를 사용하였고, 거리계측용 초음파 센서는 Elecrow사의 JSN-B02, 좌/우 거치대용 기울기 센서는 Xsense사의 MTi-20 VRU, 운전석용 기울기 센서는 Withrobot사의 myAHRS+, 블루투스 통신모듈은 외부 스테리브 안테나와 케이블이 연결된 Chipsen사의 Parani-ESD110B-DU를 사용하였다. 또한 경고등은 Qlight사의 SHILRP-A(황색)과 SHILRP-R(적색), 전자혼은 동일한 제조사의 QWH50을 각각 사용하여 시스템을 구성하였다.

설계 내용을 기반으로 Fig. 14와 같이 해양레저선박 이송장치의 안전·운용 지원 시스템을 구성하는 보드를 제작하였다. 마이크로프로세서와 운전석 기울기 센서 및 무선통신모듈은 온보드에 탑재하였고, 외부에 설치되는 거치대 기울기 센서 및 초음파 센서, 경고 발생장치와의 인터페이스는 작업자의 편의성을 고려하여 커넥터를 통해 연결되도록 배치하였다.

#### 4.2 원격 기울기 모니터링 소프트웨어

기울기 센서로부터 계측한 데이터를 블루투스 기반 무선통신 모듈과 연동하여 PC 기반으로 원격 기울기 모니터링 및 정보 기능을 제공하는 소프트웨어를 개발하였다. 기본적으로 해양레저선박 이송장치에 탑재된 하드웨어를 통해 위험에 대한 경고를 물리적(광원, 소리)으로 제공한다. 추가적으로 무선 블루투스 통신 기반 원격 기울기 모니터링 소프트웨어를 통해 각 상황에 따른 정보를 시각적으로 표현하여 작업지원자 및 관리자 등이 직접 현장에 위치하지 않아도 운용 시 발생할 수 있는 문제를 인지함으로써 즉각적인 의사결정과 필요한 조치를 지원하는 등 병행적 안전 향상 수단으로 활용이 가능하다. 원격 기울기 모니터링 소프트웨어의 주요기능을 Table 3과 같이 정의하였다.

**Table 3** Function of the software

Function	Description
Bluetooth communication	Communications connectivity and disconnection
Serial comm. setting	COM port and baud rate setting
Receive data display	Real-time display of data received from embedded system
Receive data processing	Processing data received from embedded system
Slope data display	Text box and track bar
Slope alarm visualization	Image-based slope alarm position
Sensor abnormal state alarm	Display of non-receiving alarm by sensor
Alarm slope value setting	Set Left/Right cradle and driving alarm reference value

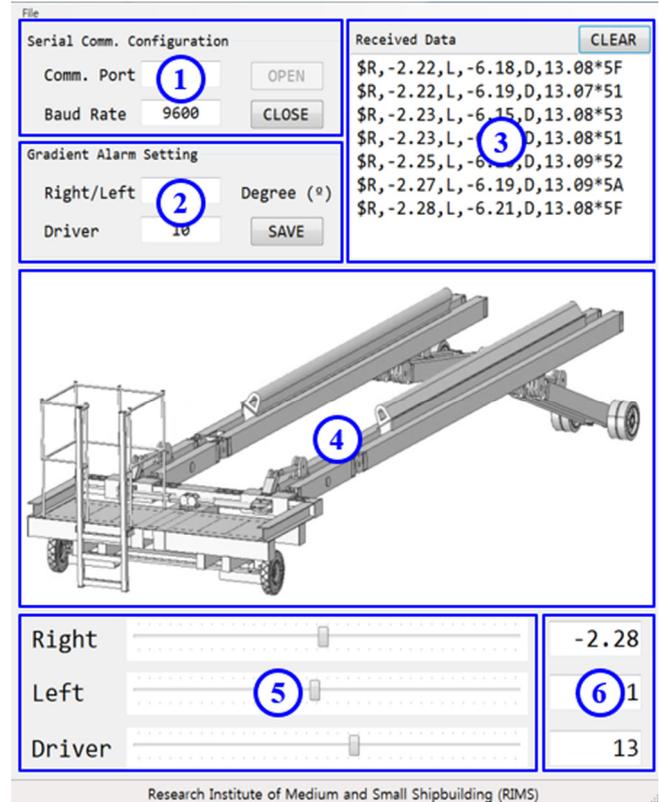
**Table 4** HW-SW data exchange protocol

	\$R,xxx.xx,L,xxx.xx,D,xxx.xx*hh<CR><LF>	
	└┬┘└┬┘└┬┘	
Field 1	Slope of right arm	-180.00 ~ 180.00
Field 2	Slope of left arm	-180.00 ~ 180.00
Field 3	Slope of operation unit	-180.00 ~ 180.00

해양레저선박 이송장치의 좌/우 거치대, 운전석에 기울기 계측을 위한 센서를 통해 수집되는 데이터를 소프트웨어와 상호 교환하기 위한 프로토콜의 정의가 요구된다. 좌/우 거치대부에 설치되는 센서는 16진수 Hex 값으로 데이터를 발생하며, 운전석에 탑재되는 센서는 ACSII 값으로 계측 값을 발생하기 때문에 이를 통일하기 위해 선박의 디지털 인터페이스 표준인 NMEA 0183(IEC 61162-1/2 표준) 형식을 차용하여 데이터를 상호 교환하기 위한 프로토콜을 Table 4와 같이 설계하였다.

‘\$’으로 데이터의 시작을 알리며, ‘R’은 우측 거치대를 의미하고, 데이터 필드 1에 우측 해당 센서의 기울기 계측값을 나타낸다. 다음으로 ‘L’과 ‘D’는 좌측 거치대와 운전석을 의미하며, 데이터 필드 2와 3에 각각의 센서 계측값을 나타낸다. 센서 데이터의 범위는 거치대가 전방으로 기울어진 경우 음수의 값을 가지고, 반대의 상황에서는 양수의 값을 가지도록 설정하였다.

소프트웨어 개발 환경은 Microsoft Windows 10의 운영체제에서 Microsoft Visual studio 2015의 개발도구를 사용하여 C++ 및 C# 언어로 개발하였으며, 하드웨어와 무선 데이터 교환을 위하여 USB 형태의 안테나 내장형 블루투스 통신모듈인 Parani-ESD100V2를 선정하여 활용하였다. Table 3에서 정의한 주요 기능들을 사용자에게 직관적이고 효과적으로 표현해주기 위한 그래픽 사용자 인터페이스(GUI, Graphic user interface)를 Fig. 15와 같이 설계하였다. 이는 ① 시리얼 포트 설정 및 통신 연결/해제부, ② 기울기 경고 기준값 설정부, ③ 실시간 수신데이터 출력부, ④ 경고 발생 및 위치 시각화부, ⑤ 기울기 계측값 표시부,

**Fig. 15** User interface configuration

⑥ 센서 상태 표시부로 구성된다. 특히, 경고 발생 및 위치 시각화부에서 기울기에 대한 이상 경고 및 발생 위치(우측 거치대 전/후, 좌측 거치대 전/후, 운전석)를 이송장치 이미지 상에 전시하며, 센서 상태 표시부에서 데이터 수신 여부와 허용된 계측값을 벗어나는 등의 이상 여부에 따라 정상(흰색), 비정상(적색) 상태가 구분되어 표현되도록 개발하였다.

## 5. 이송장치 제작 및 테스트

### 5.1 이송장치 제작

구조해석을 통하여 적합성이 확보된 형상을 기반으로 도면을 작성하였다. Front structure, After structure, Mid structure의 각 연결부는 힌지로 연결되도록 설계하였고, 용접변형을 고려해 각각의 프레임은 완전 용접 후 기계가공을 통하여 구현하였다. 메인 프레임을 구성하는 부분은 사각 튜브를 사용하여 경량화된 6082-T6 알루미늄으로 단면계수를 높게 하였으며, 다양한 두께의 판재는 선체부분에 사용되는 5083-H321으로 하였다. 구성요소의 자재들은 두께에 따라 워터젯 절단기와 핸드커팅 장비를 활용하여 절단하였다. 용접 중 발생하는 수축치를 고려하여 마진을 적용하고, 개선시공을 통하여 용접면의 강도를 유지하도록 하였다. 알루미늄은 일반 강철에 비해 열팽창계수가 높아 용접 후 가스토키로 삼각 가열하여 변형을 최소화하고, 일부 구조물에 대해서는 변형을 예상하여 Fig. 17과 같이 (a)중량물을 설치하거나 (b)임시 부착물을 통하여 강제 구속시키는 방법을 적용하였다.

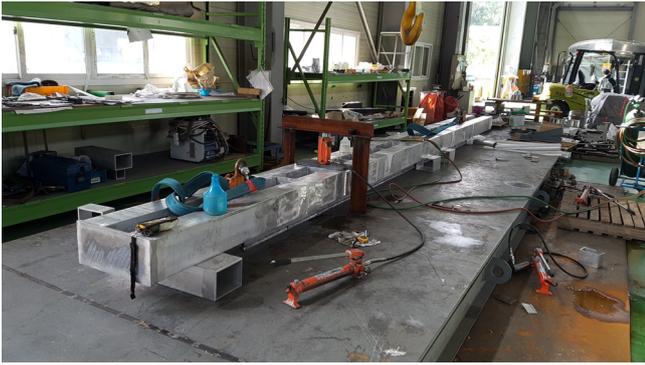


Fig. 16 Method for welding distortion correction



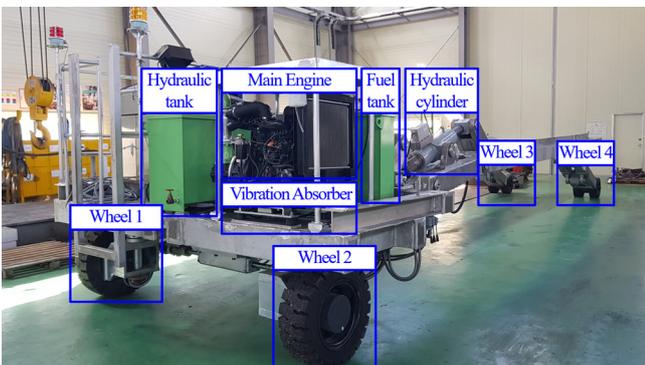
(a) Heavyweight installation (b) Temporary attachment

Fig. 17 Methods for minimization of welding distortion

가공된 Front structure 파트에 전륜부를 연결하는 구조물을 조립하고, 이송장치가 주행하는 방향을 조종하기 위한 조향 실린더와 전륜용 바퀴, 운전석을 탑재하였다. After structure 파트에는 후륜부를 연결하는 구조물을 조립하고, 거치된 선박의 후방부 상하가를 조절하기 위한 유압 실린더와 후륜용 바퀴를 탑재하였다. Mid structure 파트에는 거치된 선박의 전방부 상하가를 조절하기 위한 유압 실린더와 운전석의 기울기 조절을 위한 작동 실린더를 탑재하고, Front structure 파트와 After structure 파트가 연결되도록 결합하였다. 각 파트의 회전 운동 축을 지지하는 베어링의 경우 해수에 침수되는 조건과 좁은 틈에 설치되



(a) Front view (b) Rear view



(c) Side view

Fig. 18 Implemented transporter

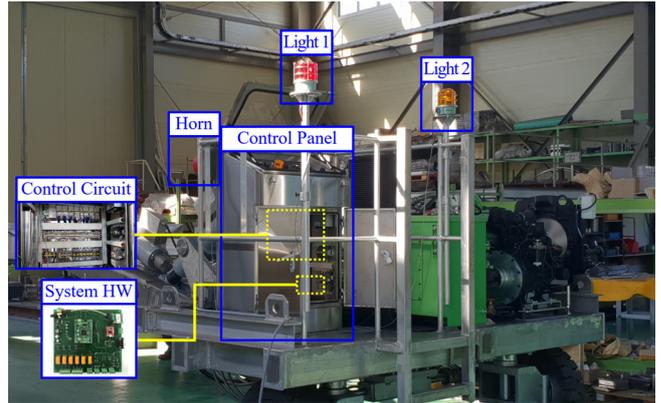


Fig. 19 Implemented operation unit



(a) Fixed controller (b) Portable controller

Fig. 20 Implemented controller

는 것을 고려하여 장기간 또는 영구적으로 윤활유를 주입하지 않아도 되는 오일-리스 제품으로 적용하였다. 조립된 구조물에 구동을 위한 엔진과 진동흡수장치, 주행 바퀴, 유압/연료 탱크 등을 설치하여 이송장치를 제작하였고, 이를 Fig. 18에 나타내었다.

이송장치의 운전석 좌/우, 거치대 전방 좌/우, 거치대 후방 좌/우, 거치대 폭, 조향, 주행모터 등 9개의 유압 실린더를 동작 및 제어하기 위해 Rexroth 사의 IndraControl XM21을 사용하여 회로를 개발하였다. 이의 보호를 위해 컨트롤 패널을 제작하여 안전·운용 지원 시스템의 하드웨어와 함께 설치하였고, 경고등 2식과 전자혼을 주변에 배치하여 연결하였다. 구성요소가 설치된 운전석을 Fig. 19에 나타내었다. 또한 이송장치의 조종을 위해 컨트롤 패널 상단에 설치되는 고정형 컨트롤러는 Fig. 20의 (a)와 같이 조종스틱 및 버튼으로 구성하여 제작하고, 운전석을 벗어나 근거리에서 주변상황을 파악함과 동시에 이송장치를 제어할 수 있는 이동형 컨트롤러도 (b)와 같이 개발하였다.

Front structure에 위치한 컨트롤 패널 내부에 이송장치의 안전·운용 지원 시스템 보드와 운전석 기울기 계측용 센서를 배치하였으며, 외부에는 경고등과 전자혼을 탑재하였다. 좌/우 거치대 기울기 계측용 센서는 Mid structure에서 시스템 보드와 가장 가까운 위치에 이송장치와 동일한 알루미늄 재질의 보호케이스를 배치하여 그 내부에 고정하였고, 초음파 센서는 후방 장애물 감지를 위해 After structure의 최외각에 고정하였다.

5.2 이송장치 테스트

제작된 이송장치의 구조적인 안전성 및 유용성 검증을 위해 Fig. 21과 같이 운반 대상인 해양레저선박을 대체하는 15톤의 중량물을 거치대에 적재하여 구동, 정지, 주행, 조향, 상하가 등 시운전을 수행하였다. 이 과정에서 거치대 프레임, 핀, 바퀴 등



Fig. 21 A test run of the transporter

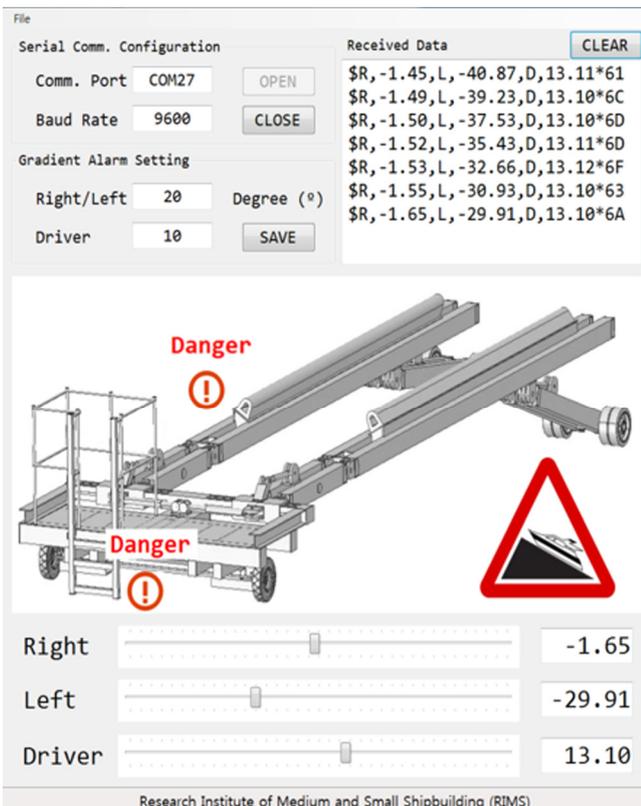


Fig. 22 Display of the software (alarm : left arm, operation unit)

전체적으로 구조물의 변형이 발생하지 않은 것으로 확인되었으며, 이동속도 3km/h, 등판가능 경사면 10도, 진동 6mm/s, 소음 110dB 이하의 실측값을 확보하였다.

실제 제작된 이송장치를 기반으로 탑재된 안전·운용 지원 시스템 하드웨어와 소프트웨어 간의 연동테스트를 수행하였다. 3종의 센서 및 하드웨어를 통해 주기적(1초)으로 계측된 기울기 센서 데이터는 블루투스 통신으로 소프트웨어가 설치된 PC에 전송되고, 수신된 데이터가 정상적으로 전시되는 것을 확인하였다. 이송장치의 시운전 과정에서 좌측 거치대와 운전석이 설정된 기울기 기준값(좌/우 거치대 : 20도, 운전석 : 10도) 이상으

로 기울어져 Fig. 22와 같이 출력되어 설계 내용과 부합하는지를 확인하였다. 하드웨어와 직접 연동되는 경고등, 전자혼의 경우 기울기 및 초음파 센서의 데이터 계측을 통해 기울기 기준값 이상 및 접근거리(3m) 이하 상황에 따라 동작하는 것을 확인하였다.

## 6. 결 론

본 논문에서는 마리나에서 해양레저선박의 상하가 및 운반을 안전하게 수행하기 위한 이송장치를 설계하였다. 해양환경에서 운용되는 특성과 구조물의 경량화를 위하여 해수에 대한 내식성과 우수한 강도를 가지는 알루미늄 합금 Al6082-T6를 주재료로 하여 구조해석을 수행하였고, 도출된 문제점을 개선한 모델을 재설계하여 안전성을 검증하였다. 구조적 적합성이 확보된 각각의 구조물을 가공하고, 유압장치 및 주행바퀴와 이를 구동하는 제어반 등 구성요소를 탑재하여 이송장치를 제작하였다. 또한 고가의 레저선박을 운반하는 과정에서 발생할 수 있는 추락이나 파손사고를 예방하기 위하여 이송장치의 좌/우 거치대 및 운전석의 기울기 계측과 후방의 거리를 계측하여 운용자에게 물리적인 경고를 제공하고, 원격지에서 기울기 정보를 전시하는 모니터링 기능을 포함한 안전·운용 시스템을 개발하여 적용하였다. 개발된 이송장치와 안전·운용 지원 시스템의 육상 시운전을 통하여 유용성을 확인하였다.

향후 안전·운용 지원 시스템의 하드웨어에 유압을 사용하는 실린더별로 구동 횟수 및 시간에 대한 계측 기능을 추가하고, 유지보수 계획에 반영하기 위한 소프트웨어를 개발하여 이송장치의 효율적인 운영을 지원할 예정이다. 또한, 실제 마리나 현장에서 이송장치를 통해 5톤급 해양레저선박의 상하가 및 운반에 관한 테스트를 수행할 예정이다.

## 후 기

This work was supported by the Technology Innovation Program (20162015, Development of self-leveling transporter for yacht under 20ton) funded By the Ministry of Trade, Industry & Energy (MOTIE, Korea)

## References

- ANSYS Inc., 2018. ANSYS Mechanical User's Guide, 18.0.
- Baek, S.Y., Park, K.D., Kim, W.I., Cho, S.M., 2011. A Study on Tensile Properties and HAZ Softening Depending on the Amount of Heat Input in MIG Welding of Al6082-T6. Journal of Welding and Joining, 29(1), 59-64. <https://doi.org/10.5781/KWJS.2011.29.1.059>
- Hong, J.W., Chang, J.I., Yoon, I.J., Lee, J.A., 2015. Study on Socioeconomic Impact of Marine Leisure Industry and Development of Indicators. Korea Maritime Institute, Busan.
- Hwang, H.G., Yoon, S.W., Kim, T.Y., Kim, B.S., 2017. A Design and Structural Analysis of Automatic Level Control Transporter

- for Leisure Boats under 15 tons. Proceedings of International Conference on Advanced Materials Development and Performance, Pune India, 261. <https://doi.org/10.13140/RG.2.2.11301.60644>
- Kim, B.S., Hwang, H.G., 2018. A Development of Remote Monitoring and Alarm System for Automatic Position Controlled Boat Transporter. Proceedings of the Korean Society of Marine Engineering, Busan Korea, 231.
- Kim, B.S., Hwang, H.G., Shin, I.S., Lee, J.S., Yoo, Y.H., 2016. A Development of Navigation Routes Recommendation System with Elements Analysis of Marine Leisure Activities. Journal of the Korea Institute of Information and Communication Engineering, 20(7), 1355-1362. <https://doi.org/10.6109/jkiice.2016.20.7.1355>
- Kim, G.Y., Yeo, H.G., Im, J.E., 2018. Marina Facilities Study on Development Plans for the Vitalization of the Marina Industry. Journal of the Korea Academic Society of Tourism and Leisure, 30(1), 279-294.
- Marine Travelift, 2019. Products. [Online] Available at: <<https://marinetraavelift.com/product/100-bfmii-mobile-boat-hoist/>> [Accessed 6 Aug. 2019].
- Marina and Marine Industries Association of Korea (MIAK), 2019. Water-related Leisure Statistics. [Online] Available at: <<http://www.marinaportal.kr/rb/?c5/32&uid4473>> [Accessed 6 Aug. 2019].
- Ministry of Oceans and Fisheries (MOF), 2018. A Plan for Revitalization of Marine Leisure Tourism.
- Moon, J.H., 2018. A Study on the Lift Pier and Equipment of Design Criteria for Effective Vessel Management in the Marina. Journal of the Korean Society of Marine Environment & Safety, 24(6), 654-661. <https://doi.org/10.7837/kosomes.2018.24.6.654>
- Park, K.D., Han, K.L., Kim, K.S., Park, S.K., 2018. Effects of Perceived Environmental Clues on Fun Factors in Marine Leisure Sports Facilities. The Korea Journal of Sports Science, 27(1), 215-223.
- Park, J.W., 2014. A Study on the Standard Model of the Low Carbon Yachting Venue for the 2014 Asian Games. Graduate School Sejong University.
- Sea-Lift, 2019. Products. [Online] Available at: <<http://www.sea-lift.com/products.cfm>> [Accessed 6 Aug. 2019].
- SpaceClaim Corporation, 2018. SpaceClaim 2018 Release Notes.
- Stonimage Technology, 2019. Products. [Online] Available at: <<https://www.stonimagecrane.com/boat-hoist/design-and-supply-boat-jib-crane-boat-lift-cr.html>> [Accessed 6 Aug. 2019].

# An Experimental Method for Analysis of the Dynamic Behavior of Buoys in Extreme Environment ← (영문제목)

Gil-Dong Hong\*, Gil-Dong Kim\*\* and Gil-Dong Lee\*\* ← (영문이름)

\*Ocean Development System Laboratory, KORDI, Daejeon, Korea ← (영문소속: 소속명/지역명/국가)  
yundai Heavy Industry Co. Ltd., Ulsan, Korea

## 극한 환경하의 부표 운동성능 모형시험기법 개발 ← (한글제목)

홍길동\* · 김길동\*\* · 이길동\*\* ← (한글이름)

\*한국해양연구원 해양개발시스템연구본부 ← (한글소속)

\*\*현대중공업(주) 구조설계부

**KEY WORDS:** Buoy motion 부표운동, Mooring tension 계류삭 장력, Extreme environment 극한환경, ← (영문 국문)

**ABSTRACT:** An experimental method to investigate the dynamic characteristics of buoys in extreme environmental condition is established. Because the buoy model requires a reasonable size for accurate experiment, the test condition in model basin that satisfies the similarity law is hardly compatible with capability of test facilities. …… (중략) …….

(본문은 1단 또는 2단으로 작성, 심사완료 후 2단으로 편집됨.)

### 1. 서론

해양에서 다양한 목적으로 사용되는 부표의 효과적인 운용을 위해서는 부표의 안정성 및 적절한 운동성능의 확보가 필수적이며, 이들 성능의 평가를 위해서는 운동특성 및 계류장력의 파악을 위한 수조모형시험이 요구된다. …… (중략) …….

### 2. 극한조건의 상사

#### 2.1 파랑조건의 상사

파랑특성은 파고 및 파주기에 의해 정의되며, 모형 축척비를  $\lambda$  ← (수식편집기사용) 라고 할 때, 파고의 축척비는  $\lambda$ , 파주기의 축척비는  $\sqrt{\lambda}$  ← (수식편집기사용) 가 된다. 시험수조에서 생성 가능한 파랑의 크기는 한정되어 있으며, 전세계적으로도 대형수조에 속하는 KRISO 해양공학수조의 파랑생성 범위는 파주기 0.5~5.0sec, 최대파고 80cm 이다(Hong, 2001; Kim and Lim, 2002; Park et al., 2003; Mike, 2004; Jordan and Brewerton, 2005; Brown et al., 2006).

Received 00 March 2012, revised 00 April 2012, accepted 00 April 2012

Corresponding author Gil-Dong Hong: +82-111-222-3333, gdhong@kriso.re.kr

© 2013, The Korean Society of Ocean Engineers

It is noted that this paper is revised edition based on proceedings of KAOST 2010 in Jeju. ← (논문투고규정 또는 Guide for authors 참조: 학술지 이외에 학술대회 논문, 연구보고서, 학술기사 등 모든 기발표 원고도 투고가 가능하나 투고원고에 상기와 같이 출처를 반드시 밝혀야 함.)

## 2.2 바람조건외의 상사

부표의 상하동요, 종동요, 횡동요의 3자유도 운동은 부표의 체적에 비례하는 복원력에 의해 일어나며, 복원력이 상사되기 위한 풍력의 상사는 다음의 관계식으로 표현된다.

$$F_M = F_P / \Lambda^3 \quad \leftarrow (\text{수식편집기사용}) \quad (\text{번호표시}) \Rightarrow (1)$$

여기서 첨자  $M$   $\leftarrow$  (수식편집기사용) 과  $P$  는 모형과 실부표를 각각 나타낸다.

힘의 작용점을 상사시키고, 식 (1)에 따라 풍력을 상사시키면 상하동요, 종동요의 ..... (중략) .....

## 3. 표준형 등부표 모형시험

수심과 파고에서 모형 상사조건과 수조시험 조건이 상이한 것은 해양공학수조의 물리적 환경과 조파능력의 한계에 기인한다. 수심의 경우에는 실험 수심 20m에 상사하는 계류사의 중량을 수조시험 수심조건에 균일하게 분포시키고, 계류사의 강성을 스프링을 이용하여 상사시킴으로서(Jordan and Brewerton, 1982) 서로 다른 수심 조건의 차이를 극복하였다. .... (중략) ..... 모형시험에 사용된 부표의 제원 및 특성은 Table 1과 같다.

**Table 1** Computed wind and current forces on buoy models

Buoy	Wind		Current	
	Force [Kgf]	Center [m]	Force [Kgf]	Center [m]
LL-26(M)	5.714	0.588	5.508	0.536
LL-30	6.587	0.682	6.450	0.608
LS-35	3.796	0.395	4.131	0.159
LNBY-100	2.563	0.516	2.729	0.140

$\leftarrow$  (Table은 영문으로 작성, 표기되는 기호는 수식으로 작성)

$\leftarrow$  (Table은 설명내용과 분리하지 말고 원고 속에 설명내용에 이어서 삽입)

## 4. 모형시험 결과 및 해석

부표의 축대칭 특성에 기인하여 직선운동은 전후동요와 상하동요가 ..... (중략) ..... 크게 나타나는 것이 일반적이다. 주 운동인 전후동요, 상하동요, 종동요의 최대값(Maximum value)을 구하여 Fig. 1에 도시하였다. .... (중략) .....

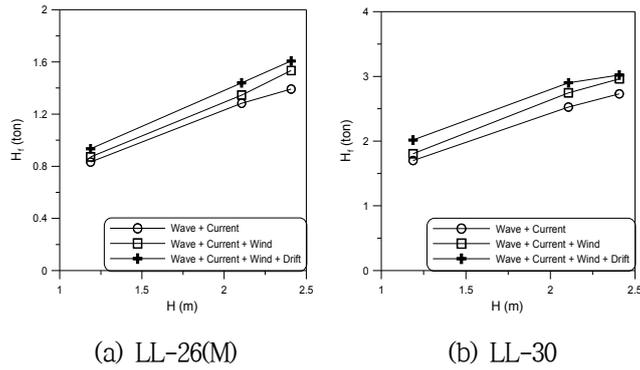


Fig. 1 Maximum height of tension forces acting on the mooring line at buoy

≡ (그림은 영문으로 작성)

≡ (Figure는 설명내용과 분리하지 말고 원고 속에 설명내용에 이어서 삽입)

## 5. 결 론

본 논문에서는 모형시험에서 부표의 동력학적 거동과 함께 계류삭의 장력을 조사하였으며, 모형시험 결과를 확장하여 극한 ……중략…… 이로부터 다음의 결론을 얻을 수 있다.

- (1) 조류력, 풍력 및 파랑표류력 성분에 대한 상사성을 만족하고, 이상으로 …… (중략) …… 추정할 수 있다.
- (2) LNBY-100을 제외하고는 설계와 시험 파랑조건의 차이가 커서 부표의 동력학적 거동을 추정하기 위한 외삽 시 대체로 과대 평가하는 경향이 있다.

## 후 기

본 연구는 해양수산부와 현대중공업(주)의 지원으로 수행된 연구결과 중 일부임을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

All references should be listed at the end of the manuscripts, arranged in English Alphabet order. The exemplary form of listed references is as follows :

- 1) Single author : (Kim, 1998)
- 2) Two authors: (Kim and Lee, 2000)
- 3) Three or more authors: (Kim et al., 1997)
- 4) Two or more paper: (Lee, 1995; Ryu et al., 1998)

References, including those pending publications in well-known journals or pertaining to private communications, not readily available to referees and readers will not be acceptable if the understanding of any part of any part of the submitted paper is dependent upon them. Single or two authors can be referred in the text; three or more authors should be shortened to the last name of the first author, like smith et al.

- ① Write the reference in order of English alphabet 「a,b,c...」 (작성순서는 영어 알파벳 순)
- ② Do not drop all of authors involved. (관련저자(총 저자명)는 빠뜨리지 말고 모두 기입)
- ③ Refer to below examples (아래의 예제를 참조)
- ④ Journal names should not be abbreviated.

(example for proceedings) ⇒

Aoki, S., Liu, H., Sawaragi, T., 1994. Wave Transformation and Wave Forces on Submerged Vertical Membrane. Proceedings of International Symposium Waves - Physical and Numerical Modeling, Vancouver Canada, 1287-1296.

(example for journals) ⇒

Cho, I.H., Kim, M.H., 1998. Interactions of a Horizontal Flexible Membrane with Oblique Waves. Journal of Fluid Mechanics, 356(4), 139-161.

(example for books) ⇒

Schlichting, H., 1968. Boundary Layer Theory. 6<sup>th</sup> Edition, McGraw-Hill, New York.

(example for websites) ⇒

International Association of Classification Societies (IACS), 2010a. Common Structural Rules for Bulk Carriers. [Online] (Updated July 2010) Available at: <<http://www.iacs-data.org.uk/>> [Accessed August 2010]. ⇐ web document

Anglia Ruskin University, 2001. Anglia Ruskin University Library. [Online] Available at: <<http://libweb.anglia.ac.uk/referencing/harvard.htm>> [Accessed 12 Dec. 2012]. ⇐ website

참고문헌은 일반인이 접근할 수 있는 문헌이어야 함(예를 들어 사기업보고서는 외부인의 열람이 불가능하므로 참고문헌이 될 수 없음).

### <주>

1. 모든 원고는 한글(Ver. 2005이상)과 MS Word(Ver. 2003이상)로 작성
2. 원고의 언어는 국문과 영문으로 한정 (기타 언어는 사용불가)
3. 국문 및 영문 원고양식 동일

# General Information for Authors

## Requirement for Membership

One of the authors who submits a paper or papers should be member of KSOE, except a case that editorial board provides special admission of submission.

## Publication type

Manuscript is made up of scholarly monographs, technical reports and data. The paper should have not been submitted to other academic journal. Conference papers, research reports, dissertations and review articles can be submitted to JOET. When part or whole of a paper was already published to conference papers, research reports, dissertations, and review articles, then corresponding author should note it clearly in the manuscript. After published to JOET, the copyright of manuscript belongs to KSOE. (example) It is noted that this paper is revised edition based on proceedings of KAOST 2010 in Jeju.

## Manuscript submission

Manuscript should be submitted through the on-line manuscript website (<http://www.joet.org>). The date that corresponding author submits a paper through on-line website is official date of submission. Other correspondences can be sent by an email to the Editor in Chief. The manuscript must be accompanied by a signed statement that it has been neither published nor currently submitted for publication elsewhere. The manuscript should be written in English or Korean and a minimum standard of the proficiency in the English or Korean language should be met before submission to the editorial office.

Ensure that online submission or submission by e-mail text files are in a standard word processing format (Hangul or MS Word are preferred). Ensure that graphics are high-resolution. Be sure all necessary files have been uploaded/attached.

## Submission checklist

See 'Authors' checklist' for details.

## Research and Publication Ethics

### *Authorship of the paper*

Authorship should be limited to those who have made a significant contribution to the conception, design, execution, or interpretation of the reported study. All those who have made significant contributions should be listed as co-authors. Where there are others who have participated in certain substantive aspects of the research project, they should be acknowledged or listed as contributors.

The corresponding author should ensure that all appropriate co-authors and no inappropriate co-authors are included on the paper, and that all co-authors have seen and approved the final version of the paper and have agreed to its submission for publication.

### *Hazards and human or animal subjects*

If the work involves chemicals, procedures or equipment that have any

unusual hazards inherent in their use, the author must clearly identify these in the manuscript. If the work involves the use of animal or human subjects, the author should ensure that the manuscript contains a statement that all procedures were performed in compliance with relevant laws and institutional guidelines and that the appropriate institutional committee(s) has approved them. Authors should include a statement in the manuscript that informed consent was obtained for experimentation with human subjects. The privacy rights of human subjects must always be observed.

### *Fundamental errors in published works*

When an author discovers a significant error or inaccuracy in his/her own published work, it is the author's obligation to promptly notify the journal editor or publisher and cooperate with the editor to retract or correct the paper. If the editor or the publisher learns from a third party that a published work contains a significant error, it is the obligation of the author to promptly retract or correct the paper or provide evidence to the editor of the correctness of the original paper.

## Article structure

Manuscript must consist of as follow : (1)Title, (2)Author's name, (3)Key word, (4)Abstract, (5)Nomenclature description, (6)Introduction, (7)Body (analysis, test, results and discussion, (8)Conclusion, (9)Acknowledgements, (10)Reference, (11)Appendix, etc.

### *Abstract*

A concise and factual abstract is required. The abstract should state briefly the purpose of the research, the principal results and major conclusions. An abstract should be written in around 300 words and is often presented separately from the article, so it must be able to stand alone. For this reason, References should be avoided, but if essential, then cite the author(s) and year(s). Also, non-standard or uncommon abbreviations should be avoided, but if essential they must be defined at their first mention in the abstract itself.

### *Keywords*

Immediately after the abstract, provide a maximum of 5 or 6 keywords.

### *Unit*

Use the international system units(SI). If other units are mentioned, please give their equivalent in SI.

### *Equations*

All mathematical equations should be clearly printed/typed using well accepted explanation. Superscripts and subscripts should be typed clearly above or below the base line. Equation numbers should be given in Arabic numerals enclosed in parentheses on the right-hand margin. They should be cited in the text as, for example, Eq. (1), or Eqs. (1)-(3).

### *Tables*

Tables should be numbered consecutively with Arabic numerals. Each table should be typed on a separate sheet of paper and be fully titled. All tables should be referred to in the text.

### **Figures**

All the illustrations should be of high quality meeting with the publishing requirement with legible symbols and legends. In preparing the illustrations, authors should consider a size reduction during the printing process to have acceptable line clarity and character sizes. All figures should have captions which should be supplied on a separate sheet. They should be referred to in the text as, for example, Fig. 1, or Figs. 1-3.

### **Reference**

All references should be listed at the end of the manuscripts, arranged in order. The exemplary form of listed references is as follows :

- 1) Single author : (Kim, 1998)
- 2 )Two authors: (Kim and Lee, 2000)
- 3) Three or more authors: (Kim et al., 1997)
- 4) Two or more paper: (Lee, 1995; Ryu et al., 1998)

References, including those pending publications in well-known journals or pertaining to private communications, not readily available to referees and readers will not be acceptable if the understanding of any part of any part of the submitted paper is dependent upon them. Single or two authors can be referred in the text; three or more authors should be shortened to the last name of the first author, like smith et al.

Examples:

#### **Reference to a journal publication:**

Cho, I.H. and Kim, M.H., 1998. Interactions of a Horizontal Flexible Membrane with Oblique Waves. *Journal of Fluid Mechanics*, 356(4), 139-161.

Van der Geer, J., Hanraads, J.A.J., and Lupton, R.A., 2010. The Art of Writing a Scientific Article. *Journal of Science Communication*. 163, 51-59.

#### **Reference to a book:**

Strunk, W. and White, E.B., 2000. *The Elements of Style*, 4<sup>th</sup> Edition, Longman, New York.

Schlichting, H., 1968. *Boundary Layer Theory*. 6th Edition, McGraw-Hill, New York.

#### **Reference to a proceeding:**

Aoki, S., Liu, H. and Sawaragi, T., 1994. Wave Transformation and Wave Forces on Submerged Vertical Membrane. *Proceedings of International Symposium Waves - Physical and Numerical Modeling*, Vancouver Canada, 1287-1296.

#### **Reference to a website:**

International Association of Classification Societies (IACS), 2010a. Common Structural Rules for Bulk Carriers. [Online] (Updated July 2010) Available at: <http://www.iacs-data.org.uk/> [Accessed August 2010].

### **Journal abbreviations**

Journal names should not be abbreviated.

### **Revised manuscripts**

Manuscripts reviewed that require revision should be revised and uploaded with a response to the reviewer's comment at JOET editorial manger within two months. Otherwise, the manuscript will be considered as a new manuscript when and if it is resubmitted.

### **Proofs and reprints**

Galley proofs will be provided as a PDF file to the author with reprint order and copyright transfer form. The author should return the corrected galley proofs within a week with the signed reprint order and copyright transfer form. Attention of the authors is directed to the instructions which accompany the proof, especially the requirement that all corrections, revisions, and additions be entered on the proofs and not on the manuscripts. Proofs should be carefully checked and returned to the JOET editorial office by e-mail if the changes are minimal. If the changes are extensive, proofs should be returned by fax only. Substantial changes in an article at this stage may be made at the author's expense. The reprint request form must be returned with the proof. Reprints should be made at the author's expense.

### **Peer review**

Every manuscript received is circulated to three peer reviewers. The author's name and affiliation is disclosed during review process to reviewers. The review process can be repeated till three times if the request of revision is suggested by reviewers. If the re-review is repeated more than three times, it may not be considered for publication. If two reviewers do not agree to accept the journal, it may not be also considered for publication. Usually the first review process ends within one month. Statistical Review: If there are any complicated statistical analyses in the manuscript, it may be reviewed by statistical editor.

Manuscript Editing: The finally accepted manuscript will be reviewed by manuscript editor for the consistency of the format and the completeness of references. The manuscript may be revised according to the opinion of the manuscript editor.

### **Page charge**

The charge per a paper for the publication is 150,000KRW (Express review service : 300,000KRW) up to 6 pages. Extra rate, 30,000KRW per page, will be charged for more than 6 pages. Page charge include forty copies of offprints. Offprints in color pages or extra copies of offprints will require actual expenses. The charge per a paper for the paper review is 40,000KRW. Rate for the express review service is 240,000KRW.

### **Editing checklist**

See 'Authors' checklist' for details.

### **Transfer of copyright**

Transfer of copyright can be found in submission homepage (<http://www.joet.org>).

# Authors' Checklist

The following list will be useful during the final checking of an article prior to sending it to the journal for review. Please submit this checklist to the KSOE when you submit your article.

## < Editing checklist >

- I checked my manuscript has been 'spell-checked' and 'grammar-checked'.  
나의 원고에 오타 및 문법적 오류가 있는지 확인하였습니다.

One author has been designated as the corresponding author with contact details such as

- E-mail address
  - Phone numbers
- 최소한 한명의 저자는 교신저자로 지정되었으며, 다음의 연락처가 표기되었습니다.
- 이메일 주소
  - 전화 번호

I checked abstract 1) stated briefly the purpose of the research, the principal results and major conclusions, 2) was written in around 300 words, and 3) did not contain references (but if essential, then cite the author(s) and year(s)).

- 나는 초록이 1) 간결하게 연구의 목적, 주요 결과 및 결론을 포함하고 있음을 확인하였으며, 2) 300단어 내외의 단어로 구성되었음을 확인하였으며, 3) 참고문헌을 포함하고 있지 않음을 확인하였습니다 (꼭 필요시 참고문헌 삽입 가능).

- I provided 5 or 6 keywords.  
나는 5-6개의 키워드를 사용하였습니다.

I checked manuscript consisted of as follow: 1) Title, 2) Author's name, 3) Key word, 4) Abstract, 5) Nomenclature description, 6) Introduction, 7) Body (analysis, test, results and discussion), 8) Conclusion, 9) Acknowledgements,

- 10) Reference, 11) Appendix, etc.  
나는 원고가 다음의 순서로 구성되었음을 확인하였습니다: 1) 제목, 2) 저자명, 3) 키워드, 4) 초록, 5) 기호, 6) 서론, 7) 본문 (해석, 실험, 결과, 검토), 8) 결론, 9) 후기(사사), 10) 참고문헌, 11) 부록, 등.

I checked color figures were clearly marked as being intended for color reproduction on the Web and in print, or to be reproduced in color on the Web and in black-and-white in print.

- 나는 모든 컬러 그림이 컬러 웹이 또는 컬러(또는 흑백) 인쇄물에 잘 나타날 수 있도록 선명한 그림을 사용하였음을 확인하였습니다.

- I checked all table and figure captions were written in English.  
나는 원고의 모든 표 제목과 그림 제목은 영문으로 작성되었음을 확인하였습니다.

- I checked all table and figure numbered consecutively in accordance with their appearance in the text.  
나는 본문에서 나타나는 순서대로 표 번호 및 그림 번호가 지정되었음을 확인하였습니다.

I checked abbreviations were defined at their first mention there and used with consistency throughout the article.

- 나는 영문 약자를 원고의 첫 번째 사용에서 정의하였으며, 이후 원고에서는 동일한 약자를 사용하였음을 확인하였습니다.

- I checked that references were in the correct format for the journal (See 'Guide for Authors' for details).  
나는 모든 참고문헌이 본 저널의 참고문헌 표기법(저자 가이드 참조)에 따라서 작성되었음을 확인하였습니다.

I checked all references mentioned in the Reference list were cited in the text, and vice versa.

- 나는 'References'에 존재하는 모든 참고문헌은 원고 본문에서 언급되었으며, 반대로 원고 본문에 언급된 모든 참고문헌은 'References'에 표기되었음을 확인하였습니다.

- I checked I used the international system units (SI) or SI-equivalent engineering units.  
나는 SI 단위계 또는 공학적으로 인정되어지는 단위계를 사용하였음을 확인하였습니다.

< **Submission checklist** >

- I checked the work described has not been published previously (except in the form of an abstract or as part of a published lecture or academic thesis).  
나는 본 원고의 내용이 초록, 단행본, 학위논문 등을 제외한 타 저널 등에 게재된 사실이 없음을 확인하였습니다.

- I checked when the work described has been published previously in other proceedings without copyright, it has clearly noted in the text.  
나는 본 원고의 내용이 판권이 없는 프로시딩에 게재되었던 경우 이를 원고에서 명시하였음을 확인하였습니다.

- I checked permission has been obtained for use of copyrighted material from other sources (including the Web)  
나는 웹을 포함하여 판권이 있는 자료의 사용 허가를 득했습니다.

- I have processed Plagiarism Prevention Check through reliable web sites such as [www.kci.go.kr](http://www.kci.go.kr), <http://www.ithenticate.com/>, or <https://www.copykiller.org/> for my submission.  
나는 논문 표절 유사도 검사를 마친 후 투고하였습니다.

- I agree that final decision for my final manuscript can be changed according to results of Plagiarism Prevention Check by JOET administrator.  
나의 최종본 논문에 대한 JOET 자체적인 논문 표절 유사도 검토 결과에 따라 최종 판정이 변경될 수 있다는 사실에 동의합니다.

- I checked minimum one author is member of the Korean Society of Ocean Engineers.  
나는 저자 중 1인 이상이 한국해양공학회 회원임을 확인하였습니다.

- I agreed all policies related to 'Ethical Code of Research' and 'Research and Publication Ethics' of the Korean Society of Ocean Engineers.  
나는 연구출판정책과 연구윤리규정을 확인했으며, 준수할 것을 서약합니다.

- I agreed to transfer copyright to the publisher as part of a journal publishing agreement and this article will not be published elsewhere including electronically in the same form, in English or in any other language, without the written consent of the copyright-holder.  
나는 한국해양공학회지의 저작권 정책에 동의하며, 저작권 위임동의서를 제출하겠습니다.

- I made a payment for reviewing of the manuscript, and I will make a payment for publication on acceptance of the article.  
나는 심사료를 납부하였으며, 논문 게재 확정 후 게재료를 납부하겠습니다.

- I have read and agree to the terms of Author's Checklist.  
나는 저자 체크리스트 모든 조항을 검토하였으며, 모든 조항에 동의합니다.

Title of article :

Date of submission : DD/MM/YYYY

Corresponding author : signature

Email address :

※ Print and sign completed form. Fax(+82 51 759 0657) or E-mail scanned file to [ksoehj@ksoe.or.kr](mailto:ksoehj@ksoe.or.kr)

# Research and Publication Ethics

## Authorship of the paper

Authorship should be limited to those who have made a significant contribution to the conception, design, execution, or interpretation of the reported study. All those who have made significant contributions should be listed as co-authors. Where there are others who have participated in certain substantive aspects of the research project, they should be acknowledged or listed as contributors.

The corresponding author should ensure that all appropriate co-authors and no inappropriate co-authors are included on the paper, and that all co-authors have seen and approved the final version of the paper and have agreed to its submission for publication.

## Hazards and human or animal subjects

If the work involves chemicals, procedures or equipment that have any unusual hazards inherent in their use, the author must clearly identify these in the manuscript. If the work involves the use of animal or human subjects, the author should ensure that the manuscript contains a statement that all procedures were performed in compliance with relevant laws and institutional guidelines and that the appropriate institutional committee(s) has approved them. Authors should include a statement in the manuscript that informed consent was obtained for experimentation with human subjects. The privacy rights of human subjects must always be observed.

## Fundamental errors in published works

When an author discovers a significant error or inaccuracy in his/her own published work, it is the author's obligation to promptly notify the journal editor or publisher and cooperate with the editor to retract or correct the paper. If the editor or the publisher learns from a third party that a published work contains a significant error, it is the obligation of the author to promptly retract or correct the paper or provide evidence to the editor of the correctness of the original paper.

# Ethical Codes of Research

for The Korean Society of Ocean Engineers [1, Nov. 2008 amended]

All members of The Korean Society of Ocean Engineers, by observing the following codes of conduct and regulations regarding research in the field, will contribute to the development of ocean engineering and the security and prosperity of the society and the nation, thus holding our honesty, reputation and authority in the highest standards.

## A. Foundational Spirit

1. We make a contribution to mutual prosperity of mankind through ocean development, using the knowledge and technique in the field of ocean engineering.
2. We contribute to fostering the good spirit of citizenship by conducting responsible research.
3. We make efforts to enhance our authority and competitiveness as experts in ocean engineering.

## B. Fundamental Canons

1. We consider the public security and welfare as a top priority and conform to the principle of sustainable use of ocean in conducting our research.
2. We promote professional development through performing proper research and provide young researchers with the opportunities to develop professionally.

3. We respect the public values such as honesty, accuracy, efficiency and objectivity in offering services such as providing expertise or disclosing research results.
4. We do not have unfair competitions with others and solve problems with objective information and processes when there is a clash of interests.
5. We raise common issues only through objective and fair methods.

### **C. Practical Platforms**

1. We consider the public security and welfare as a top priority and conform to the principle of sustainable use of ocean in conducting our research.
  - (a) We must acknowledge the fact that the life, security, health and welfare of the public have an absolute reliance over our products such as structures, equipments and machines that are given thought to and made into decision by engineers.
  - (b) We must not propose or approve research plans which cause harm to the public health and welfare.
  - (c) We must conform to the principle of sustainable use of ocean to enhance the quality of the public life and endeavor to improve the ocean environment.
2. We promote professional development through performing proper research and provide young researchers with the opportunities to develop professionally.
  - (a) As we build our career, we must continue to acquire new knowledge and promote intellectual development by keeping track of research results, organizing research methods and raising necessary issues voluntarily.
  - (b) We must be thoroughly honest to the contributions from cooperators, competitors and predecessors and utilize them for our professional development.
  - (c) We, as administrators, must supervise young researchers in a fair manner and, as their advisors, must assist them sincerely to grow into socially recognized members.
3. We respect the public values such as honesty, accuracy, efficiency and objectivity in offering services such as providing expertise or disclosing research results.
  - (a) When we offer service under our responsibility that involves providing professional knowledge, we must act according to professionalism as a commissioner, trying to prevent waste of resources and reporting objective facts, trustworthy data and accurate research results.
  - (b) We prohibit any fraudulent acts in conducting research such as fabrications, forgeries and plagiarism.
  - (c) We must admit our mistakes or errors when they are verified and must not try to justify them by distorting facts or data.
4. We do not have unfair competitions with others and solve problems with objective information and processes when there is a clash of interests.
  - (a) We must not distort the professional, academical qualifications of ourselves and coworkers. We must not fabricate or exaggerate our positions or authorities of the past achievements.
  - (b) Our papers must contain facts and no exaggeration that are contributed to media sources. When publishing a paper or a report which involves multiple researchers, we must allocate authors based on their levels of contributions and mention every person and institution that is concerned and provided assistance.
  - (c) We must not criticise others' achievements in an irresponsible manner by intentionally distorting their professional reputation, prospects and character in both direct and indirect ways.
  - (d) When a clash of interests occur, we must organize a committee composed of authoritative experts in the field and fairly solve the problem based on objective facts and data.
5. We raise common issues only through objective and fair methods.
  - (a) We must be thoroughly objective and honest when submitting expert reports or policy proposals and include relevant, sufficient and appropriate information.

- (b) When addressing public issues through open debates or forums, we must provide opinions based on objective facts and data and must not cause harm to the public interest by making groundless argument or being involved in private interests with others.
  - (c) We must be honest when explaining our business and its advantages, and must not try to meet our interests by damaging professional honor and coordination with coworkers.
6. All members of The Korean Society of Ocean Engineers must abide by the ethical codes of research stated above.

#### **D. The Scope of Manuscript**

1. Manuscripts include papers, technical reports and commentaries, and papers must be the ones that are not released in other journals.
2. "Journals" are the ones that have an appropriate screening of submitted theses and that are published on a regular basis.
3. All manuscripts other than the ones stated in the previous clause can be submitted such as conference papers, research reports, diploma papers and academic articles, provided that their sources are stated according to the 3rd clause of The Regulations on Paper Submission in The Journal of the Korean Society of Ocean Engineers.

#### **E. The Definitions and Types of Fraudulent Acts in Research**

1. "Fraudulent acts in research" include all affairs that violates ethical codes of research: fabrications, forgeries, plagiarism, overlapping publications and unfair marking of writers which may occur in every phase of research process, such as in a proposal, conducting, a report or presentation of research results.
2. "Fabrication and forgeries" refers to an act of distorting the content or outcome of research by making up false data or results.
3. "Plagiarism" refers to an act of unfairly employing all research results, such as others' publications, research proposals, ideas, hypotheses and theories, without a fair approval or quotation.
4. "Overlapping publications" refers to two writings published in different media sources that are totally identical in their contents or share the major contents. It is also the case of overlapping publication where the paper published later contains a slightly different viewpoint, yet contains the same or slightly different analysis on the same data from the previous paper.
5. "Unfair marking of writers" refers to an act of unfairly gaining reputation by pretending to be a real author of a paper without any participation in research.
6. Fraudulent acts also include a behavior of intentionally disturbing investigations regarding assumed misconducts in research or inflicting an injury on an informant.
7. "Other fraudulent acts in research" refers to all affairs that are generally accepted as the violations to ethical codes of research in the academia.

#### **F. Screening System, Processing Criteria and Procedure**

1. Screening System
  - (a) Authors must submit a "consent form of delegation of copyright" which necessitates an author's confirmation on any violations to ethical codes of research.
  - (b) When inspectors raise question on any violations to ethical codes of research, The Committee of Ethical Codes of Research determines its/their compliance to the regulations after examining all materials concerned and giving the contributor a chance to defend him/herself.
  - (c) When any violations to ethical codes of research are found while screening or editing (after the insertion of a paper in an academic magazine), The Committee of Ethical Codes of Research determines its/their compliance to the regulations after giving the contributor a chance to defend him/herself.
  - (d) When any violations to ethical codes of research are called into question after a paper is published, The Committee of Ethical Codes of Research determines its/their compliance to the regulations after giving the

contributor a chance to defend him/herself.

## 2. Processing Criteria

- (a) All processing criteria regarding fraudulent acts in research follow the regulations and detailed rules for operation of The Committee of Ethical Codes of Research of this society.

## 3. Processing Procedure

- (a) When any affair is determined as a violation to the ethical codes of research in the phase of submission or screening, The Editing Commission should report it to The Committee of Ethical Codes of Research.
- (b) When any affair is determined as a violation to the ethical codes of research after the insertions of a paper in an academic magazine, The Committee of Ethical Codes of Research should immediately cancel its publication and notify the cancellation to the author/s

## **G. Ethical codes of Editing**

1. The editor must a strong sense of ethics regarding the codes of conduct in research and in publication. Also, he/she must not have any personal interests with others in the process of edition.
2. The editor must thoroughly keep security in all matters related to the contribution of manuscripts, screening and publication.
3. The editor must be well-informed about the violations to ethical codes of research and make a neutral and impersonal judgement when he/she found any violations.

## Supplementary Provisions

1. Regulations stated above are enacted after 1 Nov. 2008. For the manuscripts contributed in academic magazines before 1, Nov. 2008, the 3rd clause in “D” is not applied. Also, they are not interpreted as violations to the ethical codes of research even if they did not stated their source in the journal of this society.
2. Also, for the papers applicable to the clause “D” or “E”, the writer/s can take measures such as “cancellation of a paper” based on their judgement, or “rejection of screening” if the paper is under screening.

1, Nov. 2008

The Korean Society of Ocean Engineers

[31, May 2007 enacted]

[1, Nov. 2008 amended]

# Publishing Agreement

## Article details

Article :  
Corresponding author :  
E-mail address :  
DOI :

## YOUR STATUS

I am one author signing on behalf of all co-authors of the manuscript.

## ASSIGNMENT OF COPYRIGHT

I hereby assign to Korean Society of Ocean Engineers, the copyright in the manuscript identified above and any tables, illustrations or other material submitted for publication as part of the manuscript (the "Article"). This assignment of rights means that I have granted to Korean Society of Ocean Engineers the exclusive right to publish and reproduce the Article, or any part of the Article, in print, electronic and all other media (whether now known or later developed), in any form, in all languages, throughout the world, for the full term of copyright, and the right to license others to do the same, effective when the Article is accepted for publication. This includes the right to enforce the rights granted hereunder against third parties.

## SCHOLARLY COMMUNICATION RIGHTS

I understand that no rights in patents, trademarks or other intellectual property rights are transferred to the Journal owner. As the author of the Article, I understand that I shall have: (i) the same rights to reuse the Article as those allowed to third party users of the Article under the CC-BY-NC License, as well as (ii) the right to use the Article in a subsequent compilation of my works or to extend the Article to book length form, to include

**I have read and agree to the terms of the Journal Publishing Agreement.**

Corresponding author :

name

signature

Print and sign completed form. Fax(+82 51 759 0657) or E-mail scanned file to : ksoehj@ksoe.or.kr  
(Papers will not be published unless this form is signed and returned)

the Article in a thesis or dissertation, or otherwise to use or re-use portions or excerpts in other works, for both commercial and non-commercial purposes. Except for such uses, I understand that the assignment of copyright to the Journal owner gives the Journal owner the exclusive right to make or sub-license commercial use.

## USER RIGHTS

The publisher will apply the Creative Commons Attribution-Noncommercial Works 4.0 International License (CC-BY-NC) to the Article where it publishes the Article in the journal on its online platforms on an Open Access basis.

The CC-BY-NC license allows users to copy and distribute the Article, provided this is not done for commercial purposes and further does not permit distribution of the Article if it is changed or edited in any way, and provided the user gives appropriate credit (with a link to the formal publication through the relevant DOI), provides a link to the license, and that the licensor is not represented as endorsing the use made of the work. The full details of the license are available at <http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0/legalcode>.

## REVERSION OF RIGHTS

Articles may sometimes be accepted for publication but later rejected in the publication process, even in some cases after public posting in "Articles in Press" form, in which case all rights will revert to the author.

# 한국해양공학회지(JOET) 논문투고규정 (2016. 10. 20 개정)

1. 본 학회지에 투고하고자 하는 사람은 한국해양공학회 회원임을 원칙으로 하며 공저인 경우에는 적어도 1인 이상이 회원이어야 한다. 단, 본 학회의 편집위원회가 특별히 인정한 사람은 예외로 한다.
2. 원고는 학술논문, 기술보고 및 자료를 포함하고, 학술논문의 경우 다른 학술지에 게재되지 않은 것이라야 한다. 학술지라 함은 투고 논문에 대한 적절한 심사체계와 주기적 발간이 이루어지는 저널(Journal) 등을 의미한다. 학술지 이외의 학술대회 논문, 연구 보고서, 학위논문, 학술기사 등 모든 원고는 투고가 가능하다. 또한 본 학회지에 게재되면 본 학회 편집위원회의 서면승인 없이 타학술지에 전부 또는 일부가 동일형식으로 발표되어서는 안되며, 저작권은 학회에 귀속된다.
3. 투고논문 중 학술지 이외의 학술대회 논문, 연구보고서, 학위논문, 학술기사 등의 경우는 각주를 통해서 아래 예와 같이 원고 전체 혹은 부분이 출판되었음을 명시하여야 한다.  
예) 본 논문은 2008년 제주도에에서 개최된 한국해양과학기술협의회 공동학술대회에서 발표된 논문을 근간으로 하고 있음을 밝힙니다.
4. 원고는 인터넷 상에서 WebReview 시스템을 이용하여 제출하여야 하며 이때 본 학회의 논문투고양식(template)에 맞도록 한글(Hangul) 또는 MS 워드(MS Word) 파일을 첨부로 제출하여야 한다. 원고접수 시 소정의 심사료를 납부하여야 한다. 또한 저작권 위임동의서를 학회 사무국으로 제출하여야 한다.
5. 원고가 인터넷 상에서 접수된 날을 접수일자로 한다.
6. 원고의 채택여부는 논문심사규정에 따라 정한다.
7. 학회지에 게재될 원고의 규정면수는 6면 이내이고, 규정면수를 초과할 때 저자는 소정의 게재료 이외에 초과분에 대한 게재료를 납부하여야 한다.
8. 논문원고의 체제는 다음을 원칙으로 한다. (1)제목, (2)저자명, (3)주요기술용어(Key Words), (4)영문초록, (5)기호설명, (6)서론, (7)본론(이론해석, 실험방법, 결과, 결과의 해석, 고찰), (8)결론, (9)후기, (10)참고문헌, (11)부록, 기타
9. 상세한 편집 방법은 한국해양공학회지(JOET) 템플릿을 따른다.
10. 원고에 포함될 도표 및 사진은 한글 또는 MS워드에서 처리가 가능하여야 하며 그 선명도에 대한 책임은 저자가 진다.
11. 원고 내용 및 탈오자의 책임은 저자가 진다.
12. 편집위원회는 본 학회의 논문투고규정을 따르지 않는 원고에 대하여 심사 및 게재를 거부할 수 있다.
13. 기타 본 규정에 명시되지 않은 사항(투고분야 포함)은 본 학회 편집위원회의 결정에 따른다.
14. 학회는 저자에게 별쇄본을 제공하지 않는 것을 원칙으로 하나, 필요한 경우는 저자가 실비를 부담하여야 한다.

## 한국해양공학회지

제33권 제5호(통권 제150호)

인쇄: 2019년 10월 26일

발행: 2019년 10월 31일

발행인: 윤종성

편집인: 정준모

발행소: 사단법인 한국해양공학회

부산광역시 동구 중앙대로 180번길 13, 1302호 (초량동 프레지던트오피스텔)

전화: (051)759-0656 FAX: (051)759-0657

담당: 사무국장 이희진

E-mail: ksoehj@ksoe.or.kr

Homepage: www.ksoe.or.kr

인쇄소: 한림원(주)

서울특별시 중구 퇴계로51길 20 1303(오장동, 넥서스타워)

전화: (02)2273-4201 FAX: (02)2179-9083

E-mail: hanrim@hanrimwon.co.kr



사단법인 **한국해양공학회**  
The Korean Society of Ocean Engineers