주 최 사단법인 KSOE 한국해양공학회 The Korean Society of Ocean Engineers
주 관 (사)한국해양공학회, 인하대학교 조선해양공학과
ISSN 2635-7216
후 원 KOFST 한국과학기술단체총연합회 posco 포스코대우 인하대학교 INHA UNIVERSITY

www.ksoe.or.kr

2018년도 한국해양공학회

추계학술대회 논문집

2018. 11. 15. (THU.) ~ 11. 16. (FRI.)

인천, 송도컨벤시아



2018년도 한국해양공학회
추계학술대회 및 정기총회 일정표

11월 15일(목)

장소 / 시간	제1발표장 (113호)	제2발표장 (114호)	제3발표장 (115호)	제4발표장 (116호)	제5발표장 (117호)
11:00 - 12:00	이사/평의원회 (장소: 차이홍)				
12:00 - 17:00	등 록 (장소: 113호 앞 로비)				
13:00 - 14:40	**A1, A2** 선박/해양플랫폼 - 설계, 생산, 건조 강희진	**C1, C3** 해양 재료 김현석 13:00 - 14:20	**기획A** 심해 부유식 해양 구조물의 Taut-type spread mooring 설계, 설치 기술 김봉재	**A3-1** 선박/해양플랫폼 - 유체 최용호	**A3-6** 선박/해양플랫폼 - 유체 이승재 13:00 - 14:20
14:40 - 14:50	휴 식				
14:50 - 16:30	**A4-1** 선박/해양플랫폼 - 구조,빙해공학 이탁기	**기획B** 해양플랜트 플로트오버 및 복수크레인 설치설계 핵심기술개발 성홍근 14:30 - 16:30	**기획C** LNG 화물창 신기술 양영명	**A3-2** 선박/해양플랫폼 - 유체 남보우	**E1, E2, E3** 해양 신재생에너지 배윤혁 14:30 - 16:30
16:30 - 16:40	휴 식				
16:40 - 17:20	특별강연: Decommissioning of Offshore Structures (해양구조물의 해체 및 철거) - 최한석(POSTECH) (장소: 302호)				
17:20 - 18:20	정기총회 (장소: 302호)				
18:20 - 18:40	개회식 / 시상식 (장소: 302호)				
18:40 - 20:00	만 찬 회 (장소: 302호)				

11월 16일(금)

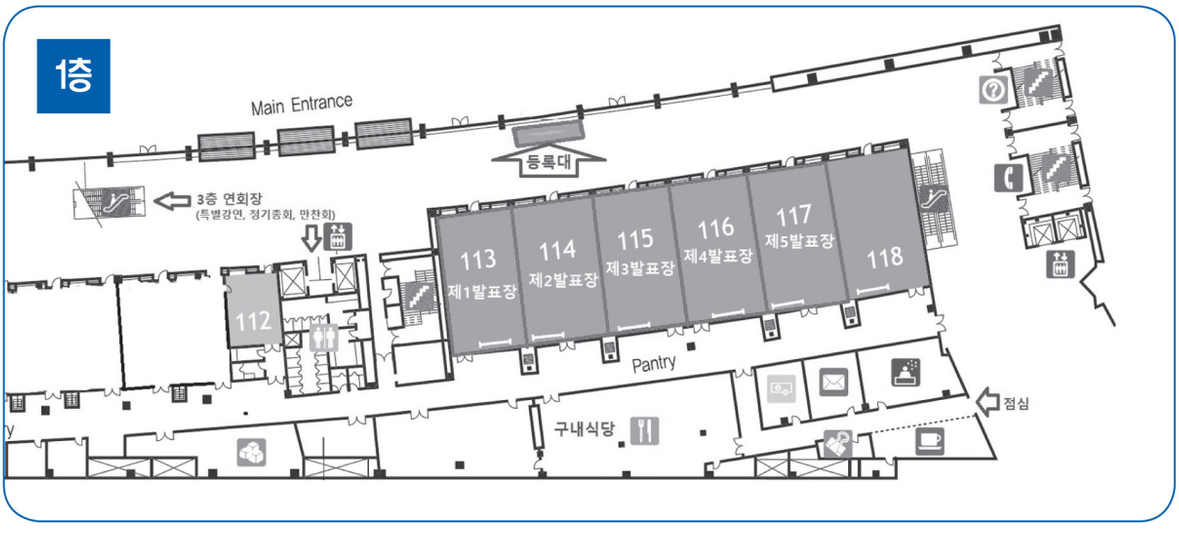
장소 / 시간	제1발표장 (113호)	제2발표장 (114호)	제3발표장 (115호)	제4발표장 (116호)	제5발표장 (117호)
08:30 - 13:00	등 록 (장소: 113호 앞 로비)				
09:00 - 10:40	**A6** 선박/해양플랫폼 - 빙해공학, 구조 장범선	**B3, B4, B5** 해양토목 - 구조, 연안방재, 설계, 시공 강태순	**A7-1** 선박/해양플랫폼 - 공정/안전 서유택	**A3-3** 선박/해양플랫폼 - 유체 백광준	**F1, F2, F3** 해양 로봇/해양 장비 김진환
10:40 - 10:50	휴 식				
10:50 - 12:30	**A4-2** 선박/해양플랫폼 - 구조 이강수	**B1** 해양토목 - 유체/수리 이우동	**A7-2, D1** 선박/해양플랫폼 - 공정/안전, 시추/탐사 임영섭	**A3-4** 선박/해양플랫폼 - 유체 정세민	
12:30 - 13:30	점 심 (장소: 1층 구내식당)				
13:30 - 15:10	**A4-3** 선박/해양플랫폼 - 구조 정준모	**기획D** 연안침식 관리 및 대응기술 실용화 허동수 13:30 - 16:30	**A7-3** 선박/해양플랫폼 - 공정/안전 허철	**A3-5** 선박/해양플랫폼 - 유체 구원철	
15:10 -16:30	휴 식				

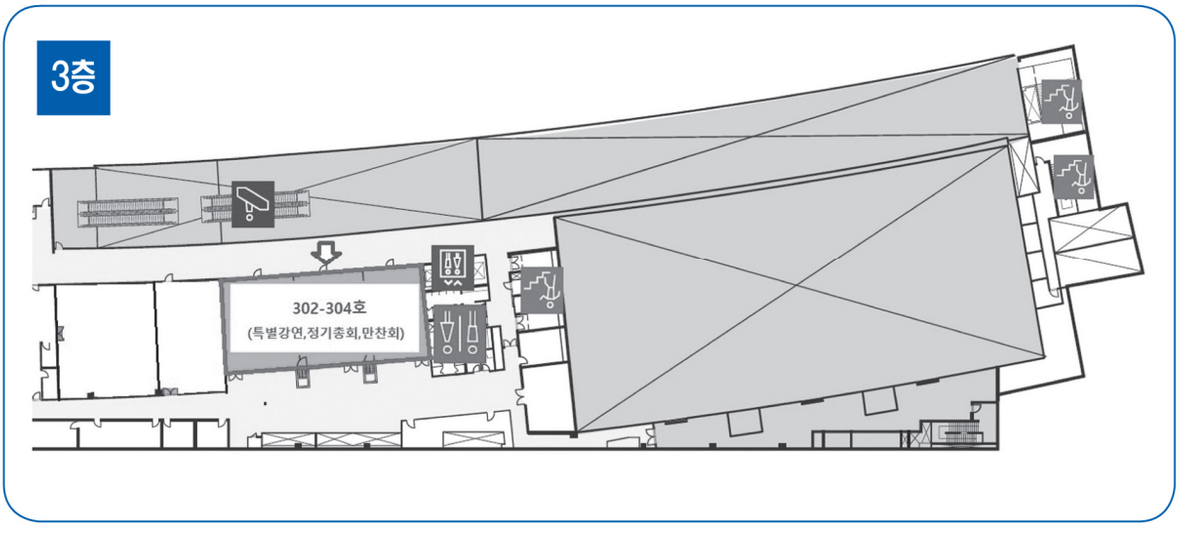
추계학술대회 세션분류표

대분류	중분류	코드	키워드
선박/ 해양플랫폼	설계	A1	시스템 설계; 시스템 신뢰성; 시스템 위험도 평가; 위험도 기반 시스템 설계; 위험도 평가 및 관리;
	생산/건조	A2	디지털 생산 공정; 생산 자동화; 설치 공법; 생산 관리; 유지보수; 생애주기 관리; CAD; 비파괴 검사; 초음파 검사; 센서 기반 계측;
	유체	A3	저항/추진; 운동/조종; DP; 계류; CFD; 해양파; 유체 충격; 유탄성; VIV/VIM; 열 유체 공학; 다상 유동; BOR/BOG;
	구조	A4	구조 강도; 내충격; 피로 강도; 구조 최적화; 구조 신뢰성; 소성 및 파괴; 진동/소음; 수중 음향; 다물체 동역학; 실선 응력 계측; 용접변형; 잔류 응력; 냉간 가공; 열간 가공; 선상 가열;
	제어	A5	DP 제어;제어 알고리즘; 제어 시스템;
	빙해공학	A6	빙 저항; 빙 하중; 빙-프로펠러 상호 작용; 빙-구조물 상호 작용; 빙역학; 실선 계측; 극지 항로; 환경 분석;
	공정/안전	A7	공정 시스템 설계; 공정 최적화; 유가스 처리/액화 공정; 위험도/신뢰도 평가; 폭발/화재 해석
해양 토목	유체/수리	B1	연안파; 하구 수리; 연안 흐름; 연안파
	구조	B2	콘크리트 구조; 지진 공학; 연안 구조물
	지반	B3	토질 역학; 기초 공학;
	연안 방재	B4	해수면 상승; 해안 침수; 해양 오염; 오염 방제; 연안방재; 연안침식; 폭풍 지진 해일;
	설계/시공	B5	구조물 설계; 공정 관리; 건설 관리;
해양 재료	금속/비금속	C1	금속/비금속 신소재 개발; 재료강도; 내충격; 피로강도; 신최성평가; 소성 및 파괴; 비파괴 평가; 재료특성 평가; 용접변형; 잔류응력; 냉간가공; 열간가공; 열처리
	유기/무기/복합	C2	유기 신소재 개발; 무기 재료; 세라믹 재료; 복합 신소재 개발; 나노소재 개발; 재료강도; 내충력; 피로강도; 신뢰성평가; 소성 및 파괴; 비파괴평가; 재료특성평가; 접합; 잔류응력; 열처리
	부식/방식	C3	부식; 방식; 도장; 표면 처리; 윤활 해석; 마찰; 마모;
자원/환경/ /물류	시추/탐사	D1	시추 공학; 물리 탐사; 해양 조사 관측;
	해양 환경	D2	환경 영향 평가; 해양 조사;
	항만 물류	D3	항만 시뮬레이션; 해양 교통;
해양 신재생 에너지	해상 풍력	E1	고정식 플랫폼 (기반 구조물); 부유식 플랫폼; 전력 변환; 에너지 전송; 풍력 발전기; 지반 공학; (해저지반); 계류;
	파력	E2	부유식 플랫폼; PTO; 전력 변환; 에너지 전송; 계류;
	조류력	E3	고정식 플랫폼 (기반 구조물); 부유식 플랫폼; 전력 변환; 에너지 전송; 조류 발전기; 지반 공학; (해저지반); 계류;
	기타 신재생에너지	E4	플랫폼 설계; 에너지 변환/전송 시스템 설계;
해양 로봇/ 해양 장비	센서 시스템	F1	센서 시스템 설계; 신호 처리;
	항법/자율	F2	수중/수상 항법; 인공 지능; 자율 제어;
	장비	F3	수중 매니퓰레이터; 수중 장비;
	공간 정보/통신	F4	해양 공간 정보; 해양 위성 항법; 수중 항법; 수상/수중 통신; 수상/수중 네트워크;

행사장 안내

■ 등록데스크 : 1층 113호 앞 로비
■ 학술발표장 : 1층 113호~117호
■ 정기총회, 특별강연, 개회식, 시상식, 만찬회 : 3층 302~304호
■ 점심장소 : 1층 구내식당





Contents

프로그램 안내 ····· 1

특별강연

특별강연

특별 1 : Decommissioning of Offshore Structures (해양구조물의 해체 및 철거) ····· 16
최한석(POSTECH)

기획세션

기획A : 심해 부유식 해양구조물의 Taut-type spread mooring 설계, 설치 기술

기획A 01 멕시코만 해역의 심해용 Semi-submersible 다점 계류시스템 설계 ····· 40
고혁준, 이상길, 박성민, 최병렬(젠텍이엔씨)
기획A 02 Taut 계류 심해 SEMI 구조물 성능평가 모형실험 ····· 44
김병완, 김현성, 김현석, 김진하, 성홍근(KRISO)
기획A 03 면내외 굽힘변형을 고려한 Taut형 계류라인의 시간영역 피로해석 ····· 48
이충현, 김유일(인하대학교)
기획A 04 Passive Heave Compensator를 고려한 Suction Pile의 심해 설치해석 ····· 53
송창우, 김봉재(삼성중공업)
기획A 05 Fiber Rope 계류시스템의 Pre-lay 설치 중 계류라인 하중특성에 관한 수치해석 ····· 57
윤상준, 김봉재(삼성중공업)

기획B : 해양플랜트 플로트오버 및 복수크레인 설치설계 핵심기술개발

기획B 01 플로트오버 설치법을 적용한 반잠수식 해양구조물의 탑사이드 설치 모형시험 연구 ····· 62
김남우, 남보우, 권용주, 박인보, 원영욱, 조석규, 성홍근(KRISO)

Contents

기획세션

기획B 02 **반잠수식 해양구조물을 위한 20,000톤급 탑사이드 플로트오버를 고려한 적재, 운송, 설치에 관한 연구** ····· 66
조상현, 황창민, 고혁준, 이상길(젠텍이엔씨), 이강수, 성홍근(KRISO)

기획B 03 **Stability Analysis of 2,700 ton Active Jack Against Outer Disturbances for Float-Over Installations in Ocean Environment** ····· 70
김용욱, 김현철(한국과학기술원), 남형우, 손작(글로리아),
이강수, 성홍근(KRISO)

기획B 04 **복수 크레인을 이용한 Flare Tower의 Lifting 작업에 대한 모형시험평가 연구** 71
하윤진, 서민국, 박인보, 원영욱, 오영재, 이용국, 남보우, 성홍근(KRISO)

기획B 05 **복수 크레인을 사용한 Flare Tower의 Turn-Over 작업에 대한 다물체 동역학 시뮬레이션 및 모형 시험 비교** ····· 75
배준혁, 차주환, 하솔(목포대학교), 남보우(KRISO)

기획B 06 **해상 설치작업용 계류 시뮬레이터 개발** ····· 79
구남국(동의대학교), 성홍근(KRISO)

기획C: LNG 화물창 신기술

기획C 01 **KC-1 LNG선 화물창 성과 및 향후 성장전략** ····· 80
김영균(한국가스공사)

기획C 02 **DSME LNG Membrane Type 화물창 기술 - SOLIDUS** ····· 81
오훈택(대우조선해양)

기획C 03 **KC-S LNG 화물창 소개 및 연료탱크 적용 기술** ····· 82
방창선, 김현철, 황정오, 이종규, 김현호(삼성중공업)

기획C 04 **LNG 탱크용 고망간강의 기술개발 현황 및 적용** ····· 83
신건, 이준태, 서도원(포스코)

기획C 05 **Type-C형 연료탱크 및 화물창용 LPV 기술 개발 및 상용화 현황** ····· 84
장대준(한국과학기술원, 래티스테크놀로지),
박근오, 조충희, 박훈진(래티스테크놀로지)

Contents

기획세션

기획D: 연안침식 관리 및 대응기술 실용화

기획D 01 **병렬계산 시스템의 구축과 활용** ····· 85
이우동, 허동수(경상대학교)

기획D 02 **동해안 하구사주 플러싱에 관한 연구** ····· 86
유하상, 권경환, 김종훈(세일종합기술공사 기술연구소)

기획D 03 **송천 하도토사의 동태적 연구** ····· 90
박상우, 김종천(하존이앤씨㈜)

기획D 04 **하구사주 형태분류에 관한 연구** ····· 94
김태우(인제대학교), 서승철(하이드로봇), 윤종성(인제대학교)

기획D 05 **폭풍조건에서의 해빈변화에 대한 K-CosMos 단기 예측 수치 모의** ····· 95
조민상, 윤현덕(명지대학교), 양정아, 손상영(고려대학교)

기획D 06 **K-CoSMoS 중기모델의 성능검증** ····· 96
양정아(고려대학교), 손상영, 조민상(명지대학교), 윤현덕

기획D 07 **샌드바이패싱의 적용 및 개선에 관한 실해역 실험** ····· 97
권혁민(경주대학교), 오세붕(영남대학교)

기획D 08 **연안침식 대응을 위한 연성공법의 적용성 검토** ····· 102
허동수, 이우동, 정연명(경상대학교)

기획D 09 **해안침식 완화를 위한 인공산호초 연성구조물 공법 적용 연구 – 3차원 수리실험 기반 지형변동 경향 분석** ····· 103
홍성훈, 김태윤, 최윤식(부산대학교), 이수지, 이광수(한오션),
허동수(경상대학교), 권순철(부산대학교)

Contents

일반세션

A1: 선박/해양플랫폼-설계

A1 01 선박의 자율운항시스템에 대한 특허정보 정량지표를 통한 기술경쟁력 분석 ····· 105
진우석, 이승주, 김성수, 김영훈(경남대학교)

A2: 선박/해양플랫폼-생산, 건조

A2 01 해양플랜트 공정 배관 임시적 유니트 사용 파이프 내부 클리닝의 청정도 품질 특성 ····· 111
박창수(KRISO)

A2 02 해양플랜트 FLNG의 Gas Dehydration 장비 품질특성 연구 ····· 112
박창수(KRISO)

A2 03 해양플랜트 프로세스 배관 High Pressure Leak Test의 절차와 품질 특성에 관한 연구 ····· 113
박창수(KRISO)

A3: 선박/해양플랫폼-유체

A3 01 한국 연안의 기상 해양 자료의 극치해석 결과 ····· 114
신다균, 박성부, 정광효(부산대학교)

A3 02 불규칙 운동하의 슬로싱 하중 예측 기법 개발 ····· 117
김지웅, Miaozi Zheng(서울대학교), 김상엽(한국선급), 김용환(서울대학교)

A3 03 통계적 독립 데이터의 극한 해석 ····· 121
최용호, 연성모, 김현조, 이동연(삼성중공업㈜)

A3 04 극저온 유체의 Filling Ratio에 따른 BOR추정에 관한 CFD 시뮬레이션 ····· 127
최재영, 전규목, 박종천(부산대학교)

A3 05 해양구조물의 갑판 침수 시 충격 압력에 대한 통계적 예측 기법에 대한 연구 ····· 128
남현승, 임동현, 김용환(서울대학교)

A3 06 해양구조물의 플레어 각도에 따른 Green Water 현상의 압력특성에 관한 연구 ····· 132
이강남, 정광효(부산대학교), 서성부(동의대학교)

A3 07 선박형 해양 구조물의 선수 사파에 기인한 측면 갑판침수현상에 대한 CFD 해석 ····· 134
황성철, 남보우, 홍사영, 김경환, 하윤진, 조석규(KRISO)

Contents

일반세션

A3 08 수직 실린더에 작용하는 극한파의 충격하중에 관한 CFD 시뮬레이션 ····· 138
박슬기, 전규목, 박종천(부산대학교)

A3 09 Experimental Study on Wave-in-deck Loading due to Irregular Wave ····· 139
Tien Trung Duong, Gang Nam Lee, Kwang Hyo Jung
(Pusan National University)

A3 10 수평관에서 중유-물 중심-환상유동(Core-annular Flow)에 대한 고찰 ····· 141
조철희, 황수진, 강요섭(인하대학교)

A3 11 이차원 미니 조파 수조용 소파 장치에 대한 실험적 연구 ····· 145
권도수, 구원철, 김성재(인하대학교)

A3 12 성층화된 유체 내에서 내부파와 표면파의 파형 변화에 관한 수치적 연구 ····· 149
이주한, 김관우, 백광준, 구원철(인하대학교), 김영규(국방과학연구소)

A3 13 방파제 연계형 진동수주실의 유체성능평가를 위한 유한요소법 기반 포텐셜 유동 수치해석 기법 개발 ····· 156
남보우, 김정석, 박세완, 김경환, 홍기용(KRISO)

A3 14 선박 측면 파공에서의 기름 유출 방지를 위해 설계된 앵커형 봉쇄장치의 유동 해석 ····· 160
김동영, 이순현, 백광준(인하대학교), 이현철(하늘연소프트)

A3 15 CFD를 이용한 규칙파 중 선체에 작용하는 유체력에 관한 수치적 연구 ····· 166
김진해, 김상현, 김현철(인하대학교)

A3 16 수치 시뮬레이션을 이용한 파랑중 등부표의 운동성능 향상에 관한 연구 ····· 172
손보훈, 정세민(조선대학교)

A3 17 부유체간 상호작용을 고려한 라이저 Hand-over 작업에 관한 수치해석 ····· 176
권용주, 남보우, 홍사영(KRISO)

A3 18 다양한 중앙단면을 가지는 선형의 횡동요 감쇠 추정 실험 연구 ····· 181
박병원, 정동우, 정재상, 박인보, 조석규, 성홍근(KRISO)

A3 19 조류 중 원형실린더 형상 구조물의 거동 감소를 위한 기술 개발 ····· 186
김재희, 조효제, 황재혁, 이태경, 최윤우, 이민준, 임재환, 김영규(한국해양대학교)

A3 20 코안다 효과를 접목한 2차원 수중익의 양항력 성능과 캐비테이션에 대한 수치적 연구 ····· 187
엄명진, 백광준(인하대학교)

A3 21 전류고정날개의 유동특성 분석을 통한 실선 반류 추정법 연구 ····· 194
이준형, 김문찬, 신용진, 강진구(부산대학교)

Contents

일반세션

A3 22 OpenFOAM을 이용한 주형체 활주형선의 저항 추정 연구 ····· 195
쉬샹위, 박호천, 염덕준(군산대학교)

A3 23 CFD해석을 통한 KVLCC2용 Twisted Rudder의 기하학적 형상 최적화 연구 ····· 199
김현웅, 김문찬, 신용진, 김명길(부산대학교)

A3 24 Experimental and Numerical Study on Hydrodynamic Performances of Globe Valve ····· 200
Quang Khai Nguyen, Gang Nam Lee, Kwang Hyo Jung
(Pusan National University)

A3 25 DP 보조계류시스템의 위치제어를 위한 그리드 기반의 제어목표점 선정 전략 ····· 202
최솔미(한국해양대학교), 이재용(동의대학교), 이승재, 이대수(한국해양대학교)

A3 26 추력분배 방법에 따른 동적위치유지 영향에 관한 연구 ····· 206
곽현욱, 남보우(KRISO)

A4: 선박/해양플랫폼-구조, 빙해공학

A4 01 Numerical Simulations of Honeycomb Sandwich Panel Structures subjected to Blast Loading ····· 211
Ameen Topa(PETRONAS University of Technology), Han Suk Choi(Pohang University of Science & Technology), Do Kyun Kim(PETRONAS University of Technology)

A4 02 종 방향 용접부착에 대한 mesh-insensitive 핫스팟 응력 계산에 관한 수치 및 실험적 연구 ····· 215
리춘보, 정준모(인하대학교)

A4 03 Effects of Collided Ship Motions on Damage Extents ····· 218
정준모, 권일리아(인하대학교)

A4 04 비선형 동적 시스템의 볼테라 미계수 추정 ····· 221
손재현, 김유일(인하대학교)

A4 05 덕트형 해저케이블 보호설비의 수중 충돌 성능 평가 ····· 225
송창용(목포대학교), 김지형(㈜아띠 기술연구소), 김정훈(한전전력연구원)

A4 06 유탄성을 고려한 초대형 광탄 운반선(VLOC)의 피로 손상 예측 ····· 226
김범일, 송강현(한국선급)

A4 07 벌크선 선측 프레임의 브라켓 토우 주요 치수 변화에 따른 피로수명 연구 ····· 231
안우성(경상대학교), 안형준(Marine Gas Consulting Co.), 이탁기(경상대학교)

Contents

일반세션

A4 08 HC-DSSE 파단 모델을 이용한 셀 요소 수치해석 기반 연성 파단 예측 ····· 232
박성주(인하대학교), 이강수(KRISO), 부락잔체릭, 정준모(인하대학교)

A4 09 유체-구조연성해석을 이용한 해저케이블 매설지반 관통 시뮬레이션 ····· 236
송창용(목포대학교), 장경호(㈜아띠 기술연구소), 김정훈(한전전력연구원)

A4 10 Door Opening부의 용접변형 제어기법에 대한 연구 ····· 237
이동훈, 서정관(부산대학교), 이명수, 현충민(삼성중공업)

A4 11 해양플랜트 구조물의 제트 화재 발생 시 보강판의 잔류강도 평가에 대한 연구 ··· 241
김정환, 하연철, 서정관(부산대학교)

A4 13 Modification of Hydrodynamic Coefficients Database in SHEAR7 for a Riser with Staggered Buoyancy Modules Subjected to VIV ····· 245
Mala Konda Reddy Lekkala, Mohammad Fakhuma Ubaidillah Bin Md Hafiz (PETRONAS University of Technology), Han Suk Choi(Pohang University of Science & Technology), Do Kyun Kim(PETRONAS University of Technology)

A4 14 2차원 수조시험기반의 파랑충격력에 의한 원형실린더구조물 응답 평가 연구 ····· 249
이강수, 하윤진, 남보우, 김경환, 홍사영(KRISO)

A4 15 부유식 해양 플랫폼 크기에 따른 면외굽힘 모멘트에 대한 연구 ····· 256
이재빈, 정준모(인하대학교)

A4 16 Dropped Object의 구조적 거동에 대한 해석적 평가법에 대한 연구 ····· 258
장범선(서울대학교), 김정, 전상배(삼성중공업), 한상웅, 주한백(서울대학교)

A6: 선박/해양플랫폼- 빙해공학, 구조

A6 01 선수선측 프레임 모형과 빙 시편을 이용한 빙 충격 신호 계측 연구 ····· 259
안세진, 이탁기(경상대학교)

A6 02 선박과 유빙 얼음의 상호 작용 예측에 관한 연구 ····· 264
한동화, 정준모(인하대학교)

A6 03 Managed Pack Ice 조건에서 유빙 입사각에 대한 Ice Load 계측 시스템 개발 ··· 266
김철희, 김영식, 송형도, 장진호(KRISO)

A6 04 영상 처리 기법을 이용한 2차원 수조에서의 규칙파 중 모형빙의 표류 운동 해석 ···· 270
신성윤, 정광효, 박성부(부산대학교), 류권규, 이재용(동의대학교),
이승재(한국해양대학교)

Contents

일반세션

A7: 선박/해양플랫폼-공정/안전

A7 01 LNG 액화공정 초구조 모델 연구 ····· 272
손희창, 임영섭(서울대학교)

A7 02 해양 가스전에 활용 가능한 MEG 재생 공정의 현장 Pilot Plant 운전 결과 분석 ····· 276
김현호, 정종연(서울대학교), 김태훈(삼성중공업), 서유택(서울대학교)

A7 03 Two-phase Flowloop를 이용한 다양한 Gas-liquid 유량에서의 Severe Slugging type 연구 ····· 279
박기흠(서울대학교), 김자경(KAIST), 서유택(서울대학교)

A7 04 EEDI Phase III 이상을 위한 Molten Carbonate Fuel Cell(MCFC) 기반의 선박 내 이산화탄소 포집 시스템 ····· 283
박현준(KAIST), 이상혁, 박성호(IAE), 장대준(KAIST)

A7 05 생산말기 유전의 생산효율 향상을 위한 가스 압축 및 주입공정 설계 ····· 287
손영훈, 이나영, 김승만, 서유택(서울대학교)

A7 06 MGO Chiller 시스템의 제어 방식에 따른 온도 동특성 연구 ····· 291
조희주(동아대학교), 김성훈((주) 마이텍), 최정호(동아대학교)

A7 07 Numerical Analysis of Depressurization Process in Deepwater Natural Gas Pipeline ····· 296
김현욱, 최윤선, 남창희, 허철(한국해양대학교), 김우식(KOGAS)

A7 08 배관 설계용 5D 캐드 시스템의 배관 압력 계산 시스템 개발 ····· 298
황세윤, 조현태, 이장현(인하대학교)

A7 09 Pre-FEED 단계에서 적용 가능한 개념적 화재 위험도 해석 통합시스템에 관한 연구 ····· 301
유채원, 장범선, 김연림(서울대학교)

A7 10 Introduction of SHWE Offshore Platform Operation HSE Case ····· 309
Jeongmoon Kim, Jonghyun Kim, Minsoo Jang, Seungdon Baek (POSCO DAEWOO)

A7 11 A Case Study of Fire Protection Facilities for Port Handling Hydrocarbones ····· 313
Byeoung Ryeol Choi(Zentech Engineering Co., Ltd.), Hyo-Jae Jo (Korea Maritime and Ocean University), Kang-Ho Lee(Zentech Engineering Co., Ltd.)

Contents

일반세션

A7 12 SCE (Safety Critical Elements) Identification and Implementation in CMMS (Computerized Maintenance Management System) ····· 321
Moohwan Cho, Sung Mok Pyo, Joseph Kim, Seungdon Baek(POSCO DAEWOO)

B1: 해양토목 – 유체/수리

B1 01 **상자형 구조물에 미치는 지진해일의 수평 파력 및 파압에 대한 수리모형실험** ····· 325
송소망(한양대학교), 박형수, Daniel Cox(오레건주립대학교), 신성원(한양대학교)

B1 02 **부채꼴 기둥을 가진 중공 원통형 어초의 기둥 개수에 따른 흐름해석** ····· 329
정소미, 이유정, 김주원, 김소정, 김송미, 나원배(부경대학교)

B1 03 **고정자망의 거동 분석을 통한 모니터링 시스템 개발** ····· 331
진충국, 김무현(Texas A&M University), 김기선(광주과학기술원)

B1 04 **기상청 바람자료를 이용한 동해 너울성 파랑 후측 모델링** ····· 335
도기덕(한국해양대학교), 김진아(한국해양과학기술원)

B1 05 **수중폭파에 의한 수면파의 생성 및 전파에 관하여** ····· 339
허동수, 이우동(경상대학교), 최규남(대우건설)

B1 06 **해수위-지하수위 차에 따른 해안지하수의 거동에 관하여** ····· 340
이우동, 김성률, 허동수(경상대학교)

B3: 해양토목 – 지반

B3 01 **대변형 유한요소 해석을 활용한 세월호 침강 후 해저면 거동 분석** ····· 341
원종화, 강효동, 김찬주(㈜포어시스)

B4: 해양토목 – 연안방재

B4 01 Coastal Hazard Monitoring using Global Navigation Satellite System (GNSS) ····· 342
박지혜, 김수경(오레건주립대학교), 신성원, 송소망(한양대학교)

B4 02 **연안재해취약성평가체계 개선** ····· 346
강태순, 김수민, 황순미, 오형민(㈜지오시스템리서치),
정광영, 김호균, 이은일(국립해양조사원)

Contents

일반세션

B4 03 **연안역 쓰나미의 동수학적 특성에 관하여** ····· 350
이우동, 김정욱, 허동수(경상대학교)

B4 04 **수중음향을 활용한 일본 지진공백역에서의 해저지진 탐지 가능성 연구** ····· 351
고명권, 양원준, 신성원, 최지웅(한양대학교)

B5: 해양토목 – 설계/시공

B5 01 **수중작업자의 운용 및 관리에 관하여** ····· 353
이우동, 허동수(경상대학교)

C1: 해양 재료– 금속/비금속

C1 01 **극지 강재의 동적 재료 특성 검증을 위한 충돌 실험 장비 및 검증 해석** ····· 354
장호상, 황세윤, 김민석, 이장현(인하대학교)

C1 02 **초탄성재료 해석을 위한 재료모델 계수에 관한 실험적 연구** ····· 357
박병재, 이강수, 기민석, 김현석, 김도엽(KRISO)

C1 03 **딥러닝기반의 이미지학습을 통한 저항 점 용접품질 검증** ····· 361
강지훈, 김재화, 구남국(동의대학교)

C3: 해양 재료– 부식/방식

C3 01 **해양플랜트 기자재 내식 성능 향상을 위한 알루미늄 표면제어기술의 실 해역 실증 시험 연구** ····· 364
성기영, 오재원, 서영균, 정정열(KRISO)

D1: 자원/환경/물류–시추/탐사

D1 01 **Application of Well Integrity Management to an Offshore Shwe Gas Field in Myanmar** ····· 368
Jooseon Park, Kanghee Park, Yoobin Lee, Seungmo Kang, Seungdon Baek (POSCO DAEWOO)

Contents

일반세션

E1: 해양 신재생 에너지 – 해상풍력

E1 01 10-MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 정상상태해석 ····· 372
안현정, 신현경(울산대학교)

E2: 해양 신재생 에너지 – 파력

E2 01 점성항 보완법을 적용한 부유체 운동 해석 ····· 375
조철희, 조성호, 조봉근(인하대학교)

E2 02 비대칭 형상 파력발전 로터의 선형 거동에 대한 실험적 연구 ····· 381
김동은, Sunny Kumar Poguluri, 고행식, 배윤혁(제주대학교)

E2 03 제주 서부해역에 적합한 비대칭 형상 파력발전장치의 비선형 거동에 대한 모형실험 및 수치해석 ····· 386
고행식, 김동은, 배윤혁(제주대학교)

E2 04 배열식 파력발전장치의 운동해석을 통한 플랫폼 형상설계에 관한 수치적 연구 ··· 390
박지용, 남보우, 신승호(KRISO)

E3: 해양 신재생 에너지 – 조류력

E3 01 부유식 수중 조류발전장치 계류시스템 설계 ····· 394
조철희, 문건웅, 박홍재(인하대학교)

F1: 해양 로봇 / 해양 장비 – 센서 시스템

F1 01 연안 환경 관측을 위한 광대역 음향 송수신 시스템 ····· 398
강진성, 이기배, 허강수, 최미흥(경원산업㈜)

F2: 해양 로봇 / 해양 장비 – 항법/자율

F2 01 해양 재난 사고 대응을 위한 다수 자율 이동체의 임무 계획 ····· 401
윤석민, 도학기, 김진환(KAIST)

Contents

일반세션

F2 02 **단안 카메라 영상을 이용한 합성곱 신경망 기반 선박 탐지 및 추적** ····· 405
김종휘, 김근환, 이찬규, 김진환(KAIST), 이필엽(한화시스템)

F2 03 **심층강화학습을 이용한 무인수상선의 충돌회피** ····· 409
우주현, 김낙완(서울대학교)

F3: 해양 로봇 / 해양 장비 – 장비

F3 01 **수중 환경 데이터 획득을 위한 무인 수상선 형의 로봇 개발** ····· 413
이윤건, 박정홍, 최진우, 정종대, 최현택(KRISO)

2018년도 한국해양공학회 추계학술대회

프로그램 안내

특별강연 / 정기총회 / 개회식 및 시상식 / 만찬회

2018년 11월 15일 (목)

특별강연

11월 15일(목) 16:40–17:20, 302호

사회: 권순철(부산대학교)

Decommissioning of Offshore Structures (해양구조물의 해체 및 철거)

연사: 최한석(POSTECH)

정기총회

11월 15일(목) 17:20–18:20, 302호

사회: 권순철(부산대학교)

I. 개회

II. 경과보고

III. 예산 및 사업계획

IV. 폐회 및 기념촬영

개회식 및 시상식 / 만찬회

11월 15일(목) 17:20–20:00, 302호

사회: 권순철(부산대학교)

I. 개회사 : 윤종성 한국해양공학회 회장 (인제대학교 교수)

II. 환영사

- 조명우 인하대학교 총장
- 허종식 인천광역시 정무부시장
- 조철희 학술대회조직위원장 (인하대학교 교수)

III. 시상식

- 한국해양공학회상
- 2018년도 한국해양공학회 춘계(공동)학술대회 학생우수논문발표상

IV. 기념촬영

V. 만찬회

기획세션

11월 15일(목)

기획A: 심해 부유식 해양구조물의 Taut-type spread mooring 설계, 설치 기술

11월 15일(목) 13:00-14:40, 제3발표장[115호]

좌장 : 김봉재(삼성중공업)

기획A 01 멕시코만 해역의 심해용 Semi-submersible 다점 계류시스템 설계
고혁준, 이상길, 박성민, 최병렬(젠텍이엔씨)

기획A 02 Taut 계류 심해 SEMI 구조물 성능평가 모형실험
김병완, 김현성, 김현석, 김진하, 성홍근(KRISO)

기획A 03 면내외 굽힘변형을 고려한 Taut형 계류라인의 시간영역 피로해석
이충현, 김유일(인하대학교)

기획A 04 Passive Heave Compensator를 고려한 Suction Pile의 심해 설치해석
송창우, 김봉재(삼성중공업)

기획A 05 Fiber Rope 계류시스템의 Pre-lay 설치 중 계류라인 하중특성에 관한 수치해석
윤상준, 김봉재(삼성중공업)

기획B: 해양플랜트 플로트오버 및 복수크레인 설치설계 핵심기술개발

11월 15일(목) 14:30-16:30, 제2발표장[114호]

좌장: 성홍근(KRISO)

기획B 01 플로트오버 설치법을 적용한 반잠수식 해양구조물의 탑사이드 설치 모형시험 연구
김남우, 남보우, 권용주, 박인보, 원영욱, 조석규, 성홍근(KRISO)

기획B 02 반잠수식 해양구조물을 위한 20,000톤급 탑사이드 플로트오버를 고려한 적재, 운송, 설치에 관한 연구
조상현, 황창민, 고혁준, 이상길(젠텍이엔씨), 이강수, 성홍근(KRISO)

기획B 03 Stability Analysis of 2,700 ton Active Jack Against Outer Disturbances for Float-Over Installations in Ocean Environment
김용욱, 김현철(한국과학기술원), 남형우, 손작(글로리아), 이강수, 성홍근(KRISO)

기획B 04 복수 크레인을 이용한 Flare Tower의 Lifting 작업에 대한 모형시험평가 연구
하윤진, 서민국, 박인보, 원영욱, 오영재, 이용국, 남보우, 성홍근(KRISO)

기획B 05 복수 크레인을 사용한 Flare Tower의 Turn-Over 작업에 대한 다물체 동역학 시뮬레이션 및 모형 시험 비교
배준혁, 차주환, 하솔(목포대학교), 남보우(KRISO)

기획B 06 해상 설치작업용 계류 시뮬레이터 개발
구남국(동의대학교), 성홍근(KRISO)

기획세션

11월 15일(목)

기획C: LNG 화물창 신기술

11월 15일(목) 14:50-16:30, 제3발표장[115호]

좌장: 양영명(KOGAS)

기획C 01 KC-1 LNG선 화물창 성과 및 향후 성장전략
김영균(한국가스공사)

기획C 02 DSME LNG Membrane Type 화물창 기술 – SOLIDUS
오훈택(대우조선해양)

기획C 03 KC-S LNG 화물창 소개 및 연료탱크 적용 기술
방창선, 김현철, 황정오, 이종규, 김현호(삼성중공업)

기획C 04 LNG 탱크용 고망간강의 기술개발 현황 및 적용
신건, 이준태, 서도원(포스코)

기획C 05 Type-C형 연료탱크 및 화물창용 LPV 기술 개발 및 상용화 현황
장대준(한국과학기술원, 래티스테크놀로지), 박근오, 조충희, 박훈진(래티스테크놀로지)

11월 16일(금)

기획D: 연안침식 관리 및 대응기술 실용화

11월 16일(금) 13:30-16:30, 제2발표장[114호]

좌장: 허동수(경상대학교)

기획D 01 병렬계산 시스템의 구축과 활용
이우동, 허동수(경상대학교)

기획D 02 동해안 하구사주 플러싱에 관한 연구
유하상, 권경환, 김종훈(세일종합기술공사 기술연구소)

기획D 03 송천 하도토사의 동태적 연구
박상우, 김종천(하존이앤씨㈜)

기획D 04 하구사주 형태분류에 관한 연구
김태우(인제대학교), 서승철(하이드로봇), 윤종성(인제대학교)

기획D 05 폭풍조건에서의 해빈변화에 대한 K-CosMos 단기 예측 수치 모의
조민상, 윤현덕(명지대학교), 양정아, 손상영(고려대학교)

기획세션

11월 16일(금)

기획D 06 K-CoSMoS 중기모델의 성능검증

양정아(고려대학교), 손상영, 조민상(명지대학교), 윤현덕

기획D 07 샌드바이패싱의 적용 및 개선에 관한 실해역 실험

권혁민(경주대학교), 오세붕(영남대학교)

기획D 08 연안침식 대응을 위한 연성공법의 적용성 검토

허동수, 이우동, 정연명(경상대학교)

기획D 09 해안침식 완화를 위한 인공산호초 연성구조물 공법 적용 연구 – 3차원 수리실험 기반 지형변동 경향 분석

홍성훈, 김태윤, 최윤식(부산대학교), 이수지, 이광수(한오션), 허동수(경상대학교), 권순철(부산대학교)

일반세션

11월 15일(목)

A1, A2: 선박/해양플랫폼 – 설계, 생산, 건조

11월 15일(목) 13:00-14:40, 제1발표장[113호]

좌장: 강희진(KRISO)

A2 01 **해양플랜트 공정 배관 임시적 유니트 사용 파이프 내부 클리닝의 청정도 품질 특성**
박창수(KRISO)

A1 01 **선박의 자율운항시스템에 대한 특허정보 정량지표를 통한 기술경쟁력 분석**
진우석, 이승주, 김성수, 김영훈(경남대학교)

A2 02 **해양플랜트 FLNG의 Gas Dehydration 장비 품질특성 연구**
박창수(KRISO)

A2 03 **해양플랜트 프로세스 배관 High Pressure Leak Test의 절차와 품질 특성에 관한 연구**
박창수(KRISO)

A3-1: 선박/해양플랫폼 – 유체

11월 15일(목) 13:00-14:40, 제4발표장[116호]

좌장: 최용호(삼성중공업)

A3 01 **한국 연안의 기상 해양 자료의 극치해석 결과**
신다균, 박성부, 정광효(부산대학교)

A3 02 **불규칙 운동하의 슬로싱 하중 예측 기법 개발**
김지웅, Miaozi Zheng(서울대학교), 김상엽(한국선급), 김용환(서울대학교)

A3 03 **통계적 독립 데이터의 극한 해석**
최용호, 연성모, 김현조, 이동연(삼성중공업㈜)

A3 04 **극저온 유체의 Filling Ratio에 따른 BOR추정에 관한 CFD 시뮬레이션**
최재영, 전규목, 박종천(부산대학교)

일반세션

11월 15일(목)

A3-2: 선박/해양플랫폼 - 유체

11월 15일(목) 14:50-16:30, 제4발표장[116호]

좌장: 남보우(KRISO)

A3 05 **해양구조물의 갑판 침수 시 충격 압력에 대한 통계적 예측 기법에 대한 연구**
남현승, 임동현, 김용환(서울대학교)

A3 06 **해양구조물의 플레어 각도에 따른 Green Water 현상의 압력특성에 관한 연구**
이강남, 정광효(부산대학교), 서성부(동의대학교)

A3 07 **선박형 해양 구조물의 선수 사파에 기인한 측면 갑판침수현상에 대한 CFD 해석**
황성철, 남보우, 홍사영, 김경환, 하윤진, 조석규(KRISO)

A3 08 **수직 실린더에 작용하는 극한파의 충격하중에 관한 CFD 시뮬레이션**
박슬기, 전규목, 박종천(부산대학교)

A3 09 **Experimental Study on Wave-in-deck Loading due to Irregular Wave**
Tien Trung Duong, Gang Nam Lee, Kwang Hyo Jung(Pusan National University)

A3-6: 선박/해양플랫폼 - 유체

11월 15일(목) 13:00-14:20, 제5발표장[117호]

좌장: 이승재(한국해양대학교)

A3 25 **DP 보조계류시스템의 위치제어를 위한 그리드 기반의 제어목표점 선정 전략**
최솔미(한국해양대학교), 이재용(동의대학교), 이승재, 이대수(한국해양대학교)

A3 26 **추력분배 방법에 따른 동적위치유지 영향에 관한 연구**
곽현욱, 남보우(KRISO)

일반세션

11월 15일(목)

A4-1: 선박/해양플랫폼 - 구조, 빙해공학

11월 15일(목) 14:50-16:30, 제1발표장[113호]

좌장: 이탁기(경상대학교)

A4 01 Numerical Simulations of Honeycomb Sandwich Panel Structures subjected to Blast Loading

Ameen Topa(PETRONAS University of Technology), Han Suk Choi(Pohang University of Science & Technology), Do Kyun Kim(PETRONAS University of Technology)

A4 02 **종 방향 용접부착에 대한 mesh-insensitive 핫스팟 응력 계산에 관한 수치 및 실험적 연구**

리춘보, 정준모(인하대학교)

A6 01 **선수선측 프레임 모형과 빙 시편을 이용한 빙 충격 신호 계측 연구**

안세진, 이탁기(경상대학교)

A4 03 Effects of Collided Ship Motions on Damage Extents

정준모, 권일리아(인하대학교)

A4 04 **비선형 동적 시스템의 볼테라 미계수 추정**

손재현, 김유일(인하대학교)

C1, C3: 해양 재료 - 금속/비금속, 부식/방식

11월 15일(목) 13:00-14:20, 제2발표장[114호]

좌장: 김현석(KRISO)

C1 01 **극지 강재의 동적 재료 특성 검증을 위한 충돌 실험 장비 및 검증 해석**

장호상, 황세윤, 김민석, 이장현(인하대학교)

C1 02 **초탄성재료 해석을 위한 재료모델 계수에 관한 실험적 연구**

박병재, 이강수, 기민석, 김현석, 김도엽(KRISO)

C1 03 **딥러닝기반의 이미지학습을 통한 저항 점 용접품질 검증**

강지훈, 김재화, 구남국(동의대학교)

C3 01 **해양플랜트 기자재 내식 성능 향상을 위한 알루미늄 표면제어기술의 실 해역 실증 시험 연구**

성기영, 오재원, 서영균, 정정열(KRISO)

일반세션

11월 15일(목)

E1, E2, E3: 해양 신재생 에너지 – 해상풍력, 파력

11월 15일(목) 14:30–16:30, 제5발표장[117호]

좌장: 배윤혁(제주대학교)

E1 01 **10–MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 정상상태해석**
안현정, 신현경(울산대학교)

E2 01 **점성항 보완법을 적용한 부유체 운동 해석**
조철희, 조성호, 조봉근(인하대학교)

E2 02 **비대칭 형상 파력발전 로터의 선형 거동에 대한 실험적 연구**
김동은, Sunny Kumar Poguluri, 고행식, 배윤혁(제주대학교)

E2 03 **제주 서부해역에 적합한 비대칭 형상 파력발전장치의 비선형 거동에 대한 모형실험 및 수치해석**
고행식, 김동은, 배윤혁(제주대학교)

E2 04 **배열식 파력발전장치의 운동해석을 통한 플랫폼 형상설계에 관한 수치적 연구**
박지용, 남보우, 신승호(KRISO)

E3 01 **부유식 수중 조류발전장치 계류시스템 설계**
조철희, 문건웅, 박홍재(인하대학교)

일반세션

11월 16일(금)

A3-3: 선박/해양플랫폼 - 유체

11월 16일(금) 09:00-10:40, 제4발표장[116호]

좌장: 백광준(인하대학교)

A3 10 **수평관에서 중유-물 중심-환상유동(Core-annular Flow)에 대한 고찰**
조철희, 황수진, 강요섭(인하대학교)

A3 11 **이차원 미니 조파 수조용 소파 장치에 대한 실험적 연구**
권도수, 구원철, 김성재(인하대학교)

A3 12 **성층화된 유체 내에서 내부파와 표면파의 파형 변화에 관한 수치적 연구**
이주한, 김관우, 백광준, 구원철(인하대학교), 김영규(국방과학연구소)

A3 13 **방파제 연계형 진동수주실의 유체성능평가를 위한 유한요소법 기반 포텐셜 유동 수치해석 기법 개발**
남보우, 김정석, 박세완, 김경환, 홍기용(KRISO)

A3 14 **선박 측면 파공에서의 기름 유출 방지를 위해 설계된 앵커형 봉쇄장치의 유동 해석**
김동영, 이순현, 백광준(인하대학교), 이현철(하늘연소프트)

A3-4: 선박/해양플랫폼 - 유체

11월 16일(금) 10:50-12:30, 제4발표장[116호]

좌장: 정세민(조선대학교)

A3 15 **CFD를 이용한 규칙파 중 선체에 작용하는 유체력에 관한 수치적 연구**
김진해, 김상현, 김현철(인하대학교)

A3 16 **수치 시뮬레이션을 이용한 파랑중 등부표의 운동성능 향상에 관한 연구**
손보훈, 정세민(조선대학교)

A3 17 **부유체간 상호작용을 고려한 라이저 Hand-over 작업에 관한 수치해석**
권용주, 남보우, 홍사영(KRISO)

A3 18 **다양한 중앙단면을 가지는 선형의 횡동요 감쇠 추정 실험 연구**
박병원, 정동우, 정재상, 박인보, 조석규, 성홍근(KRISO)

A3 19 **조류 중 원형실린더 형상 구조물의 거동 감소를 위한 기술 개발**
김재희, 조효제, 황재혁, 이태경, 최윤우, 이민준, 임재환, 김영규(한국해양대학교)

일반세션

11월 16일(금)

A3-5: 선박/해양플랫폼 - 유체

11월 16일(금) 13:30-15:10, 제4발표장[116호]

좌장: 구원철(인하대학교)

A3 20 **코안다 효과를 접목한 2차원 수중익의 양항력 성능과 캐비테이션에 대한 수치적 연구**
엄명진, 백광준(인하대학교)

A3 21 **전류고정날개의 유동특성 분석을 통한 실선 반류 추정법 연구**
이준형, 김문찬, 신용진, 강진구(부산대학교)

A3 22 **OpenFOAM을 이용한 주형체 활주형선의 저항 추정 연구**
쉬샹위, 박호천, 염덕준(군산대학교)

A3 23 **CFD해석을 통한 KVLCC2용 Twisted Rudder의 기하학적 형상 최적화 연구**
김현웅, 김문찬, 신용진, 김명길(부산대학교)

A3 24 **Experimental and Numerical Study on Hydrodynamic Performances of Globe Valve**
Quang Khai Nguyen, Gang Nam Lee, Kwang Hyo Jung(Pusan National University)

A4-2: 선박/해양플랫폼 - 구조

11월 16일(금) 10:50-12:30, 제1발표장[113호]

좌장: 이강수(KRISO)

A4 05 **덕트형 해저케이블 보호설비의 수중 충돌 성능 평가**
송창용(목포대학교), 김지형(㈜아띠 기술연구소), 김정훈(한전전력연구원)

A4 06 **유탄성을 고려한 초대형 광탄 운반선(VLOC)의 피로 손상 예측**
김범일, 송강현(한국선급)

A4 07 **벌크선 선측 프레임의 브라켓 토우 주요 치수 변화에 따른 피로수명 연구**
안우성(경상대학교), 안형준(Marine Gas Consulting Co.), 이탁기(경상대학교)

A4 08 **HC-DSSE 파단 모델을 이용한 셸 요소 수치해석 기반 연성 파단 예측**
박성주(인하대학교), 이강수(KRISO), 부락잔체릭, 정준모(인하대학교)

A4 09 **유체-구조연성해석을 이용한 해저케이블 매설지반 관통 시뮬레이션**
송창용(목포대학교), 장경호(㈜아띠 기술연구소), 김정훈(한전전력연구원)

일반세션

11월 16일(금)

A4-3: 선박/해양플랫폼 - 구조

11월 16일(금) 13:30-15:10, 제1발표장[113호]

좌장: 정준모(인하대학교)

A4 10 Door Opening부의 용접변형 제어기법에 대한 연구
이동훈, 서정관(부산대학교), 이명수, 현충민(삼성중공업)

A4 11 해양플랜트 구조물의 제트 화재 발생 시 보강판의 잔류강도 평가에 대한 연구
김정환, 하연철, 서정관(부산대학교)

A4 13 Modification of Hydrodynamic Coefficients Database in SHEAR7 for a Riser with Staggered Buoyancy Modules Subjected to VIV
Mala Konda Reddy Lekkala, Mohammad Fakhuma Ubaidillah Bin Md Hafiz (PETRONAS University of Technology), Han Suk Choi(Pohang University of Science & Technology), Do Kyun Kim(PETRONAS University of Technology)

A4 14 2차원 수조시험기반의 파랑충격력에 의한 원형실린더구조물 응답 평가 연구
이강수, 하윤진, 남보우, 김경환, 홍사영(KRISO)

A4 15 부유식 해양 플랫폼 크기에 따른 면외굽힘 모멘트에 대한 연구
이재빈, 정준모(인하대학교)

A6: 선박/해양플랫폼 - 빙해공학, 구조

11월 16일(금) 09:00-10:40, 제1발표장[113호]

좌장: 장범선(서울대학교)

A6 02 선박과 유빙 얼음의 상호 작용 예측에 관한 연구
한동화, 정준모(인하대학교)

A4 16 Dropped Object의 구조적 거동에 대한 해석적 평가법에 대한 연구
장범선(서울대학교), 김정, 전상배(삼성중공업), 한상웅, 주한백(서울대학교)

A6 03 Managed Pack Ice 조건에서 유빙 입사각에 대한 Ice Load 계측 시스템 개발
김철희, 김영식, 송형도, 장진호(KRISO)

A6 04 영상 처리 기법을 이용한 2차원 수조에서의 규칙파 중 모형빙의 표류 운동 해석
신성윤, 정광효, 박성부(부산대학교), 류권규, 이재용(동의대학교),
이승재(한국해양대학교)

일반세션

11월 16일(금)

A7-1: 선박/해양플랫폼 - 공정/안전

11월 16일(금) 09:00-10:40, 제3발표장[115호]

좌장: 서유택(서울대학교)

A7 01 **LNG 액화공정 초구조 모델 연구**

손희창, 임영섭(서울대학교)

A7 02 **해양 가스전에 활용 가능한 MEG 재생 공정의 현장 Pilot Plant 운전 결과 분석**

김현호, 정종연(서울대학교), 김태훈(삼성중공업), 서유택(서울대학교)

A7 03 **Two-phase Flowloop를 이용한 다양한 Gas-liquid 유량에서의 Severe Slugging type 연구**

박기흠(서울대학교), 김자경(KAIST), 서유택(서울대학교)

A7 04 **EEDI Phase III 이상을 위한 Molten Carbonate Fuel Cell(MCFC) 기반의 선박 내 이산화탄소 포집 시스템**

박현준(KAIST), 이상혁, 박성호(IAE), 장대준(KAIST)

A7-2: 선박/해양플랫폼 - 공정/안전
D1: 자원/환경/물류 - 시추/탐사

11월 16일(금) 10:50-12:30, 제3발표장[115호]

좌장: 임영섭(서울대학교)

A7 05 **생산말기 유전의 생산효율 향상을 위한 가스 압축 및 주입공정 설계**

손영훈, 이나영, 김승만, 서유택(서울대학교)

A7 06 **MGO Chiller 시스템의 제어 방식에 따른 온도 동특성 연구**

조희주(동아대학교), 김성훈((주) 마이텍), 최정호(동아대학교)

A7 07 **Numerical Analysis of Depressurization Process in Deepwater Natural Gas Pipeline**

김현욱, 최윤선, 남창희, 허철(한국해양대학교), 김우식(KOGAS)

D1 01 **Application of Well Integrity Management to an Offshore Shwe Gas Field in Myanmar**

Jooseon Park, Kanghee Park, Yoobin Lee, Seungmo Kang, Seungdon Baek (POSCO DAEWOO)

일반세션

11월 16일(금)

A7-3: 선박/해양플랫폼 - 공정/안전

11월 16일(금) 13:30-15:10, 제3발표장[115호]

좌장: 허철(한국해양대학교)

A7 08 **배관 설계용 5D 캐드 시스템의 배관 압력 계산 시스템 개발**
황세윤, 조현태, 이장현(인하대학교)

A7 09 **Pre-FEED 단계에서 적용 가능한 개념적 화재 위험도 해석 통합시스템에 관한 연구**
유채원, 장범선, 김연림(서울대학교)

A7 10 **Introduction of SHWE Offshore Platform Operation HSE Case**
Jeongmoon Kim, Jonghyun Kim, Minsoo Jang, Seungdon Baek(POSCO DAEWOO)

A7 11 **A Case Study of Fire Protection Facilities for Port Handling Hydrocarbones**
Byeoung Ryeol Choi(Zentech Engineering Co., Ltd.), Hyo-Jae Jo(Korea Maritime and Ocean University), Kang-Ho Lee(Zentech Engineering Co., Ltd.)

A7 12 **SCE (Safety Critical Elements) Identification and Implementation in CMMS (Computerized Maintenance Management System)**
Moohwan Cho, Sung Mok Pyo, Joseph Kim, Seungdon Baek(POSCO DAEWOO)

B1: 해양토목 - 유체/수리

11월 16일(금) 10:50-12:30, 제2발표장[114호]

좌장: 이우동(경상대학교)

B1 01 **상자형 구조물에 미치는 지진해일의 수평 파력 및 파압에 대한 수리모형실험**
송소망(한양대학교), 박형수, Daniel Cox(오레건주립대학교), 신성원(한양대학교)

B1 02 **부채꼴 기둥을 가진 중공 원통형 어초의 기둥 개수에 따른 흐름해석**
정소미, 이유정, 김주원, 김소정, 김송미, 나원배(부경대학교)

B1 03 **고정자망의 거동 분석을 통한 모니터링 시스템 개발**
진충국, 김무현(Texas A&M University), 김기선(광주과학기술원)

B1 04 **기상청 바람자료를 이용한 동해 너울성 파랑 후측 모델링**
도기덕(한국해양대학교), 김진아(한국해양과학기술원)

B1 05 **수중폭파에 의한 수면파의 생성 및 전파에 관하여**
허동수, 이우동(경상대학교), 최규남(대우건설)

B1 06 **해수위-지하수위 차에 따른 해안지하수의 거동에 관하여**
이우동, 김성률, 허동수(경상대학교)

일반세션

11월 16일(금)

B3, B4, B5: 해양토목 – 지반, 연안방재, 설계/시공

11월 16일(금) 09:00–10:40, 제2발표장[114호]

좌장: 강태순(지오시스템리서치)

B3 01 대변형 유한요소 해석을 활용한 세월호 침강 후 해저면 거동 분석
원종화, 강효동, 김찬주(㈜포어시스)

B4 01 Coastal Hazard Monitoring using Global Navigation Satellite System (GNSS)
박지혜, 김수경(오레건주립대학교), 신성원, 송소망(한양대학교)

B4 02 연안재해취약성평가체계 개선
강태순, 김수민, 황순미, 오형민(㈜지오시스템리서치), 정광영, 김호균, 이은일(국립해양조사원)

B4 03 연안역 쓰나미의 동수학적 특성에 관하여
이우동, 김정욱, 허동수(경상대학교)

B4 04 수중음향을 활용한 일본 지진공백역에서의 해저지진 탐지 가능성 연구
고명권, 양원준, 신성원, 최지웅(한양대학교)

B5 01 수중작업자의 운용 및 관리에 관하여
이우동, 허동수(경상대학교)

F1, F2, F3: 해양 로봇/해양 장비 – 센서 시스템, 항법/자율, 장비

11월 16일(금) 09:00–10:40, 제5발표장[117호]

좌장: 김진환(KAIST)

F1 01 연안 환경 관측을 위한 광대역 음향 송수신 시스템
강진성, 이기배, 허강수, 최미흥(경원산업㈜)

F2 01 해양 재난 사고 대응을 위한 다수 자율 이동체의 임무 계획
윤석민, 도학기, 김진환(KAIST)

F2 02 단안 카메라 영상을 이용한 합성곱 신경망 기반 선박 탐지 및 추적
김종휘, 김근환, 이찬규, 김진환(KAIST), 이필엽(한화시스템)

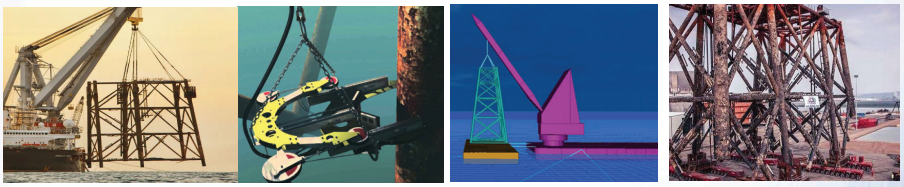
F2 03 심층강화학습을 이용한 무인수상선의 충돌회피
우주현, 김낙완(서울대학교)

F3 01 수중 환경 데이터 획득을 위한 무인 수상선 형의 로봇 개발
이윤건, 박정홍, 최진우, 정종대, 최현택(KRISO)

2018년도 한국해양공학회 추계학술대회

특별강연

Decommissioning of Offshore Platforms



KSOE 2018 Fall Conference

Han Suk Choi

POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

Contents

1. What is decommissioning?

2. Major Decommissioning Projects in North Sea

3. Rules & Regulations

4. What is important for decommissioning?

POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

Before we begin, Let's Remove PreConceptions ...

Decommissioning is NOT.....

1. a 'scrapping' job
2. 'reverse' of installation
3. unregulated
4. cheap!
5. without issues...

POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

Life Cycle of an Offshore Platform (typical)



POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

1. So, What is Decommissioning?

"Decommissioning is the final stage in the life cycle of an offshore structure, where all wells are plugged and abandoned, the platform and associated facilities are removed, and the seafloor cleared of all obstructions created by the operations"

(M.Kaiser,2013)

POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

Decommissioning process encompassing pre and post removal.....

"Decommissioning is the process which the operator of an offshore installation carries out to plan, gain approval for and implement the cleaning, removal, disposal or re use of the installation when it is no longer needed for its current purpose."

POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

1. What is Decommissioning? Process?



Source: TBS Ofshore

POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

How may platforms are to be decommissioned?

- NS: 1357 offshore installations: 20% over 30 yrs old
- SE Asian (GOT, S China Sea): 444 installations (20-30 yrs),
  389 installations over 30 yrs

POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

OIL & GAS UK

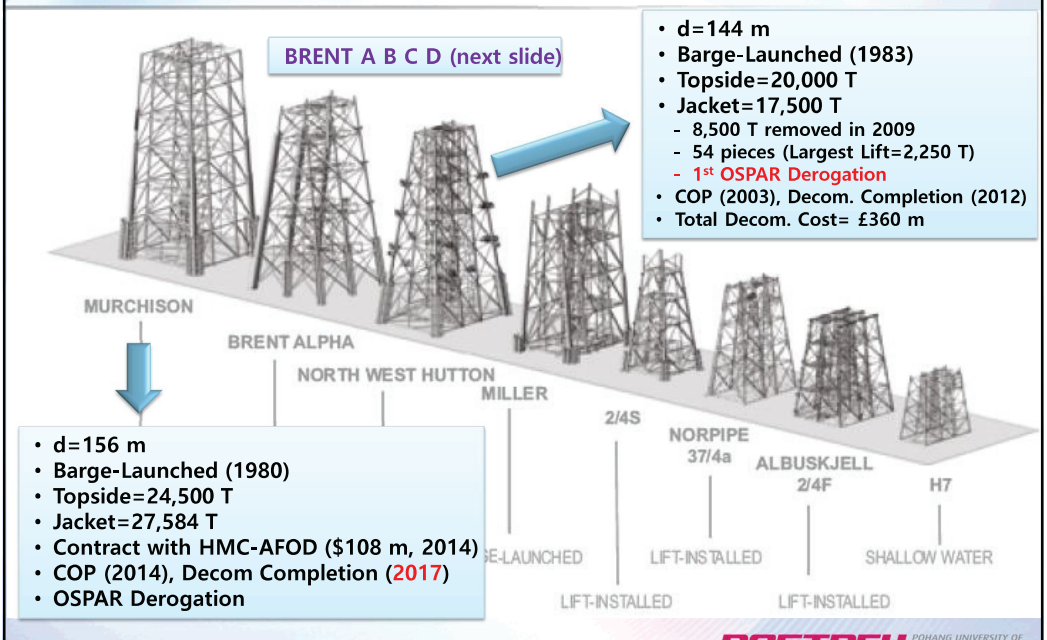
2. Major Decommissioning Projects in North Sea

Han Suk Choi

2018

POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

Steel Piled Jackets in North Sea

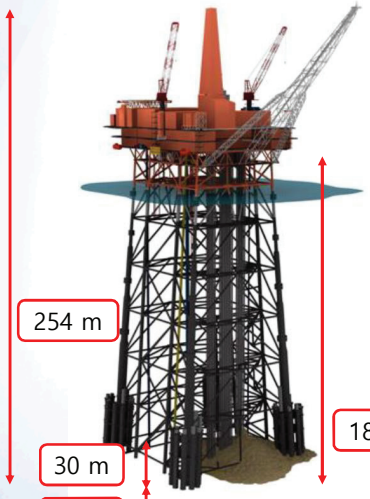


- d=144 m
- Barge-Launched (1983)
- Topside=20,000 T
- Jacket=17,500 T
  - 8,500 T removed in 2009
  - 54 pieces (Largest Lift=2,250 T)
  - 1st OSPAR Derogation
- COP (2003), Decom. Completion (2012)
- Total Decom. Cost= £360 m

- d=156 m
- Barge-Launched (1980)
- Topside=24,500 T
- Jacket=27,584 T
- Contract with HMC-AFOD ($108 m, 2014)
- COP (2014), Decom Completion (2017)
- OSPAR Derogation

POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

Murchison Platform (1/9)



- COP in 2014
- Decom Completion in 2017
- d = 156 m
- Weight
  - Steel jacket (8-legged): 27,584 MT
  - Topside: 24,500 MT
  - 3 subsea wells
- Owner:
  - Conoco (1976~1995)
  - Kerr-McGee (1995~2002)
  - CNRI, UK, Wintershall Norge (2002~2009)

*Ref.: Donald Martin, et al., 2016, CNR International, 2013

POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

Murchison Platform Stakeholders (2/9)

Company : Canadian Natural

Consortium EPRD : MARINE CONTRACTORS

Subcontractors :

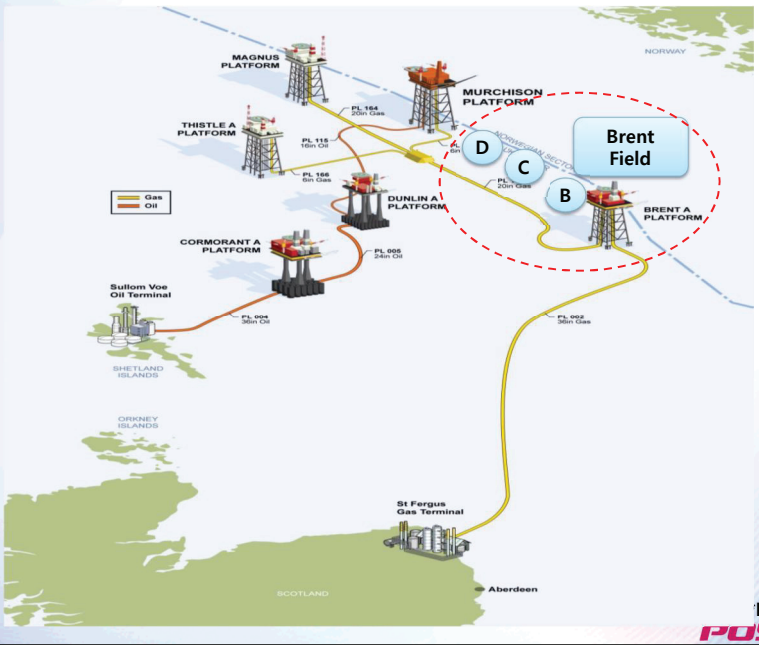
Copius resources, CAN, bluestream, DCF Subsea, CUT, BILFINGER, IKM, Tracerco, OCEANEERING

EPRD: Engineering, Preparation, Removal and Disposal

*Ref. Donald Martin, et al., 2016

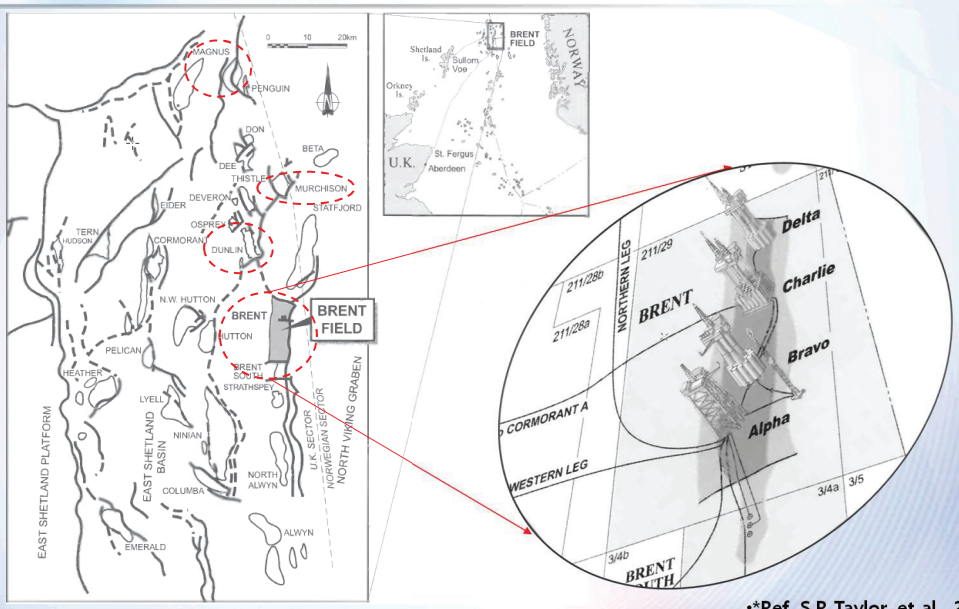
POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

Murchison Platform Layout (3/9)



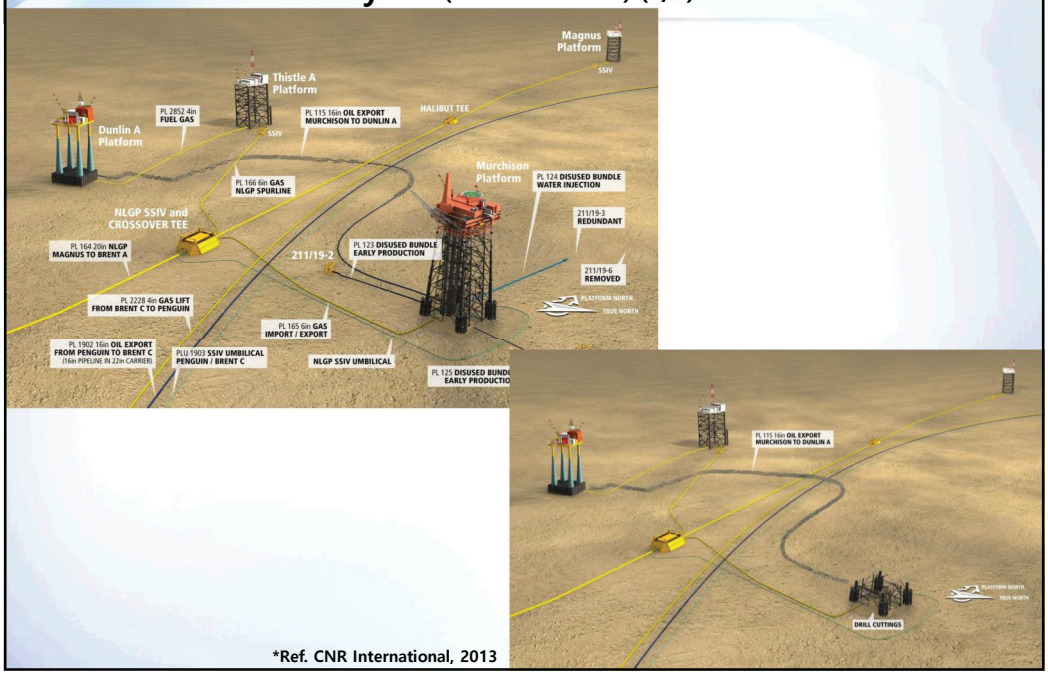
Ref. CNR International, 2013

Murchison & Brent Platforms Layout (4/9)



•*Ref. S.R Taylor, et al., 2003

Murchison Platform Layout (Before & After) (5/9)



*Ref. CNR International, 2013

Murchison Platform (6/9)

❑ **Regulations**

- **Governed by the Petroleum Act 1998, as amended by the Energy Act 2008**
  - → **Decommissioning of offshore oil and gas infrastructure in the UKCS**
  - → **Decommissioning of offshore pipelines.**
- **OSPAR Decision 98/3**
  - → **International obligations on the decommissioning of offshore installations in NS**
- **DECC Guidance Notes on the Decommissioning of Offshore Oil and Gas Installations and Pipelines under the Petroleum Act 1998**
  - → **Environment Impact Assessment (EIA) process**
- **Marine and Coastal Access Act (MCAA) 2009 and the Marine (Scotland) Act 2010**
  - → **License application will be required for EIA/Environmental Statement (ES)**

*Ref. CNR International, 2013

POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

Murchison Platform (7/9)

❑ **Decommissioning Option of Topside**

- Hybrid Removal (intermediate piece small) + Full Reversed Installation Removal (Module)
- 24,500 mT Topsides in **26 lifts**



*Ref. CNR International, 2013

POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

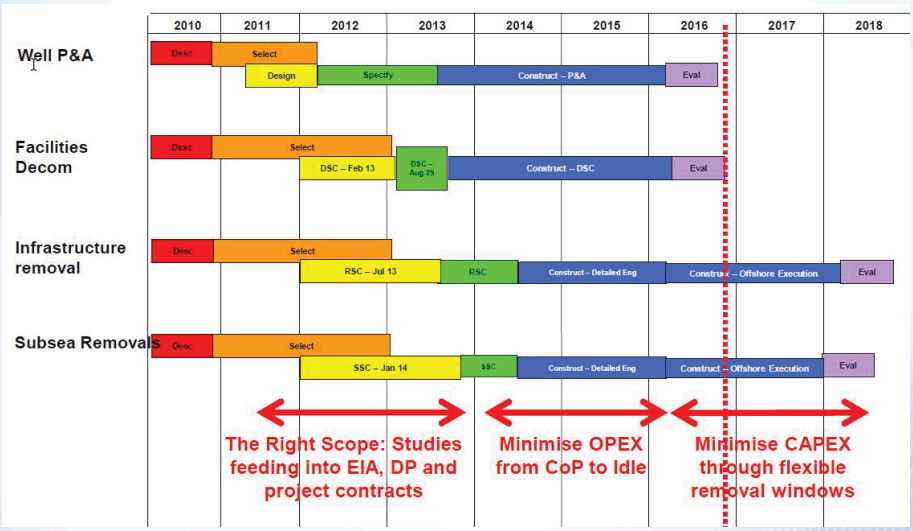
Murchison Platform Decommissioning Timeline (8/9)

1. **Discovered by Conoco (1975)**
2. **First Oil (1980)**
3. **Gas export ceased (2000), COP (2014)**
4. **Decommissioning plan decided (2009)**
5. **Engineering and cleaning of topside facilities (2016)**
6. **P&A (2016)**
7. **Removal of topsides and jacket to the footings, left in situ (Derogation) (2016)**
8. **Decommissioning of subsea pipelines and umbilicals (2017).**

*Ref. CNR International, 2013

POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

Murchison Platform (9/9)

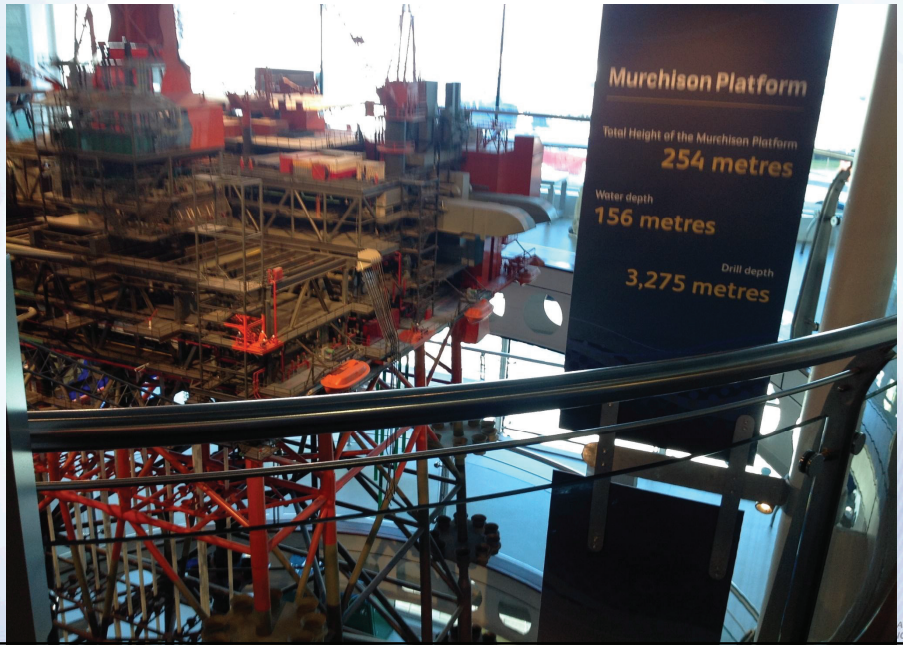


Removal and disposal work is expected to continue until 2020.

*Ref. Donald Martin, et al., 2016

POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

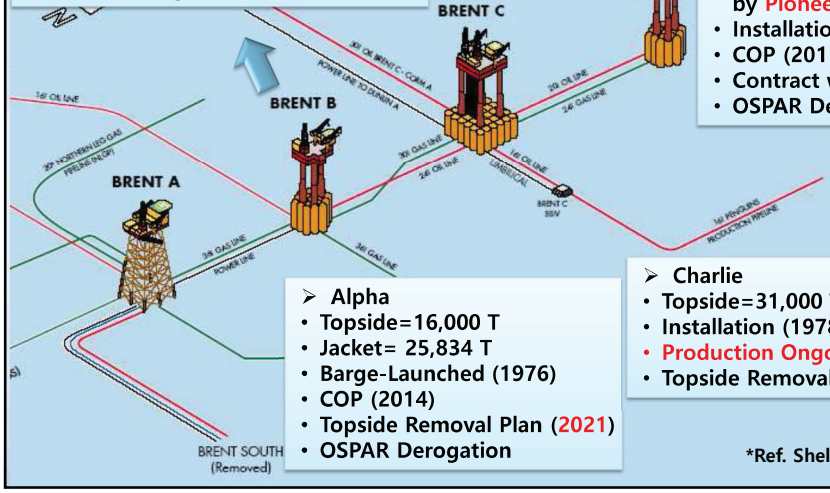
Murchison Platform Model (Maritime Museum in Aberdeen)



Brent Field in NNS, d=140 m Alpha, Bravo, Charlie, Delta (1/4)

※ Decommissioning planned to be completed by 2026.

➢ Bravo
- Topside=24,100 T
- Installation (1975)
- COP (2014)
- Topside Removal Plan (2020)
- OSPAR Derogation (GBS)



➢ Delta
- Topside=24,200 T (Removal by Pioneering Sprit in 2017)
- Installation (1976)
- COP (2011)
- Contract with Wood Group
- OSPAR Derogation

➢ Alpha
- Topside=16,000 T
- Jacket= 25,834 T
- Barge-Launched (1976)
- COP (2014)
- Topside Removal Plan (2021)
- OSPAR Derogation

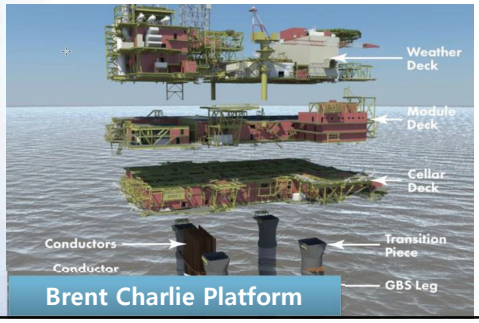
➢ Charlie
- Topside=31,000 T
- Installation (1978)
- Production Ongoing
- Topside Removal Plan (2025)

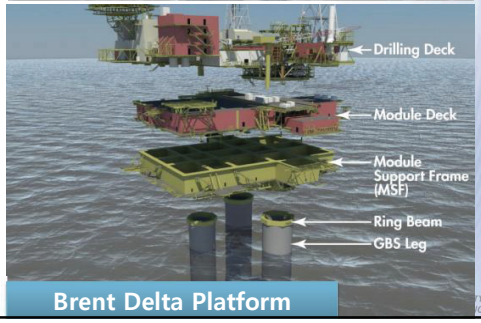
*Ref. Shell U.K. Limited, 2017

Brent Alpha, Bravo, Charlie, Delta (2/4)









Brent Delta (3/4)

Brent Delta Topside Lifted by Pioneering Sprits (2017)



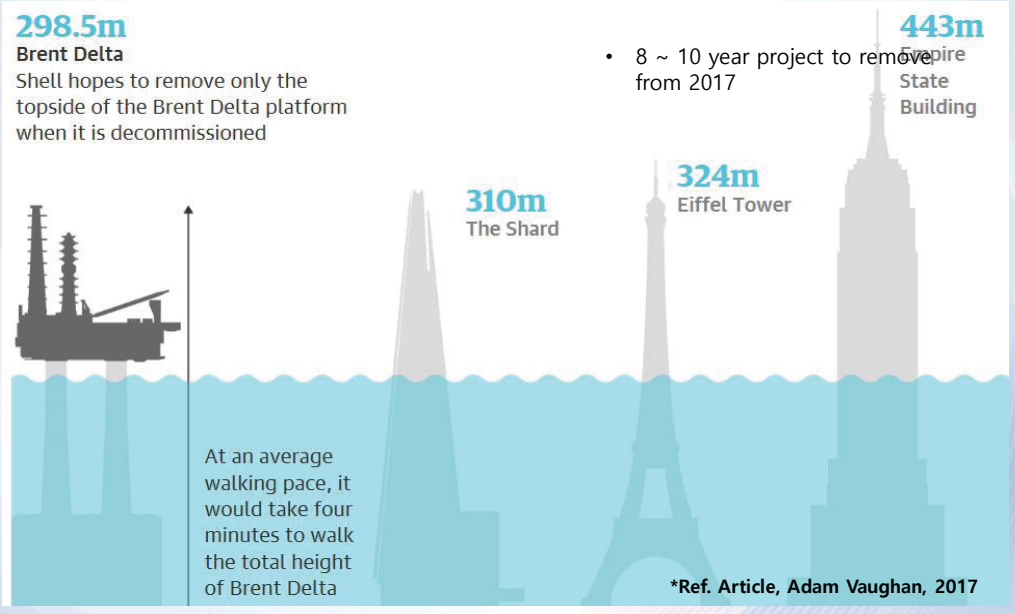
"Pioneering Spirit"

- Largest decommissioning vessel
- Built in DSME, South Korea. (2014)
- Dimension
  - DWT: 50,000 T
  - Length: 382 m,
  - Breadth: 124 m
- Lifting Capacity= 48,000 T (topside)
  = 25,000 T (jacket)
- Allowable Sea States: Hs 3.5m

*Ref. Shell U.K. Limited, 2017

POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

Brent Delta (4/4)



- 8 ~ 10 year project to remove from 2017

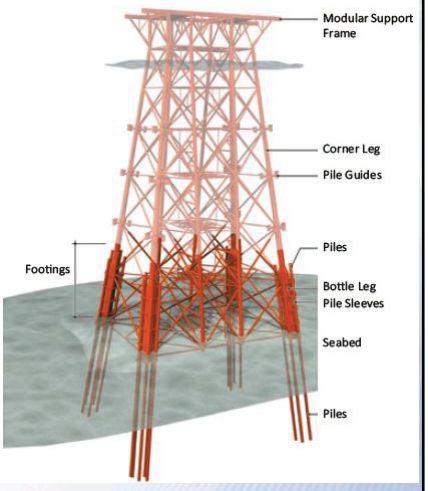
*Ref. Article, Adam Vaughan, 2017

POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

North West Hutton (1/4)

North West Hutton

Operator	BP
Water depth	144 metres
Topsides weight	20,000 tonnes
Jacket weight	17,500 tonnes 8,500 tonnes removed (derogation for footings)



POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

North West Hutton (2/4)

Timeline

1975	Reserves discovered
1981 to 1983	Installed with accommodation for 210 personnel
January 2003	Cessation of Production
2002 to 2004	Well plugging and abandonment and topsides cleaned and freed from hydrocarbons
April to July 2003	100-day maintenance programme
July 2004 to April 2008	Operated as normally unmanned installation
December 2005	OSPAR consultation process completed
2006	Contract awarded for removal and disposal of topsides, caissons and jacket
2007	Platform attendance increased for inspection and survey work
May to August 2008	Topsides modules and caissons removed to Teesside yard
November 2008	Onshore demolition commences
Summer 2009	Jacket removal
2011 to 2012	Pipeline and subsea decommissioning scope carried out

10yrs complete Decomi

POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

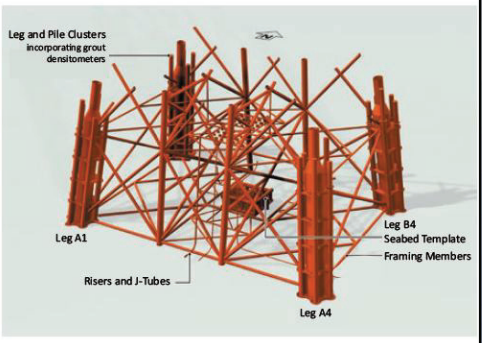
North West Hutton (3/4)

Decommissioning Execution

The topsides and caissons of the North West Hutton platform were removed by adopting a reverse installation method. Modules were lifted using the heavy lift vessel Hermod and transported in five barge loads to Teesside for dismantling.

The North West Hutton jacket was barge-launched in early 1983. The decommissioning option selected for the jacket was removal to the footings. Derogation was agreed and 8,500 tonnes of the jacket were removed in 54 pieces using cutting and lifting techniques. This required 224 subsea cuts using prime shear, diamond wire and abrasive water cutting tools, two remotely operated vehicles and 4,500 subsea hours. The largest lift was 2,250 tonnes.

The jacket was transported to Teesside for dismantling. Over 98 per cent of material was reused and recycled. Both the accommodation module and helideck were reused.



1st OSPAR Derogation In 2010

POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

North West Hutton (4/4)

North West Hutton		
Year	**Cost**	**Timeline**
1992	$58M (Budget)	Production
1996	$136M (EU study)	
2005	£ 165M (Budget)	OSPAR Convention process completed
2010	£ 360M (All removed)	Well P&A, Topside and jacket removal completed
Bench mark cost	$13,920/ton	

POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

Dunlin Alpha (1/3)



3D model of the Dunlin A platform, conductors and concrete gravity base.

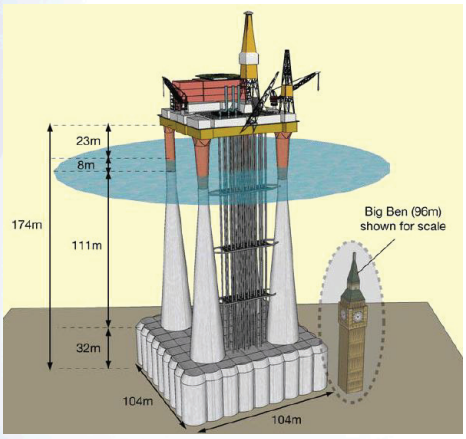
Decom. of the Great Dunlin Area Project

- Operator: Shell(1978~2008) → Fairfield Energy (2008~2015)
- Location: Dunlin field (195 km northeast of the Shetland)
- Topside Weight: 20,000 MT
- CGB Weight : 320,000 MT
- Production: Start (1978), Tied back to Osprey and Merlin (1990s)
- Permission to Terminate Production (COS): 2015
- Decom Schedule: Staring P&A in 2017
- Decom Technical Study: Xodus
- Best Option: Leave in-situ
- Overall Decom Cost: Roughly $600 M
- Reasons of Decommissioning
  - Exceed their design life expectancy
  - Growing maintenance cost & oil price drop

*Ref. Offshore magazine, Mar. 2018

POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

Dunlin Alpha (2/3)



Decom. of the Great Dunlin Area Project

➢ Main decommissioning components
- Decom of Dunlin A Platform
- Removal of the subsea infrastructure
- Make safe and handover of the production facilities
- Platform P&A, Subsea P&A

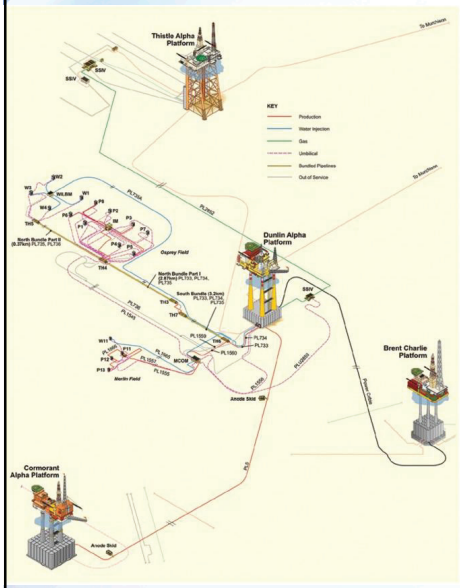
➢ Submit Topside Decom of Proposal (2018)

➢ Removal of subsea infrastructure (Approved 2017)
- Drilling templates, manifolds, pipelines, tieback bundle, fuel gas import pipeline
- Work Starting between mid-2018 and mid-2019

*Ref. Offshore magazine, Mar. 2018

POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

Dunlin Alpha (3/3)



Decom. of the Great Dunlin Area Project

- Make safe and handover the production facilities.
  - Combination of reverse installation and small lifts
  - Hydrocarbons still flowing across from Thistle Alpha
- Platform P&A
  - Phase 1 program started (2016)
  - Aged and poor condition of the annular cement
  - Undertake subsurface analysis and flow modeling
- Subsea P&A
  - P&A for Osprey's well (2017 ~ 2018)
  - P&A for Merlin's well (2018 ~ 2019)
  - Subsea tree for diver work
  - ROV for cost and reducing diving work scope

*Ref. Offshore magazine, Mar. 2018

POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

Frigg DP2 Decommissioning (1/5)

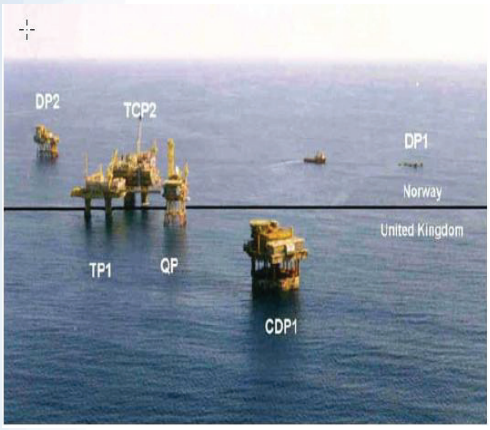


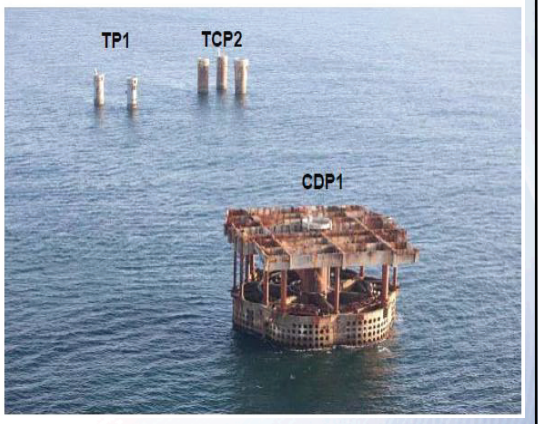
- Operator: Total E&P Norge
- Location: Frigg field
- Water depth: 104 m
- Topside: 4000 MT (Lifted by Saipem S7000)
- Jacket: 11,100 MT (Buoyancy Tank Refloating by Aker)
- Production: Start (1977)
- Permission to Terminate Production (COS): 2004
- Decom Finished: 2010
- Dismantle: Over 95% Reused and Recycled
- Overall Decommissioning Cost: 1,104 MNOK
- Derogated ???????

*Ref.: TOTAL E&P NORGE AS, 2011

POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

Frigg Field Decommissioning (2/5)





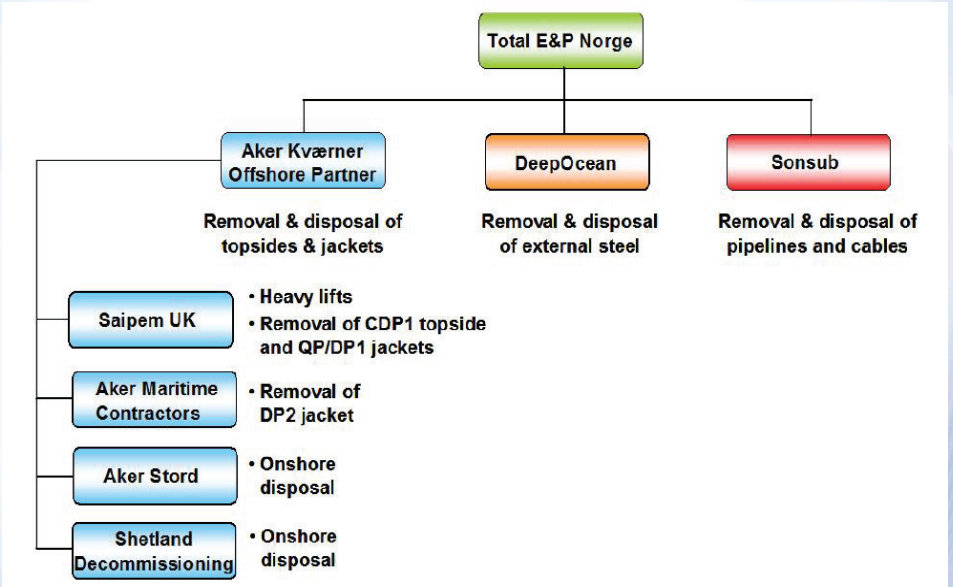
Before Removal

After Removal

*Ref.: TOTAL E&P NORGE AS, 2011

POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

Frigg Field Decommissioning Contractors (3/5)



*Ref.: TOTAL E&P NORGE AS, 2011

POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

Frigg, DP2 Removal Methods (4/5)

Topside





- 5 Modules heavy lifting (S7000)
- Piece-Small Removal (20% of weight)
- Transported to Stord in Norway

Jacket





- Aker Solutions Buoyancy Tank Refloating
- Transported to disposal yard
- Derogated or total removal ?

*Ref.: TOTAL E&P NORGE AS, 2011

POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

Frigg DP2 Decom Timeline (5/5)

1977 to 1978	Production begins at Frigg field
2002 and 2004	24 wells plugged and abandoned on DP2, carried out in two phases
2003 and 2004	Frigg Field Cessation Plan approved by Norwegian and UK authorities
October 2004	Cessation of Production
October 2004 to January 2005	Frigg field topside cleaning
2004 to 2009	Onshore disposal
2005 to 2009	Frigg field topside removal
2007 to 2008	Pipelines and cables removed
2007 to 2009	Jacket preparation and removal
2010	Post-removal activities such as debris clearance, seabed surveys, visual inspection of concrete structures and trawl sweeps
November 2010	Last steel delivered to Amsterdam for smelting

*Ref.: TOTAL E&P NORGE AS, 2011

POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

Troll A Platform (1/2)

Norwegian concrete structures for which derogations from the OSPAR Decision may be sought are Gullfaks A, B and C, Statfjord A, B and C, Draugen, Oseberg and Troll A. (Decommissioning of offshore installations Report, 2011)

Aker Solutions has secured a deal to provide FEED services for a module that will increase output at the Troll A platform in North Sea. (Offshore-technology article, 2017)

Not to be decommissioned yet

*Ref.:
1. Decommissioning of offshore installations Report (Climate and pollution agency), 2011
2. Offshore-technology article, 2017, https://www.offshore-technology.com/news/newsaker-solutions-wins-feed-contract-for-statoil-operated-troll-ga[illegible]

Troll A Platform (2/2)



- Tallest structure ever moved by mankind
- Type: Concrete gravity base structure
- Built by Norske Shell (US$650 million)
- Gas Field: off the w coast of Norway
- Operation started in the year 1996
- Water depth: 300 m
- Total height: 472 m
- Weight: 600,000 tonne

*Ref.:
1. Decommissioning of offshore installations Report (Climate and pollution agency), 2011
2. Offshore-technology article, 2017, https://www.offshore-technology.com/news/newsaker-solutions-wins-feed-contract-for-statoil-operated-troll-ga[illegible]

3. Rules & Regulations for Offshore Decommissioning

1. UN Convention on the Continental Shelf (Geneva Convention, 1958): entirely removed
2. 3rd UN Convention on the Law Of the Sea (UNCLOS 1982): partial removal
3. Basel convention (1989): Hazardous Wastes

4. IMO guidelines and standards (1989): 55 m gap, After Jan 1, 1998, no platform be installed unless entire removal feasible

5. London Dumping Convention (1972) & London protocol (1996): waste & pollution

6. OSPAR Decision 98/3: derogation

POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

3. Rules & Regulations for Offshore Decommissioning

- **Legislation Requirements** in 5 countries

  - ✓ USA: CFR Title 30, Part 250, Sub-part Q: Decom Activities (2014) & NTLs…
  - ✓ UK: Decom Guideline by BEIS (former DECC) (2011)
  - ✓ Norway: Petroleum Safety Authority (2015a): Regulation guidelines for petroleum….

  - ✓ Thailand: Petroleum Institute of Thailand (2008)
  - ✓ Malaysia: Petronas PPGUA (2008, 2017)

POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

Future of BOEM's Financial Assurance Policy during Trump Administration

July 2016 – BOEM issued NTL 2016-No1, which dramatically altered BOEM's policy with respect to bonding and financial assurance for decom

Dec., 2016 – BOEM issued Orders to Provide Additional Security for "sole liability properties."

Jan. 6, 2017 – BOEM announces 6-month "grace period" to allow BOEM to focus on "sole liability properties".

Feb. 17, 2017 – BOEM withdraws "sole liability" orders based on finding that "further review of complex financial assurance issues is warranted."

March 2, 2017 – BSEE issues NTL-No2, "Reporting Requirement for Decommissioning Expenditures on the OCS."

Trump Administration is likely to take a different approach to offshore financial assurance.

(BOEM - DecomWorld 2017)

POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

4. What is important for Decommissioning of Offshore Platforms?

1. Rule & Regulations:

- ✓ **Financial Security, Structural Safety, Environmental Issues**

2. Customized Planning:

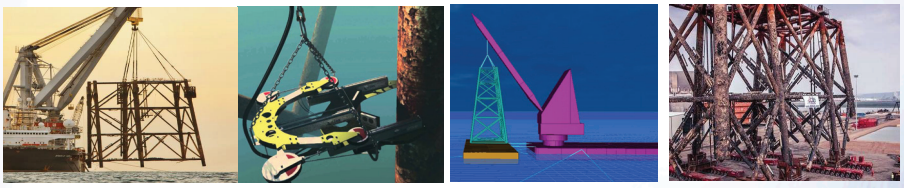
- ✓ **Optimum use of Equipment Parameters and Decom Plan & Execution**

3. Holistic Manner:

- ✓ **Health, Safety, Environment, Financial Security & Economic Implementation**

POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

Thank you



POSTECH POHANG UNIVERSITY OF SCIENCE AND TECHNOLOGY

2018년도 한국해양공학회 추계학술대회

기획세션

멕시코만 해역의 심해용 Semi-submersible 다점 계류시스템 설계

고혁준* · 이상길* · 박성민* · 최병렬*
*젠텍이엔씨

Design of Multi-point Mooring System for Deep Sea Semi-submersible at Gulf of Mexico

Hyeok-Jun Koh*, Sang-Gil Lee*, Sung-Min Park* and Byeong-Ryoel Choi*

*Zentech E&C, Seoul, Korea

KEY WORDS: Deea sea 심해, Multi-point mooring system 다점 계류시스템, Semi-submersible 반잠수식, Hydrodynamic analysis 동유체력 해석, Mooring dynamic analysis 동적 계류해석, Design criteria 설계 기준

ABSTRACT: *In this study, taut type multi-point mooring system of semi-submersible is designed for 1,857m water depth at Gulf of Mexico for the acquisition of practical design technique in deep sea mooring system. Hydrodynamic analysis of semi-submersible is performed by commercial S/W, MOSES, based on BEM(Boundary Element Method) in frequency domain. Calculated hydrodynamic coefficients(added mass and radiation damping), wave exciting force, mean drift force and RAO are used for dynamic behavior of moored semi-submersible in time domain mooring dynamic analysis using OrcaFlex. The analysis results are calibrated by free decay and motion response model test performed at ocean engineering basin in KRISO. Finally, design criteria for the design of mooring system, such as offset of the platform and mooring line tension, are evaluated for various load cases considering environmental conditions in accordance with the standard rule by DNVGL.*

1. 서 론

심해에서의 혹독한 해양 환경 조건하에서 다양한 작업 공정을 포함하는 해양플랜트는 수심에 따른 고정식 플랫폼의 설치 비용이 급격히 증가하므로 대부분 부유식으로 설계된다. 계류시스템은 부유식 해양플랜트의 안정성과 작업 성능 확보를 위한 핵심 장치이지만 국내의 엔지니어링 기술은 주로 선체 분야에 집중되어 있고 고부가가치 영역인 계류시스템의 설계 및 설치 등은 해외 설계엔지니어링 업체에 의존하고 있다.

심해에서의 계류시스템은 수심이 깊어짐에 따라 계류 라인의 자중파단 길이와 선인장력 등 여러 사항을 고려하여 와이어 또는 합성섬유로프를 포함하는 복합 계류 라인으로 구성되며, 수심에 따라 Catenary 혹은 Taut 계류 방식을 이용한다. Catenary 계류는 천해부터 심해까지 가장 널리 사용되는 계류 방식으로서 계류 라인이 해저면으로 갈수록 수평이 되고, 앵커에는 수평력만이 작용하며, 계류 라인의 자중에 의해 복원력을 생성한다. 반면, Taut 계류는 계류 라인이 페어리드에서 앵커까지 일정각으로 유지되어 수평력 및 수직력이 앵커에 작용하며, 계류 라인의 탄성에 의해 복원력을 생성하는 방식이다.

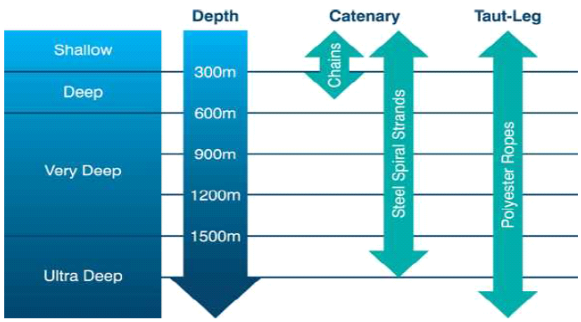


Fig. 1 Mooring system type according to water depth

본 연구에서는 심해 계류시스템 설계 분야에 대한 국내 기술력 확보를 위하여 1,857m 수심의 멕시코만 심해역을 대상으로 반잠수식(Semi-submersible) 플랫폼의 Taut 형식 다점 계류시스템 설계를 실시하였다. 반잠수식 플랫폼의 6자유도 운동을 위한 주파수 영역 유체 동역학 해석은 경계요소법 기반의 상용 프로그램인 MOSES를 이용하여 수행하였으며, 이로부터 획득한 유체동역학적 계수들, 즉 부가질량, 방사감쇠 계수, 파기진력, QTF 그리고 RAO는 유한요소법 기반의 상용 프로그램인 OrcaFlex에 입력되어 계류 라인의 장력 및 반잠수식 플랫폼 거동 분석을

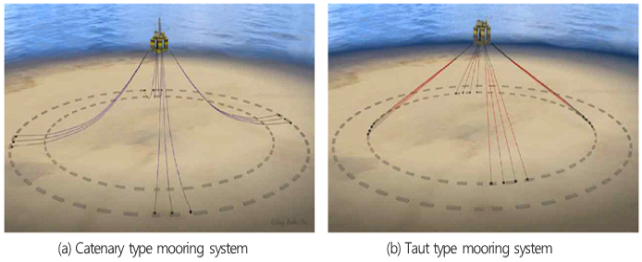


Fig. 2 Catenary and taut type mooring system

위한 시간영역 라인 동역학 해석에 적용되었다. 또한 KRISO의 해양공학수조에서 수행된 자유감쇠시험 (Free decay test) 및 규칙파중 운동성능 시험 결과로부터 반잠수식 플랫폼에 작용하는 점성 효과를 추가로 고려하였다. 마지막으로 DNVGL 규정 (DNVGL, 2015)에 입각하여 설치 해역의 주 환경 인자 (파랑, 조류, 바람, Loop current, Hurricane 등) 변화에 따른 다양한 하중 조합으로부터 플랫폼의 오프셋(Offset)과 계류 라인 장력의 설계 기준 적합 여부를 검토하였다.

2. 설계 기준

2.1 반잠수식 플랫폼

반잠수식 플랫폼은 4개의 컬럼(Column)과 폰툰(Pontoon)으로 구성되며, 운영시 흘수는 22.0m이다(Table 1, Fig. 3 참조). Fig. 4는 유체 동역학 해석을 위한 MOSES 해석 모델 및 격자를 보여주고 있다. 최소 격자크기는 2m이며, 이 때 격자수는 5,184개이다.

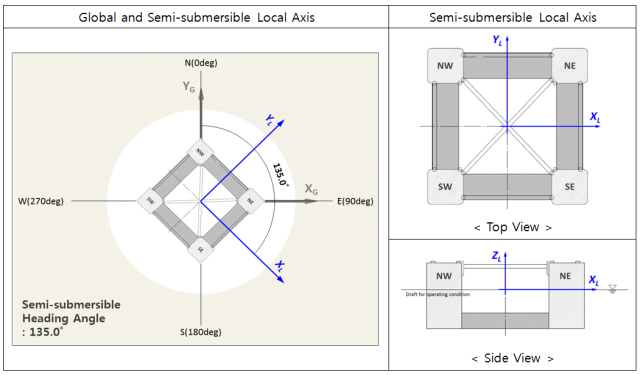


Fig. 3 Coordinate system for mooring analysis

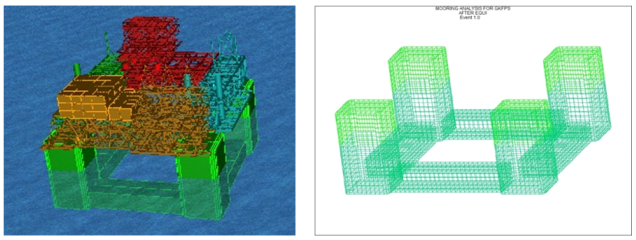
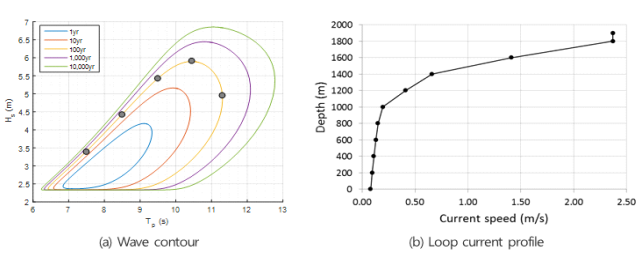


Fig. 4 Analysis model and applied mesh



(a) Wave contour (b) Loop current profile

Fig. 5 Selected sea states (●) and loop current profile

2.2 환경 조건

환경 조건의 입사방향은 플랫폼의 로컬 좌표계를 기준으로 0°에서 180°까지 45° 간격으로 선정하였으며, 파랑은 플랫폼과 계류시스템의 파주기에 따른 운동 특성을 고려하기 위하여 100년 재현 주기(Return period)를 갖는 wave contour로부터 총 5개의 유의파고(H_s) 및 최대주기(T_p)를 선정하였다(Fig. 5 (a) 참조). 멕시코만의 특이 환경 조건 중 Loop current는 DNVGL 규정 (DNVGL, 2015)에서 제시하는 100년 재현 주기 유속을 고려하여 Fig. 5 (b)와 같이 적용하였으며, 허리케인 조건은 API 규정 (API, 2007)에 따라 바람, 파랑, 조류에 대한 극값을 선정하였다. 또한, 해석은 ULS(Ultimate Limit State)와 ALS(Accidental Limit State) 조건으로 구분하여 수행하였으며, ULS는 Wave dominant 및 Current dominant 환경 조합을 모두 고려하였다. ALS는 ULS 해석 결과 중 가장 큰 장력이 발생하는 하중 조건을 선정하고, 이 때 가장 큰 장력이 작용하는 계류라인이 포함된 번들의 각 라인에 대해 파손 조건(Damaged condition)을 적용하여 해석을 실시하였다.

2.3 계류시스템

계류 라인은 체인과 합성섬유로프로 구성된 복합 계류 라인을 적용하였으며, 상세 사양은 Table 2와 같다. 또한, 각 컬럼마다 4개의 계류 라인이 연결된 4x4 다점 계류 방식을 적용하였으며, OBA(Outer Bundle Angle)은 45°, IBA(Inner Bundle Angle)은 2°이다(Fig. 7 참조). Fig. 8은 OrcaFlex 해석에 적용된 계류시스템 모델을 나타내고 있다.

Table 1 Specifications of semi-submersible

Description			Unit	Value
Hull	Length		[M]	86.9
	Breadth		[M]	86.9
	Height		[M]	37.0
Platform	Height (keel to upper deck)		[M]	52.9
	Ballast water		[MT]	18,353
	Operating condition	Draft	[M]	22.0
		Displacement	[MT]	58,750
		CoG (x/y/z)	[M]	0.0/0.0/23.4

Table 2 Specifications of determined mooring lines

Item	Type	Nominal Diameter [mm]	MBL [kN]	Wet weight [kg/m]	Axial stiffness [kN]	Length [m]
Top chain	R4S Studless	137	18,852	326	1,602,872	73.0 NE1~4 83.3 SE1~4 87.0 SW1~4 76.7 NW1~4
Fiber rope	Polyester	238	16,677	10	200,124[1)] 455,282[2)]	2,712.0
Ground chain	R4S Studless	137	18,852	326	1,602,872	85.0

Note: 1) Static stiffness of polyester rope : MBL x 12.0
2) Dynamic stiffness of polyester rope : MBL x 27.3

2.4 평가 기준(Design Criteria)

계류라인에 작용하는 장력은 DNVGL 규정에 따라 식 (1)의 Utilization factor를 이용하여 평가하였다.

$$U-factor = \frac{T_{c-mean}\gamma_{mean} + T_{c-dyn}\gamma_{dyn}}{S_c} \leq 1.0 \quad (1)$$

여기서 T_{c-mean} : Mean line tension

T_{c-dyn} : Dynamic line tension ($= T_{MPM} - T_{c-mean}$)

T_{MPM} : Most probable maximum tension by Gumbel distribution using extremes value for 10 of 3-hour simulation

γ_{mean} : Mean partial safety factor (ULS:1.4, ALS:1.0)

γ_{dyn} : Dynamic partial safety factor (ULS:2.1, ALS:1.25)

S_c : Characteristic strength ($= 0.95 \times MBL$)

플랫폼의 오프셋 평가 기준은 다음과 같다.

- ULS : Water depth (1,857m) x 5% = 92.85m
- ALS : Water depth (1,857m) x 8% = 148.56m

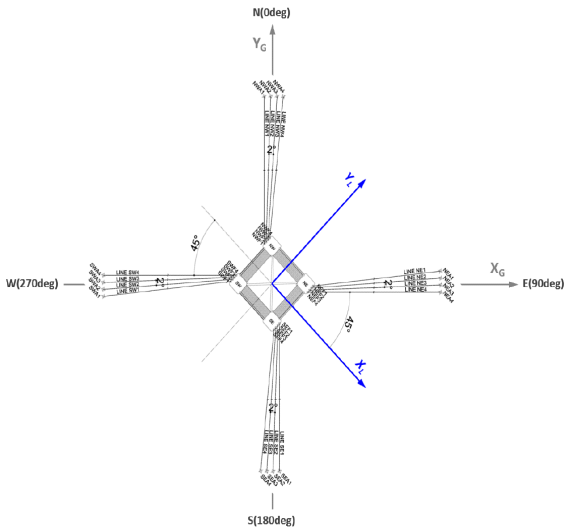


Fig. 7 Pattern of mooring system for semi-submersible

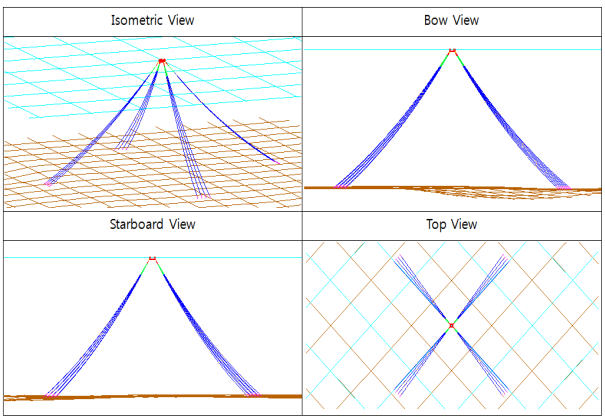


Fig. 8 Analysis model of mooring system in OrcaFlex

3. 해석 결과

3.1 보정(Calibration)

반잠수식 플랫폼의 6자유도 운동에 대한 주파수 영역 운동 성능 해석 결과(부가질량, 방사감쇠, 파기진력, 평균 파 표류력)를 Fig. 8에 나타내었다. Fig.9는 모형 시험에 의해 보정된 점성 감쇠를 고려한 자유감쇠(Free decay) 운동 결과를 보여주고 있으며, 여기서 파란 실선(—)은 모형시험 결과, 초록 파선(---)과 빨간 점선(···)은 각각 보정 전·후 결과이다. 자유감쇠 운동 시 해석과 실험에 대한 6자유도 운동의 고유주기 오차는 5.0% 미만으로 나타났으며, 주기별 최대 운동 값 또한 잘 일치하였다. Fig. 10은 규칙파 중 운동성능 결과를 보여주고 있으며, 여기서 원(○)은 실험 결과, 검정 파선(--)은 보정 전, 그리고 빨간 실선(—)은 보정 후 결과이다. 파주기에 따른 Heave, Roll, 그리고 Pitch 운동 해석 결과는 실험 결과와 잘 일치하였다.

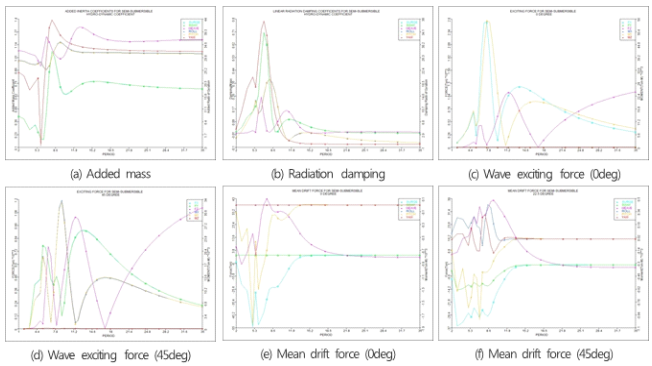


Fig. 9 Hydrodynamic analysis results of semi-submersible by MOSES

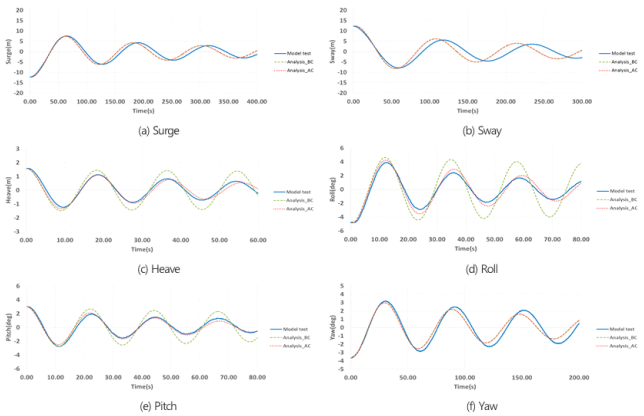


Fig. 10 Calibration results by free decay test

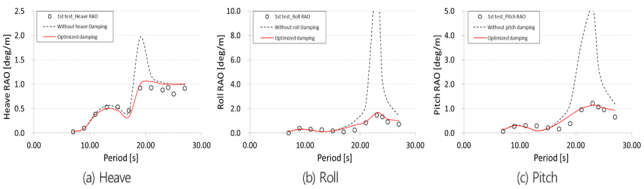


Fig. 11 Calibration results by motion response test on regular waves

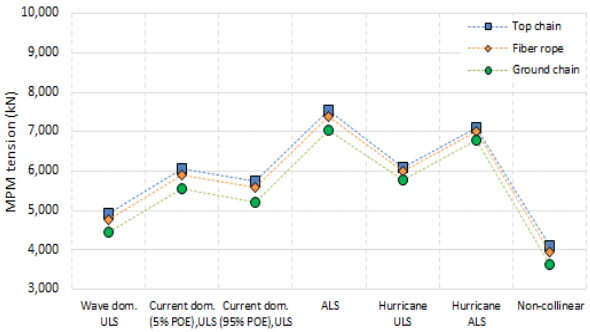


Fig. 12 Maximum MPM tension

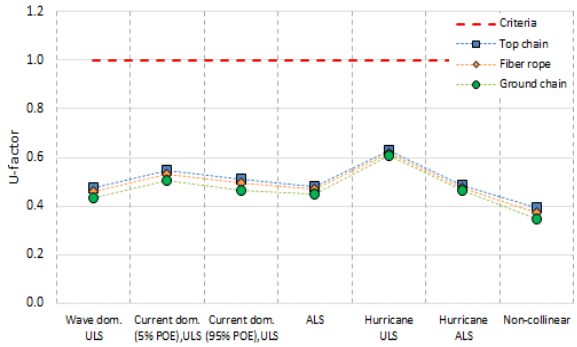


Fig. 13 Maximum utilization factor

3.3 계류 해석

Fig. 12와 13은 각 해석 조건에 따른 계류라인의 최대 MPM (Most Probable Maximum) 장력과 U-factor 결과를 보여주고 있다. 여기서 파란 사각형(■)은 상부 체인의 페어리드 지점, 주황 다이아몬드(◆)는 섬유로프의 상단, 그리고 초록 원(●)은 하부 체인 중 앵커 지점에서의 결과이다. 전반적으로 MPM 장력은 ULS 조건보다 ALS 조건에서 더 큰 값을 보였으나, 해석 조건에 따른 부분 안전계수가 고려된 U-factor는 ULS 조건에서 더 큰 값을 나타내었다. 또한, Current dominant 조건은 Wave dominant 조건에 비하여 동적 성분이 약하여 U-factor보다 MPM 장력에서 더 큰 값의 차이를 보였다. 가장 큰 U-factor 값은 허리케인 ULS 조건의 약 0.63으로서 계류시스템의 과다 설계로 보일 수 있으나, 이는 추후 진행될 OPB/IPB를 고려한 피로해석 마진을 고려한 설계이다. 플랫폼 오프셋은 Fig. 14와 같이 모든 경우에 대해 평가 기준을 만족하였다.

5. 결 론

본 논문에서는 멕시코만 심해역을 대상으로 반잠수식 플랫폼의 위치 유지를 위한 Taut 형식 4x4 다점 계류시스템 설계를 실시하였으며, DNVGL 및 API 규정에 따라 Loop current와 허리케인 환경 조건을 고려한 ULS/ALS 해석 조건을 수립하였다.

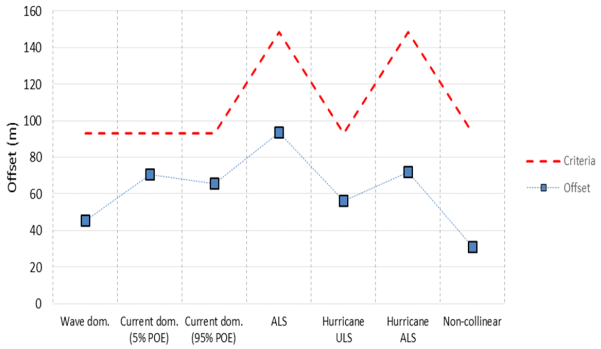


Fig. 14 Calibration results by motion response test on regular waves

체인과 합성섬유로프로 구성된 복합 계류라인 적용 시 섬유로프의 특성에 따른 정적·동적 강성을 고려하여 계류 해석을 실시하였으며, 자유감쇠 및 규칙파중 운동성능 모형시험으로부터 점성 감쇠에 대한 보정 수행 방안을 정립하였다. 또한 DNVGL 규정에 입각하여 계류 장력과 플랫폼 오프셋에 대한 평가 기준을 확립하였으며, Utilization factor가 일정 값 이상의 마진을 갖도록 계류시스템을 설계하여 계류 체인의 OPB/IPB 피로해석에 따른 설계 수명을 고려하였다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부 과제인 “심해용 부유식 해양플랜트의 다점 계류시스템 설계, 설치 핵심 기술 및 설계 패키지 개발 (과제번호 10060117)”의 일부로 수행되었다.

참 고 문 헌

API RP 2SK (2005). “Recommended Practice for Design and Analysis of Stationkeeping Systems for Floating Structures”, American Petroleum Institute.

API 2INT-MET (2007). “Interim Guidance on Hurricane Conditions in the Gulf of Mexico”, American Petroleum Institute.

DNVGL-OS-E301 (2015). “Position mooring”, DNV GL.

DNV-RP-C205 (2014). “Environmental Conditions and Environmental Loads”, Det Norske Veritas AS.

Taut 계류 심해 SEMI 구조물 성능평가 모형실험

김병완 · 김현성 · 김현석 · 김진하 · 성홍근
선박해양플랜트연구소(KRISO)

Model Test for a SEMI Structure Moored by Taut System in Deep Sea

Byoung Wan Kim, Hyun-Sung Kim, Hyun-Seok Kim, Jin Ha Kim and Hong Gun Sung
KRISO, Daejeon, Korea

KEY WORDS: DMMS project, Deep sea, Taut system, SEMI, Model test

ABSTRACT: *Samsung Heavy Industries, ZENTECH E&C, Inha University and KRISO are doing DMMS project(Development of Multi-point Mooring System with Core Design and Installation Technology for Deep Sea Floating Structures) by Korea Ministry of Trade, Industry and Energy. The target ship in the project is a SEMI(Semi-submersible ship) with sixteen spread taut mooring lines. The target site is GOM(Gulf of Mexico) area. L×B×D×d of the ship is 86.92 m×86.92 m×52.9 m×22 m. Total displacement is 58,748 ton and water depth is 1857 m. KRISO carried out a model test in Ocean Engineering Basin to evaluate the performance of the SEMI. The model was made by FRP and wood with 1/70 scale and the truncated wires and prestretched springs were applied as a taut mooring system to match offset curve and pretensions. Regular RAO and irregular cases with wave, wind and current were tested and ship motions and mooring line tensions were measured. In irregular cases, the tests were conducted for wave only, wind only, current only, wave+current and all to investigate the combined effect of environmental forces. Ship responses were also compared in collinear and noncollinear directions of wave, wind and current.*

1. 서 론

삼성중공업, ZENTECH E&C, 인하대학교, KRISO 등은 2015년부터 산업통상자원부 과제로서 심해용 부유식 해양플랜트의 다점 계류시스템을 위한 설계, 설치 핵심 기술 및 설계 패키지를 개발 중에 있으며 예시구조물로서 GOM 해역을 대상으로 하는 taut 계류 SEMI를 설계하였다. 본 논문은 그 결과의 일부로서 대상 SEMI에 대하여 KRISO에서 수행한 성능평가 모형실험의 결과를 기술하고자 한다.

원 구조물은 길이 86.92 m, 폭 86.92 m, 높이 52.9 m, 흘수 22 m, 총 배수량 58,748 ton, 수심 1857 m의 SEMI로서 16개의 taut 계류삭이 부착되어 있으며 모형실험을 위한 모형선은 목재와 FRP를 이용하여 상사율 1/70로 제작하였다. 또한 와이어와 선인장 스프링으로 구성된 절단계류를 제작하여 원 구조물의 taut 시스템을 구현하였다. 규칙파 및 불규칙파 중 선체의 운동과 계류삭의 장력을 계측하였으며 파도만 작용하는 경우, 바람만 작용하는 경우, 조류만 작용하는 경우, 파도와 조류가 함께 작용하는 경우, 파도-바람-조류가 모두 작용하는 경우 등으로 구분하여 실험을 수행함으로써 응답에 있어서 환경하중 조합에 따른 효과를 고찰하였다. 또한, 파도, 바람, 조류의 방향이 모두 동일한 경우(collinear)와 동일하지 않은 경우(noncollinear)의 응답도 고찰함으로써 그 차이를 비교하였다.

2. 절단계류 모형제작 및 캘리브레이션

모형선은 목재와 FRP를 이용하여 상사율 1/70로 제작하였으며 경사실험, swing table 실험 등으로부터 GM과 관성반경을 캘리브레이션하였다. 계류삭은 와이어, 납, 스프링 등을 이용하여 제작하되 스프링에 선인장력을 주는 방법으로 taut 시스템을 구현하였다. 이때 모형수조의 수심에 한계가 있으므로 절단계류 기법(Chen et al 2000, Waals & Dijk 2004, Kim et al 2011)을 이용하여 계류삭의 제원을 결정하였다.

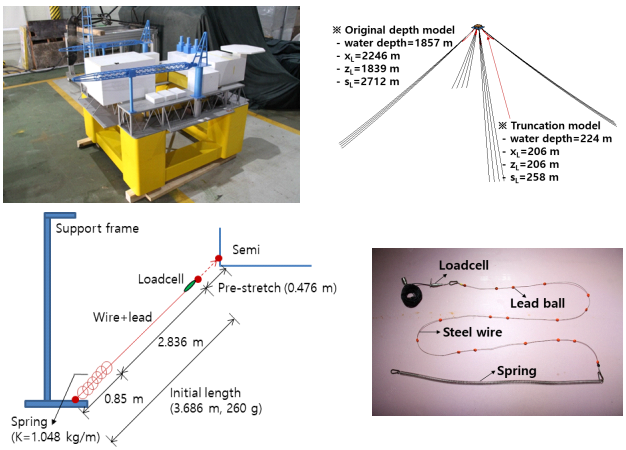


Fig. 1 Setup of model ship and mooring line for SEMI

즉 반복적인 수치해석으로부터 절단계류삭의 제원을 산출하여 원수심 구조물과의 계류복원력, 선인장력 등을 캘리브레이션하고 납의 무게, 스프링 장력 등을 조절하는 방법으로 이에 상응하는 절단계류를 제작한 후 복원력 실험을 통해 캘리브이션 결과를 확인하였다. 이때 제원 산출을 위한 수치해석은 비선형 카테나리 유한요소법(Kim et al 2010)을 이용하였다. Fig. 2에 계류복원력과 선인장력에 대한 캘리브레이션 결과를 제시하였다. 모형선의 제원은 Table 1에 요약하였다.

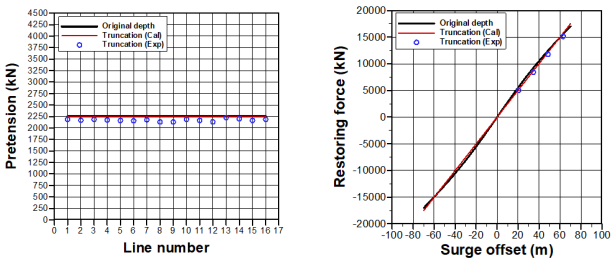


Fig. 2 Matching for pretension and restoring force curve

Table 1 Basic particular of SEMI

Basic particulars		Real	Model
Floating body (SEMI)	Scale	1/1	1/70
	Water depth	1857m	3.2m
	B×L×H×d	86.92×86.92×52.9×22(m)	1.242×1.242×0.756×0.314(m)
	Weight	58,748ton	171kg
	GM	14.26m	0.204m
Mooring line (taut system)	No of lines	16	16
	Length	Top chain 80m Fiber rope 2712m Ground chain 85 m (Total 2877m)	Loadcell 0.06m Wire+spring 3.626m Pre-stretch 0.476m (Total 4.162 m)
	Wet weight	Chain 280.9kg/m Fiber rope 10.1kg/m (Total 74ton)	Loadcell 10g Wire+spring 250g (Total 260g)
	EA	Chain 1,377,416.6kN Fiber rope 200,124kN	Spring constant 1.048kg/m

환경하중으로서 규칙파(파고 4m 이내, 주기 7~17초), 불규칙파(발생확률 POE 5% 또는 재현주기 100년), 바람(POE 5% 또는 재현주기 100년), 조류(재현주기 10년, 100년) 등을 고려하였으며 조파기, 바람생성기, 조류생성기 등을 이용하여 외력을 구현하되 목표값 대비 2% 이내로 캘리브레이션하였다. 선체의 6자유도 운동은 광학센서를 이용하여 계측하고 페어리드와 계류삭 사이에 로드셀을 연결하여 계류삭 장력을 측정하였다.

3. 모형실험 결과고찰

규칙파 중 응답은 파고 4m 이내의 선형파에 대하여 고찰하였으며 종파, 사파, 횡파의 RAO를 비교하였다. Fig. 3은 그 결과로서 surge와 pitch의 크기는 종파, 사파, 횡파 순이며 sway와 roll은 그 반대이다. Heave는 세 파향에 대해 거의 유사한데 그 이유는 SEMI 형상이 정방형이기 때문이다. 또한 SEMI의 형상이 세 파향에 대해 좌우가 대칭이므로 yaw는 작게 발생한다.

불규칙파의 경우 파랑, 바람, 조류 중 응답을 고찰하되 환경하중의 조합이 응답에 미치는 영향을 고찰하기 위하여 파도만 작용하는 경우, 바람만 작용하는 경우, 조류만 작용하는 경우, 파도와 조류가 함께 작용하는 경우, 파도-바람-조류가 모두 작용하는 경우로 구분하여 응답을 서로 비교하였다. 아울러 환경하중의 방향이 모두 동일한 경우(collinear)와 그렇지 않은 경우(noncollinear)의 응답도 비교하였다. Table 2와 Fig. 4에 불규칙파 실험조건을 요약하였다. Table 2에서 Hs는 유의파고, Tp는 모달주기, vw는 풍속, vc는 조속을 의미하며 β는 환경하중의 입사각을 의미한다. Fig. 5와 6은 collinear 조건 시 환경하중 조합에 따른 응답을 비교한 결과로서 Mean은 평균값, Max는 최대값, Min은 최소값을 나타낸다. Havg는 평균값 기준 변동량(height)의 평균값, Hsig는 유의값, Hmax는 최대값으로서 동적 응답의 크기를 나타내는 통계값이다. 바람 또는 조류만 작용하는 경우 heave, roll, pitch의 Havg, Hsig, Hmax 등이 작아서 동적응답에 미치는 영향이 작음을 알 수 있다. Pitch의 경우 파랑이 없는 경우에도 평균값, 최대값, 최소값 등이 작지 않은데 본 SEMI의 경우 taut 계류 장력에 의한 trimming 효과가 상당하기 때문이다. 바람만 작용하는 경우 surge, sway, yaw의 Havg, Hsig, Hmax 등이 작아서 동적응답에 미치는 영향이 작다. 한편 조류 작용 시 surge, sway, 선체 옵셋, 계류삭 장력 등이 크게 발생함을 알 수 있다.

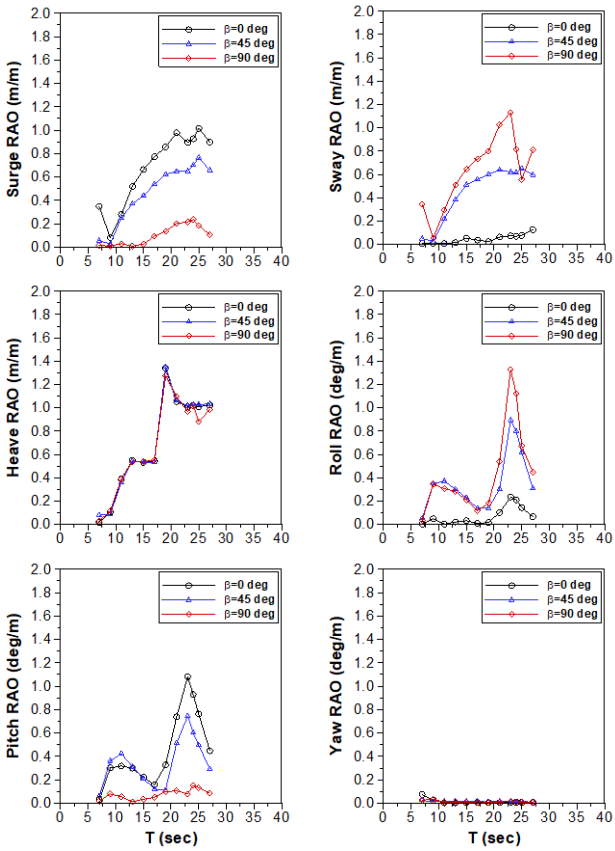


Fig. 3 Regular RAO results

Table 2 Comparison cases in irregular tests

Category	Case	Test ID	Wave	Wind	Current
Ⅰ (collinear wave dominant following sea)	wave only	411	(100 yr) Hs=5.92m Tp=10.45sec β=0deg	(100 yr) vw=24.02m/s β=0deg	(10 yr) vc=1.37m/s β=0deg
	wind only	412			
	current only	413			
	wave+current	414			
	all	415			
Ⅱ (collinear current dominant following sea)	wave only	421	(5% POE) Hs=2.36m Tp=9sec β=0deg	(5% POE) vw=11.33m/s β=0deg	(100 yr) vc=2.05m/s β=0deg
	wind only	422			
	current only	423			
	wave+current	424			
	all	425			
Ⅲ (collinear wave dominant oblique sea)	wave only	511	(100 yr) Hs=5.92m Tp=10.45sec β=45deg	(100 yr) vw=24.02m/s β=45deg	(10 yr) vc=1.37m/s β=45deg
	wind only	512			
	current only	513			
	wave+current	514			
	all	515			
Ⅳ (collinear current dominant oblique sea)	wave only	521	(5% POE) Hs=2.36m Tp=11.5sec β=45deg	(5% POE) vw=11.33m/s β=45deg	(100 yr) vc=2.05m/s β=45deg
	wind only	522			
	current only	523			
	wave+current	524			
	all	525			
Ⅴ (Non-collinear)	Fig. 4(c)	605	(100 yr) Hs=4.84m Tp=10.22sec β=180/157.5deg	(100 yr) vw=19.08m/s β=180deg	(10 yr) vc=1.23m/s β=135deg
	Fig. 4(d)	705			

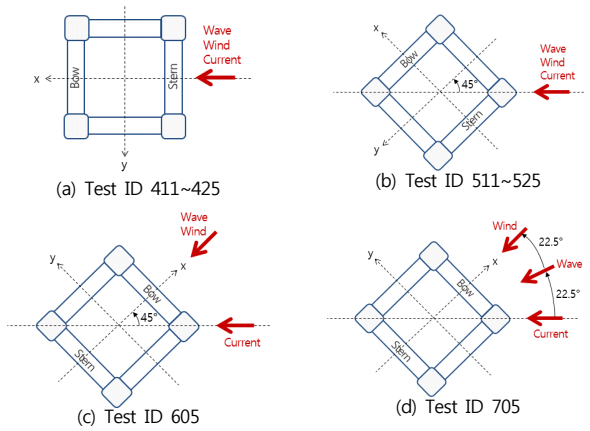


Fig. 4 Layout of model ship

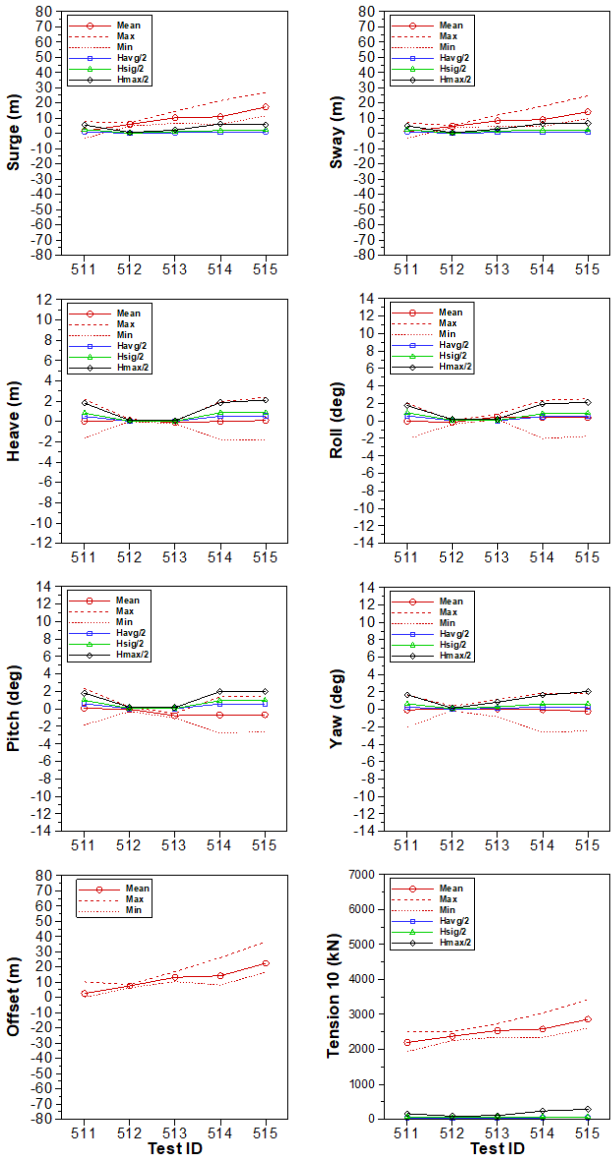


Fig. 5 Irregular results (collinear wave dominant)

Table 3은 환경하중 조합 시 응답의 선형-비선형 특성을 파악하기 위하여 선체 옵셋의 평균값과 계류삭 장력 중 평균에서 선인장을 제한 값에 대하여 환경하중 조합 시 계측값과 각각의 독립 조건에 대한 결과를 산술적으로 더한 값(괄호안의 값)을 비교한 것으로서 선체 옵셋의 경우 두 값이 유사하여 환경하중 조합 시 선형거동을 보인다. 반면 장력의 경우 두 값이 다소 차이를 보여 비선형성이 고찰되는데 이는 선체의 옵셋과 trimming 효과가 복합적으로 작용하기 때문으로 보인다.

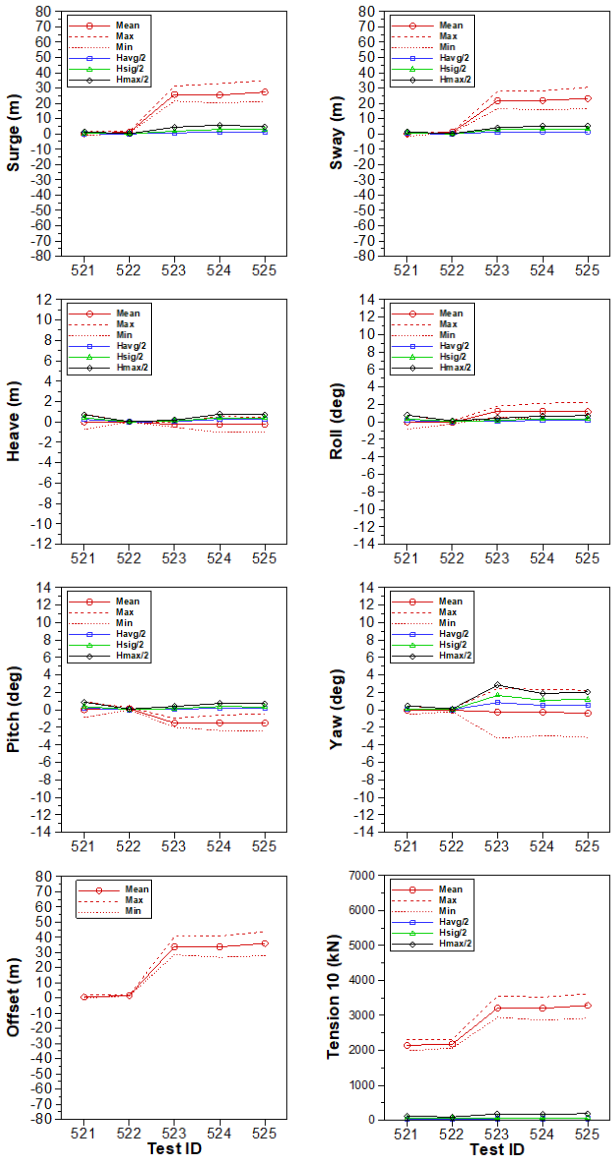


Fig. 6 Irregular results (collinear current dominant)

Table 3 Measured versus added responses in collinear cases

Case	Category Ⅰ	Category Ⅱ	Category Ⅲ	Category Ⅳ
Mean offset (m)				
Wave only	3.639	0.787	2.612	0.542
Wind only	8.544	1.832	7.599	1.628
Current only	14.079	34.051	13.218	33.826
Wave+current	16.480 (17.718)	34.926 (34.838)	14.222 (15.830)	33.642 (34.368)
All	24.682 (26.262)	35.346 (36.670)	22.453 (23.429)	35.942 (35.996)
Mean tension-pretension (kN)				
Wave only	78	27	68	13
Wind only	188	47	245	53
Current only	386	721	410	1078
Wave+current	443 (463)	735 (748)	450 (478)	1074 (1091)
All	639 (651)	746 (795)	731 (722)	1154 (1144)

( ) : added value

Fig. 7은 파랑하중이 지배적인 collinear 조건(Test ID 415,

515), 조류하중이 지배적인 collinear 조건(Test ID 425, 525), noncollinear 조건(Test ID 605, 705) 등의 응답을 비교한 것으로서 surge, sway, 선체 옵셋, 계류삭 장력의 경우 파랑하중이 지배적인 경우보다 조류하중이 지배적인 경우 응답이 더 크게 발생하였다. Heave와 roll의 경우 파랑하중이 지배적인 경우가 조류하중이 지배적인 경우보다 응답이 더 크다. Pitch의 경우 동적응답, 최대값, 최소값 등은 파랑하중이 지배적인 경우가 조류하중이 지배적인 경우보다 더 크나 평균값은 trimming 효과로 인해 조류가 지배적인 경우 더 크게 발생한다. Yaw의 경우 동적응답은 조류가 지배적일 때 더 크며 최대값, 최소값 등은 두 경우가 비슷하였으며 평균값의 경우 모든 경우에 있어서 작게 발생하였다. 한편, 모든 응답에 있어서 noncollinear 조건이 collinear 조건보다 크진 않았다.

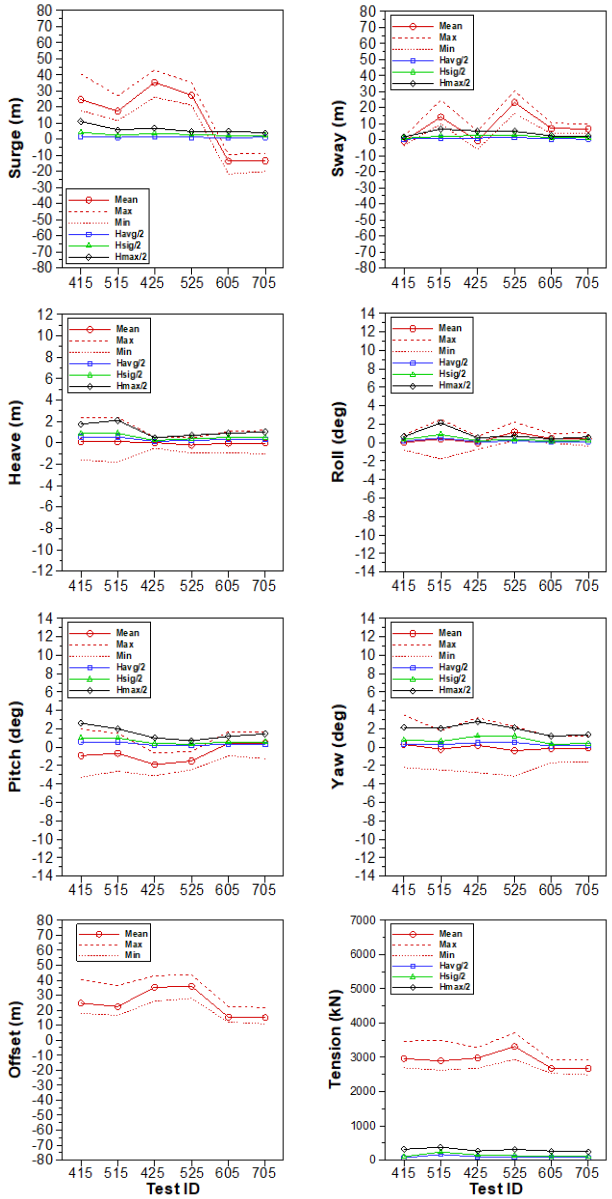


Fig. 7 Irregular results (collinear vs noncollinear)

4. 결 론

본 연구에서는 수심 1857m의 GOM 해역을 대상으로 설계된 16개의 taut 계류삭이 부착된 86.92m 규모의 SEMI 구조물에 대한 모형실험을 수행하여 파도, 바람, 조류 등의 하중조합에 따른 선형-비선형 응답특성을 고찰하고 파랑 또는 조류가 지배적인 경우, collinear 및 noncollinear 조건 등의 응답을 비교하였다.

규칙파 RAO는 surge와 pitch의 경우 종파, 사파, 횡파 순으로 크게 발생하였으며 sway와 roll은 그 반대이다. Heave는 SEMI 형상이 정방형이므로 세 파향의 결과가 거의 유사하며 또한 세 파향에 대해 좌우가 대칭이므로 yaw는 작게 발생하였다.

불규칙파 응답에 있어서 바람 또는 조류만 작용하는 경우 heave, roll, pitch의 동적응답은 작으며 pitch의 경우 파랑이 없는 경우에도 평균값, 최대값, 최소값 등이 작지 않은데 본 SEMI의 경우 taut 계류 장력에 의한 trimming 효과가 상당하기 때문이다. 바람만 작용하는 경우 surge, sway, yaw의 동적응답은 작다. 조류 작용 시 surge, sway, 선체 옵셋, 계류삭 장력 등이 크게 발생한다. 환경하중 조합 시 선체 옵셋은 선형거동을 보이나 계류삭 장력은 옵셋과 trimming의 효과가 복합적으로 작용하여 비선형 거동을 보인다.

Surge, sway, 선체 옵셋, 계류삭 장력의 경우 파랑하중이 지배적인 경우보다 조류하중이 지배적인 경우 응답이 더 크며 heave와 roll은 파랑하중이 지배적인 경우가 더 크다. Pitch의 경우 동적응답, 최대값, 최소값 등은 파랑하중이 지배적인 경우가 더 크나 평균값은 trimming 효과로 인해 조류가 지배적인 경우 더 크다. Yaw의 경우 동적응답은 조류가 지배적일 때 더 크고 최대값, 최소값 등은 두 경우가 비슷하며 평균값은 모든 경우에 대해 작게 발생한다. 전반적으로 noncollinear 조건의 응답이 collinear 조건의 응답보다 크진 않다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부 과제인 “심해용 부유식 해양플랜트의 다점 계류시스템 설계, 설치 핵심 기술 및 설계 패키지 개발(과제번호 10060117, KRISO Grant No. PNS3060)”의 일부로 수행되었다.

참 고 문 헌

Chen, X., Zhang, J., Johnson P. and Irani, M. (2000). “Studies on the dynamics of truncated mooring line”, ISOPE 2000, pp 94-101.

Kim, B.W., Sung, H.G., Hong, S.Y. and Jung, H.J. (2010). “Finite element nonlinear analysis for catenary structure considering elastic deformation”, Computer Modeling in Engineering & Sciences, Vol. 63, pp 29-45.

Kim, J.H., Kim, Y.S., Hong, S.Y., Kim, B.W. and Shin, S.H. (2011). “An Experimental Study on Extreme Responses of a Moored Semi-submersible Rig”, ISOPE 2011, pp 502-508.

Waals, O.J. and Dijk, R.R.T. (2004). “Truncation methods for deep water mooring systems for a catenary moored FPSO and a semi taut moored semi submersible”, DOT Conference, Paper No 24-1.

면내외 굽힘변형을 고려한 Taut형 계류라인의 시간영역 피로해석

이충현* · 김유일*
*인하대학교

Time Domain Fatigue Analysis of Taut Mooring Line Considering OPB/IPB Phenomenon

Choong-Hyun Lee*, Yooil Kim*
*INHA University, Incheon, Korea

KEY WORDS: Out-of-plane bending OPB 면외굽힘, In-plane bending IPB 면내굽힘, De-coupled analysis 비연성 해석, Quasi-static analysis 준정적 해석, Interlink angle 링크간 각도, Stress concentration factor 응력집중계수

ABSTRACT: *This study presents the time domain fatigue analysis of a mooring line taking into account so called OPB and IPB effect within the framework of de-coupled analysis. Motion response of a floater was calculated under the assumption that the mooring line behaves in quasi-static way and prescribed as forced boundary condition in succeeding transient dynamic finite element analysis with a critical mooring line modeled. Top tension time series was combined with pre-calculated SCF to calculated local stresses on the chain surface. SCF and interlink angle were obtained by nonlinear finite element analysis considering contact and friction. Total fatigue damage was derived by counting the stress cycles using Rainflow counting method and discussion was made on the effect of bending to the fatigue damage.*

1. 서 론

일반적으로 계류라인의 체인링크에 대한 피로 평가는 체인에 작용하는 인장력을 고려하여 수행되었다. 하지만 2003년 서아프리카의 Girassol 지역에 설치된 해양 구조물의 계류라인의 설계수명보다 현저히 적은 기간에 파손되었고 이는 체인링크 간 마찰로 인해 OPB/IPB(out-of-plane bending, in-plane bending)효과 때문인 것으로 나타났다. 이후 계류라인의 피로설계시 OPB/IPB효과를 고려하기 위해 많은 시도가 있어 왔다. API(American Petroleum Institute, 2005)와 DNV GL(Det Norske Veritas and Germanischer Lloyd, 2015)에서 제시하는 피로설계에 대한 규정 및 방법론으로 실제 계류라인의 피로설계를 수행하기에는 어려움이 있다. Kim et al.(2017)은 상기 방법론과는 다른 피로해석절차를 개발하여 FPSO의 현수선형 계류라인에 대해 OPB/IPB효과를 고려하여 피로손상을 계산하였다. 본 연구에서는 Taut형 계류라인에 대해 피로해석절차를 제시하고 OPB/IPB효과를 고려하여 피로손상을 계산하였다.

2. 피로해석절차

피로해석절차의 전체적인 개요는 Fig. 1에 나타낸것과 같이 크게 세 모듈로 나뉘어 있다. 인장피로해석에서는 비연성 해석을 통해 구조물의 운동과 인장력의 시간이력을 계산되며 체인 응력해석에서는 국부 응력을 계산하기위해 인장력과 OPB/IPB로 유발되는 응력집중계수와 인터링크 강성이 계산된다. 구조물의 회전운동과 인터링크앵글의 발생량과의 관계를 유도하기 위해 계류라인 정적해석이 수행된다. 이 해석을 통해 인터링크앵글의 시간이력을 계산할 수 있다.

체인에 국부 응력시계열은 인장피로해석에서 얻어진 장력의 공칭응력과 체인 응력해석에서 계산한 응력집중계수를 곱하여 계산한다. OPB/IPB로 인한 응력집중은 인터링크앵글에 따라 변화하기 때문에 인터링크앵글의 시간이력을 사용한다.

피로손상의 계산은 OPB/IPB가 고려된 국부응력의 시간이력을 레인플로우 집계법을 이용하여 응력범위를 얻고 S-N선도에 대입하여 누적피로손상을 계산한다.

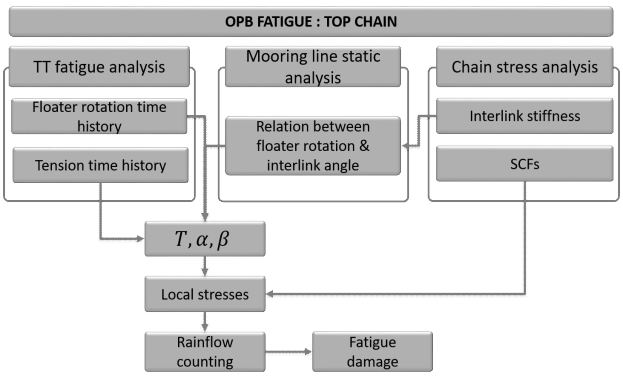


Fig. 1 Overall fatigue analysis procedure

2.1 임계라인의 결정

피로해석절차의 전체적인 개요는 Fig. 1에 나타낸것과 같이 크게 세 모듈로 나뉘어 있다. 인장피로해석에서는 비연성 해석을 통해 구조물의 운동과 인장력의 시간이력을 계산되며 체인 응력해석에서는 국부 응력을 계산하기위해 인장력과 OPB/IPB로 유발되는 응력집중계수와 인터링크 강성이 계산된다. 구조물의 회전운동과 인터링크앵글의 발생량과의 관계를 유도하기 위해 계류라인 정적해석이 수행된다. 이 해석을 통해 인터링크앵글의 시간이력을 계산할 수 있다.

체인에 국부 응력시계열은 인장피로해석에서 얻어진 장력의 공칭응력과 체인 응력해석에서 계산한 응력집중계수를 곱하여 계산한다. OPB/IPB로 인한 응력집중은 인터링크앵글에 따라 변화하기 때문에 인터링크앵글의 시간이력을 사용한다.

피로손상의 계산은 OPB/IPB가 고려된 국부응력의 시간이력을 레인플로우 집계법을 이용하여 응력범위를 얻고 S-N선도에 대입하여 누적피로손상을 계산한다.

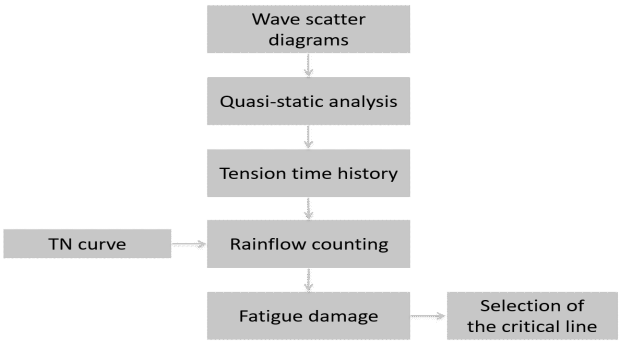


Fig. 2 Critical line selection procedure

본 연구에서는 Fig. 2와 같은 방법으로 임계라인을 선정하였다. 계류라인의 동력학적 효과를 고려하지 않은 준정적해석(Quasi-static analysis)으로부터 인장력의 시간이력을 도출하고 T-N선도에 대입하여 라인별 피로손상을 계산한 후 가장 큰 피로손상을 가지는 계류라인을 선정한다.

2.2 대표위치의 결정

대표위치(Significant position)은 바람과 해류의 영향을 보수적이면서 효과적으로 고려하기 위해 도입된 개념이다. 해상상태에 따라 정적인 풍하중과 해류하중을 받게 될 때 페어리드(Fairlead)에 작용하는 장력이 상위 1/3에 해당하는 위치의 평균으로 정의하며 식(1)과 같이 계산된다.

$$\overrightarrow{X} = \frac{\sum_{i\,of\,upper\,1/3\,tension} \overrightarrow{X_i} \times p_i}{\sum_{i\,of\,upper\,1/3\,tension} p_i} \quad (1)$$

$\overrightarrow{X_i}$: Position of i-th

p_i : Probability of i-th sea state

2.3 비연성 해석

Fig. 3은 비연성해석 절차를 보여준다. 대표위치에 구조물을 위치시킨 뒤에 준정적해석으로 구조물의 운동을 계산한 뒤 임계라인에 대해 동일한 계산된 운동을 경계조건으로 강제하여 라인의 동적거동이 고려된 인장력 시간이력을 계산한다.

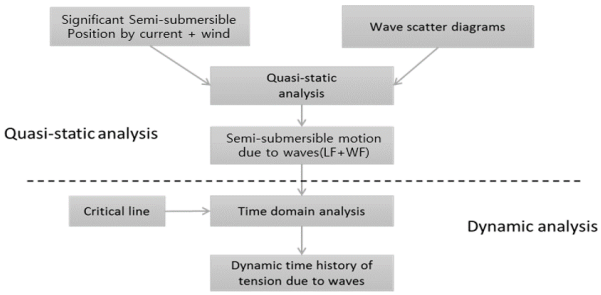


Fig. 3 De-couple analysis procedure

2.4 체인응력 해석

경계조건의 영향을 최소화하기 위해 Fig. 4와 같이 세 개의 풀링크와 두 개의 하프링크로 모델을 구성하고 양끝 하프링크에 경계조건을 부여한다.

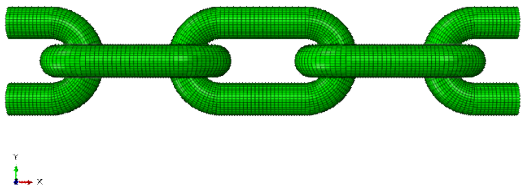


Fig. 4 Chain stress analysis model

OPB/IPB를 유발시키기 위해 Fig. 5와 같은 하중단계를 적용한다. 회전 단계에서는 인장력과 회전이 동시에 가해지며 파란색 실선은 인장력을 의미하고 빨간색 실선은 회전운동을 의미한다.

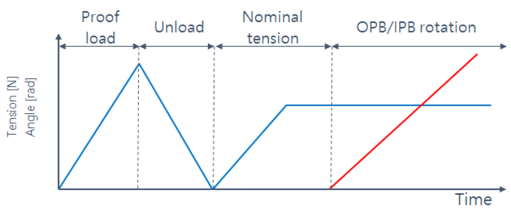
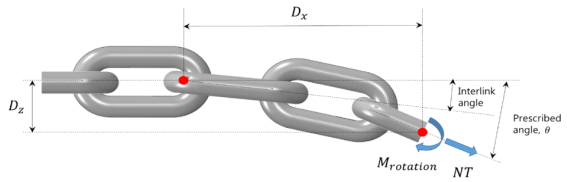
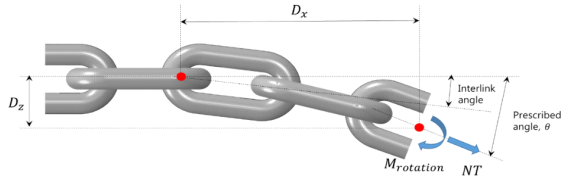


Fig. 5 Load step applied to mooring chain

인터링크 앵글은 Fig. 6과 같이 정의 되며 OPB/IPB모멘트는 Fig. 6의 중앙체인의 오른쪽 빨간 점에서의 모멘트 평형방정식으로 계산되며 식(2), 식(3)과 같다.



(a) OPB moment calculation and interlink angle



(b) IPB moment calculation and interlink angle

Fig. 6 Definition of interlink angle and moment

인터링크 앵글은 Fig. 6과 같이 정의 되며 OPB/IPB모멘트는 Fig. 6의 중앙체인의 오른쪽 빨간 점에서의 모멘트 평형방정식으로 계산되며 식(2), 식(3)과 같다.

$$M_{OPB} = M_{Rotation} + NT(D_x \sin\theta - D_z \cos\theta) \quad (2)$$

$$M_{IPB} = M_{Rotation} + NT(D_x \sin\theta - D_z \cos\theta) \quad (3)$$

$M_{Rotation}$는 Fig. 8의 우측에 위치한 하중점에 부가된 모멘트이며 NT는 공칭인장력을 의미하고 D_x, D_z는 접촉면에서 하중점까지의 거리를, θ는 링크의 강제 회전각을 나타낸다.

$$SCF_{TTi} = \pm \frac{\max(|\sigma_{TTi,\max}|, |\sigma_{TTi,\min}|)}{\sigma_n} \quad (4)$$

$$SCF_{OPBi} = \pm \frac{\max(|\sigma_{OPBi,\max}|, |\sigma_{OPBi,\min}|)}{\sigma_n}$$

$$SCF_{IPBi} = \pm \frac{\max(|\sigma_{IPBi,\max}|, |\sigma_{IPBi,\min}|)}{\sigma_n}$$

여기서 각 응력집중계수의 분자는 인장, OPB/IPB로 발생하는 최대 최소 주응력이며 분모는 체인 중앙 단면에서의 공칭 응력이다.

2.5 계류라인 정적해석

구조물의 회전운동과 인터링크 앵글 발생량의 관계를 도출하기 위해 계류라인 정적해석이 수행된다. 이를 위해 Fig. 7과 같은 해석 모델이 도입되었다. 체인 상부의 체인링크는 강성 보로 모델링되고 인터링크 강성 값을 가지는 회전 조인트를 사용해 연결한다. 정적해석은 일정한 회전운동을 가한 후 강성 보 사이의 각도를 통해 인터링크 앵글의 발생량을 계산하였다.

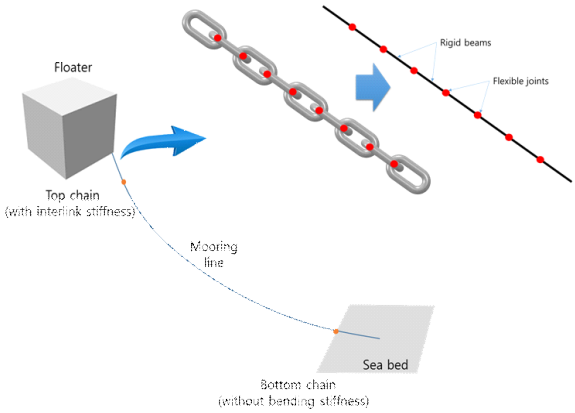


Fig. 7 Mooring line static analysis model

3. 해석결과

3.1 해석 대상

대표위치(Significant position)은 바람과 해류의 영향을 보수적이면서 효과적으로 고려하기 위해 도입된 개념이다. 해상상태에 따라 정적인 풍하중과 해류하중을 받

본 연구에서는 Taut형 계류시스템을 가지는 반잠수식 구조물에 대해 상기 피로해석 절차를 적용하였다. 계류라인의 배치는 Fig. 8과 같으며 계류라인과 구조물의 제원은 Table 1과 Table 2에 정리되어있다.

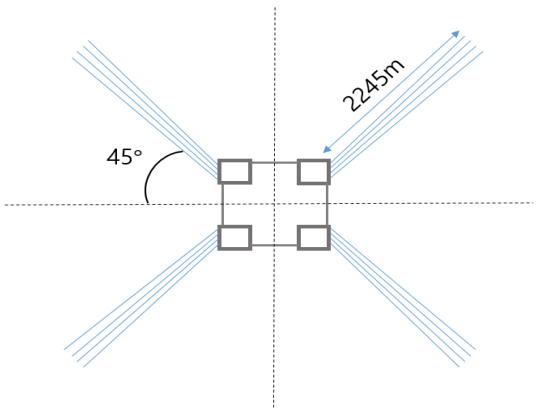


Fig. 8 Mooring line arrangement

Table 1 Main characteristics of semi-submersible

Description	Unit	Value
Length	m	86.92
Breadth	m	86.92
Draft	m	22
Displacement	ton	58748

Table 2 Characteristics of mooring lines

Top chain	Type	137mm R4S studless
	Length[m]	73-87
	MBL[kN]	18852
	Wet weight[kg/m]	326
Fiber rope	Type	238mm polyester
	Length[m]	2712
	MBL[kN]	16677
	Wet weight[kg/m]	10.1
Ground chain	Type	137mm R4S studless
	Length[m]	85
	MBL[kN]	18852
	Wet weight[kg/m]	326

3.2 OPB/IPB가 고려된 피로손상해석 대상

체인의 국부 응력은 식(5)와 같이 체인 중앙 단면의 공칭응력과 인장, OPB/IPB에 의한 응력집중계수의 곱으로 계산되었다.

$$\sigma_i = \sigma_n (SCF_{TTi} \pm SCF_{OPBi} \pm SCF_{IPBi}) \quad (5)$$

피로손상은 DNVGL-OS-E301에 따라 부식을 50% 고려하고 식(6)과 같은 DNVGL-RP-C203의 B1 S-N 선도를 사용하여 계산되었다. S-N선도의 계수는 Table 3에 정리하였다.

$$n_c(s) = a_D S^{-m} \quad (6)$$

$n_c(s)$: The number of stress ranges

s : Stress range(double amplitude) in MPa

a_D : The intercept parameter of the S-N curve

m : The slope of the S-N curve

Table 3 S-N curve parameter

$\log a_D$	m
12.346	3.0

OPB/IPB를 고려한 장기피로해석 결과는 Table 4에 정리 하였으며 Fig. 9는 인장력만 고려한 체인의 각 절점에서의 장기피로손상의 분포이며 Fig. 10은 OPB/IPB의 영향이 고려된 피로손상 분포이다. OPB의 영향으로 최대 피로손상 지점이 체인의 면 쪽으로 이동하는 것을 볼 수 있다.

Table 4 Long-term fatigue damages

	Max. damaged node number	Long-term fatigue damage
Tension	520	0.0178
Tension+OPB	2943	0.1275
Tension+OPB+IPB	3522	0.1548

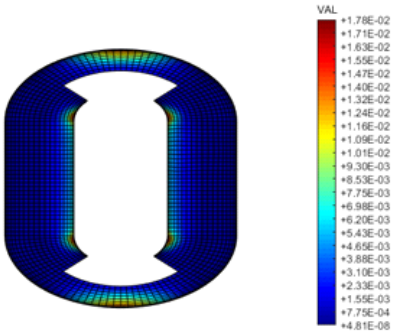


Fig. 9 Long-term fatigue damage distribution under tension

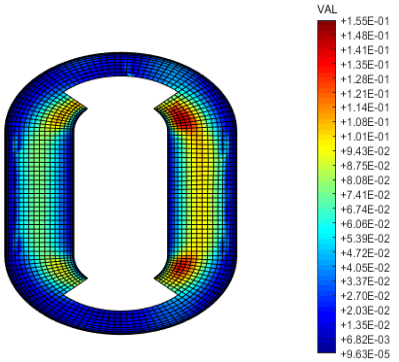


Fig. 10 Long-term fatigue damage distribution under tension+OPB+IPB

4. 결론

본 연구에서는 비연성 유체동력학 해석과 비선형 응력해석을 기반으로 OPB/IPB를 고려한 피로해석 절차를 수립하고 Taut 형 계류시스템을 가진 반 잠수식 구조물의 피로 손상을 계산하여 OPB/IPB의 영향을 확인하였다. 상기 연구결과를 토대로 다음과 같은 결론을 도출할 수 있었다.

(1)인터링크 강성을 결정할 때에는 마찰계수에 따라 미끄러짐이 발생하는 위치가 바뀌기 때문에 미끄러짐을 고려해야 하는지에 대한 고려와 경계조건으로 인한 영향이 없도록 신중하게 결정해야한다.

(2)면내 굽힘을 고려할 때 보다 면외 굽힘이 고려되었을 때 피소손상의 증가폭이 큰 것으로 보아 면내 굽힘보다 면외 굽힘이 피로손상에 더 많은 영향을 끼치는 것을 확인할 수 있었다.

(3)이 특정 사례의 경우 인장력만이 고려된 피로 손상 보다 면내외 굽힘으로 인한 피해 증가가 매우 유의함을 확인할 수 있었다.

(4)면내외 굽힘 효과가 고려되면 최대 피로 손상이 발생하는 위치가 체인 안쪽 곡면에서 보다 바깥쪽으로 이동하는 것을 확인할 수 있었다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부 과제인 “심해용 부유식 해양플랜트의 다점 계류시스템 설계, 설치 핵심 기술 및 설계 패키지 개발 (과제번호 10060117)”의 일부로 수행되었다.

참 고 문 헌

American Petroleum Institute(API) (2005). Design and Analysis of Station keeping Systems for Floating Structures, API RECOMMENDED PRACTICE 2SK THIRD EDITION, October 2005.

Det Norske Veritas and Germanischer Lloyd(DNVGL) (2015). OFFSHORE STANDARD, DNVGL-OS-E301, Edition July 2015.

Det Norske Veritas and Germanischer Lloyd(DNVGL) (2016). Fatigue Design of Offshore Steel Structure, DNVGL-RP-C203, Edition April 2016.

Kim, M.S. and Kim, Yooil (2017). Nonlinear Finite Element Analysis for Mooring Chain Considering OPB/IPB. Journal of the Ocean Engineering and Technology, 31(4), pp.299-307.

Passive Heave Compensator를 고려한 Suction Pile의 심해 설치해석

송창우 · 김봉재
삼성중공업 에너지플랜트연구센터

Deep Sea Installation Analysis of Suction Pile with Passive Heave Compensator

Chang-Woo Song and Bong-Jae Kim

Energy Plant Research Center, Samsung Heavy Industries Co. Ltd, Seongnam, Korea

KEY WORDS: Suction Pile 흡입식 말뚝, Installation Analysis 설치 해석, Passive Heave Compensator 상하동요 감쇠장치

ABSTRACT: *The purpose of this installation analysis is to demonstrate that the suction pile can be installed using the proposed installation procedure, vessel and equipment without damage and to determine the operable sea states for the installation. This study will show the feasibility of the operations, and give limitations as weather limitations and parameters to be applied during the installation. The loads and load effects determined in the static and/or dynamic analyses form the basis for capacity checks of the suction pile, installation equipment and installation aids.*

1. 서 론

깊은 수심을 대상 해역으로 하는 해양구조물은 위치 유지를 위해 계류시스템이 주로 사용된다. 본 연구에서는 GoM (Gulf of Mexico)을 대상 해역으로 선정하고 Semi-submersible에 Taut-type 다점 계류시스템을 적용하였다. 계류시스템의 하중을 지지할 수 있도록 설계된 Suction Pile의 설치해석은 수치 해석을 통해 설치 가능한 환경조건을 파악하는 것이 목적이다. 해석의 범위는 설치선의 크레인으로 바지선에 실려 온 Suction Pile을 들어 올리는 작업(Pick-up), 수면을 통과시키는 작업(Lowering through splash zone)과 해저까지 내리는 작업(Landing)까지 총 3단계로 구분하여 수행하였다. 각각의 단계를 수치 해석을 통해 크레인과 Suction Pile에 작용하는 힘의 상관관계를 파악하고, 설치 단계에서 중요한 요소 값들을 확인하여 PHC(Passive Heave Compensator)의 적용여부 및 결과를 확인하였다.

2. 해석 기준 및 조건

2.1 Suction Pile

석션 파일은 계류해석 결과를 반영하여 설계된 정보를 이용하였으며 제원은 Table 1에 요약하였다.

Table 1 Suction Pile Dimensions

Item	Unit	Dimension
Out Diameter	[m]	5.5
Length	[m]	22.0
Target Penetration	[m]	21.0
Pad-eye Location	[m]	6.0
Weight in air (Include anode and chain etc.)	[MT]	159.3
Center of Mass (X, Y, Z)	[m]	0.0, 0.0, 11.6

2.2 작업선(설치선, 바지) 및 장비

설치선 제원은 Table 2와 같으며 Picth 운동의 고유주기는 12.6s, Roll 운동의 고유주기는 20.0s인 선박을 이용하여 설치 작업을 수행하는 것으로 가정하였다.

Table 2 Installation Vessel Specification

Item	Unit	Dimension
LBP	[m]	171.0
Breadth	[m]	32.2
Depth	[m]	14.5
Operation Draft	[m]	8.4

설치에 사용되는 크레인의 허용하중은 크레인 차트를 이용하여 거리에 따른 허용하중 값을 사용하였다. 크레인의 메인 훅 와이어는 **2x14**로 구성되어 총 **28**가닥의 특성을 고려하였고 **A&R(Abandon & Recovery)** 또한 실제 와이어 물성을 해석에 반영하였다. **PHC**는 수심, 석션 파일의 무게 등 여러 가지 정보를 고려하여 설치에 적합한 **Cranemaster**사의 모델을 선택하고 **Table 3**에 나타낸 정보를 사용하였다. 바지의 경우 **16**개의 석션 파일을 모두 싣고 한 번에 이동할 수 있도록 길이 **120m**, 폭 **30m**, 홀수 **3.5m** 제원의 바지를 선택하였다.

Table 3 Passive Heave Compensator

Item	Unit	Dimension
Strok length	[m]	4.5
Weight in air	[kg]	25900.0
Stiffness	[kN]	149.2
SWL	[MT]	250.0

2.3 환경조건

환경조건은 Metocean 보고서 자료를 이용하였으며 해석시간을 줄이기 위해 규칙파를 사용하였다. 규칙파의 주기는 해상의 Tz 값으로 간주되기 때문에 Fig. 1의 Tp값을 Tz로 변환하여 해석에 사용하였다 (Tp≈1.4Tz). 해석 주기는 [4s-18s]이며 간격은 1초로 결정하였다. 규칙파의 방향은 설치선의 선수 방향과 선수 방향의 ±15°, 3방향을 모두 고려하였다.

H_s (m)	Peak wave period T_p (s)											
	2-4	4-6	6-8	8-10	10-12	12-14	14-16	16-18	18-20	>20	Total	Exceed (%)
0.0 - 0.5	2.50	11.92	3.73	4.19	0.78	0.01	*	-	-	-	23.13	100.00
0.5 – 1.0	1.87	19.52	9.43	0.49	0.16	0.01	*	-	-	-	31.48	76.94
1.0 – 1.5	*	10.01	12.58	0.34	*	0.01	-	*	-	-	22.94	45.45
1.5 – 2.0	-	1.56	10.14	0.82	0.01	*	*	*	-	-	12.53	22.49
2.0 – 2.5	-	0.04	5.18	0.83	0.01	0.01	*	-	-	-	6.07	9.92
2.5 – 3.0	-	-	1.64	0.69	0.03	*	-	-	-	-	2.36	3.84
3.0 – 3.5	-	-	0.26	0.68	0.02	*	-	-	-	-	0.96	1.48
3.5 – 4.0	-	-	*	0.34	0.03	*	-	-	-	-	0.37	0.51
4.0 – 4.5	-	-	*	0.08	0.01	-	-	-	-	-	0.09	0.14
4.5 – 5.0	-	-	-	0.03	*	*	-	-	-	-	0.03	0.05
5.0 – 5.5	-	-	-	*	0.01	*	-	-	-	-	0.01	0.02
Total	4.37	43.05	42.96	8.49	1.06	0.04	-	-	-	-	100.00	
Exceed (%)	100.00	95.64	52.62	9.62	1.12	0.06	0.01	*	-	-		

Fig. 1 Annual Joint Probability Distribution at GoM

3. 설치 해석 및 결과

3.1 설치 절차

석션 파일 설치 작업을 위해 설치선에서 진행되는 주요 절차를 5단계로 구분하였다. 1) 석션 파일을 싣고 있는 바지선이 설치선 측면에 접안한다. 2) 크레인을 이용하여 석션 파일을 들어 올린 뒤 회전시킨다. 3) 수면아래 50m 위치까지 내린다. 4) 석션 파일 하중을 크레인에서 A&R로 이동시킨다. 5) A&R을 이용하여 석션 파일을 해저면 까지 내려 착지시킨다. 5단계 중 3가지 작업(Pick-up, Lowering through splash zone, Landing)을 선정하여 설치 해석을 수행하였다.

3.2 Pick-up

바지에 선적된 석션 파일을 들어 올리는 작업은 설치선과 바지의 상대적인 움직임이 있고 스냅 로드가 발생할 수 있는 위험성이 있기 때문에 해석을 통한 하중 추정이 필요하다. 크레인의 허용하중을 파악하기 위해 거리를 확인하였고 Fig. 2에 나타냈다. 가장 먼 위치의 거리는 51.7m, 허용 하중은 509톤이며 가까운 곳의 거리는 24.9m로 허용 하중은 900톤이다 (DAF 1.1 반영). Pick-up시에 허용되는 최대 Hs는 바지 갑판 높이를 고려하여 2.0m로 제한된다.

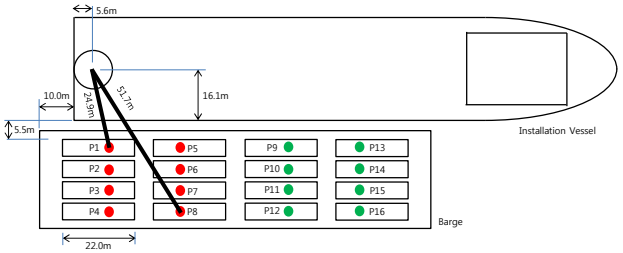


Fig. 2 Vessels Arrangement for Pick-up

스냅 로드 계산을 위해 DNVGL-RP-N103(2017)에서 제안하는 계산식 (1)을 사용하였다. 계산된 동 하중 계수가 2.22를 넘지 않으면 스냅 로드가 발생하지 않는 것으로 평가된다.

$$\Psi = 1 + V_r \sqrt{\frac{C}{W \times g}} \quad (1)$$

Ψ : Dynamic factor
V_r : Relative velocity (m/s)
C : Crane wire stiffness (kN/m)
g : Acceleration of gravity (m/s^2)

크레인 훅에 작용하는 동 하중은 정 하중에 동 하중 계수를 곱하여 계산하였다. 동 하중 계수에 사용되는 상대 속도는 선박간의 영향을 고려하지 않은 설치선과 바지 각각의 RAO를 이용하여 OrcaFlex에서 계산하였다.

Fig. 3은 Pick-up 해석 결과이며 모든 주기에서 스냅 로드가 발생하지 않고 Hs가 2.0m까지 만족하는 것을 확인하였다.

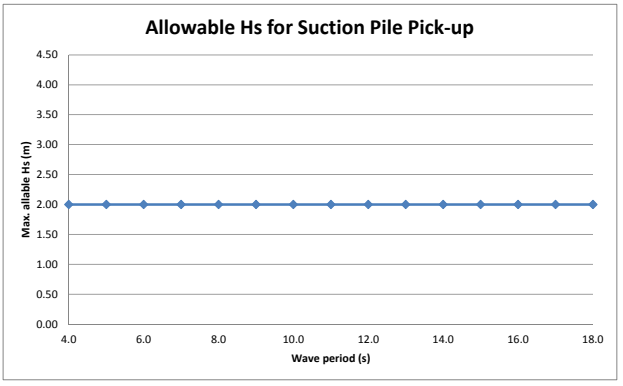


Fig. 3 Allowable Hs for Suction Pile Pick-up

3.3 Lowering through splash zone

크레인으로 들고 있던 석션 파일이 해수면을 통과할 때 동유체력이 발생하여 와이어가 느슨해지는 상황이 생길 수 있기 때문에 이에 대한 평가가 수행되어야 한다. 계산을 위해 DNVGL-RP-N103(2017)의 간이 평가 법을 사용하였다. 해수면을 통과할 때에는 크레인 허용하중인 630톤을 만족해야 하며 와이어가 느슨해지지 않기 위해서는 동유체력이 석션 파일 하중의 90%를 넘지 않아야 한다. Fig. 4와 같이 석션 파일의 상부가 해수면에 들어가기 직전과 들어간 직후인 단계로 구분하여 동유체력을 계산하였다. Stage 1은 석션 파일의 상부에 작용하는 슬래밍 하중이 동유체력의 주요한 인자이며 하부의 항력은 무시하였다. Stage 2에서는 석션 파일 상부가 물에 잠기며 발생하는 항력이 주요한 인자이며 파일 내부에 갇힌 물을 추가질량으로 고려하였다.

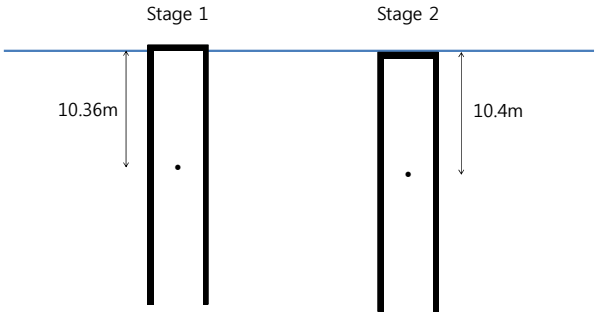


Fig. 4 Suction Pile Lowering Stage

Stage 1, 2 계산 결과를 종합하여 Hs 제한 조건을 Fig. 5에 나타냈으며 주기가 6s 이상일 때 설치 해역의 1년 재현 주기 값인 Hs=4.22m에서 작업이 가능함을 확인할 수 있다.

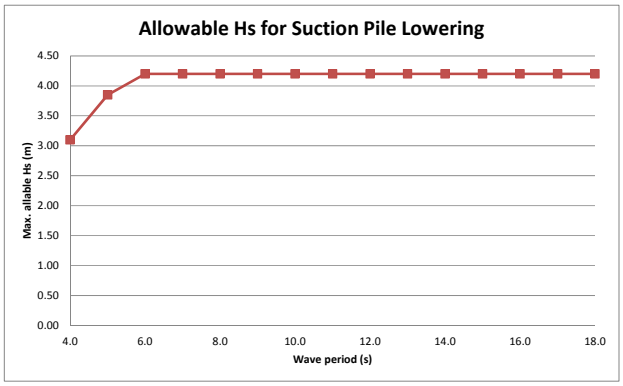


Fig. 5 Allowable Hs for Suction Pile Lowering

Table 4와 Table 5는 Tz=4s 조건의 자세한 계산 결과를 보여준다. Stage 1은 Hs=3.1m이며, Stage 2는 Hs=4.22m의 값이다. Stage 1에서 Hs가 5cm 더 증가하는 경우에는 동유체력과 석션 파일의 하중의 비가 92.6%로 90%를 초과하기 때문에 와이어가 느슨해지는 위험성이 발생할 수 있다. 따라서 Stage 1이 Hs를 결정하는 주요한 단계임을 확인하였다.

Table 4 Lowering Analysis Results - Stage 1 (Tz=4s)

Item	Unit	Result
Static force	[N]	1405951
Slam force	[N]	1262196
Mass force	[N]	16661
Hydro force	[N]	1262306
Ratio (hydro/static)	[N]	0.898
Max. hook load	[N]	2668257

Table 5 Lowering Analysis Results - Stage 2 (Tz=4s)

Item	Unit	Result
Static force	[N]	1402909
Drag force	[N]	9164
Mass force	[N]	489937
Hydro force	[N]	490022
Ratio (hydro/static)	[N]	0.349
Max. hook load	[N]	1892932

3.4 Landing

A&R을 이용하여 석션 파일을 해저에 착지시키기 위해 제한 속도 0.13m/s를 만족하는 주기별 Hs 제한조건을 계산하였다. Fig. 5와 같이 PHC를 적용하지 않은 경우와 적용한 경우를 각각 확인하였다.

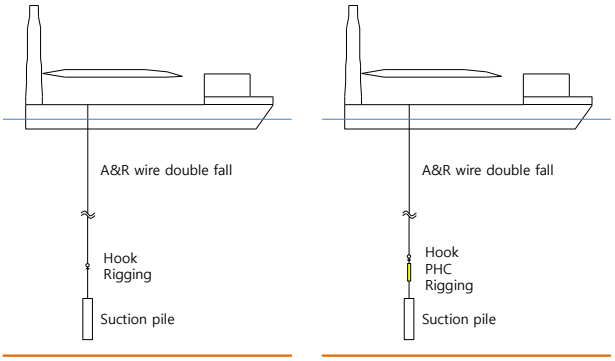


Fig. 5 Suction Pile Landing Configurations

PHC를 적용하지 않은 경우 Fig. 6의 초록색 실선과 같이 허용 Hs가 1m를 넘는 파도의 주기는 [4s-6s]이다. 보라색 실선은 PHC를 적용한 경우를 의미하며 Hs 1m 이상에서 작업 가능한 파도 주기가 [4s-12s]로 넓어진 것을 확인 할 수 있다.

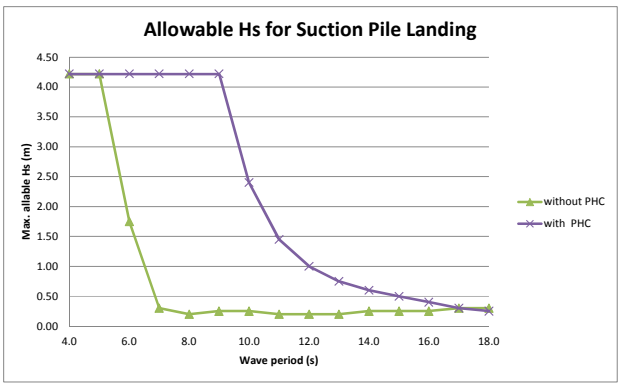


Fig. 6 Allowable Hs for Suction Pile Landing

Fig. 7은 석션 파일을 해수면 아래 50m부터 1857m까지 내리는 구간에서의 고유주기를 식 (2), (3)을 이용하여 계산한 것이다.

(w/o PHC)

$$T = 2 \times \pi \sqrt{\frac{M + M_a + M_{hook} + M_{rigging} + \frac{1}{3} W_{ARwire}}{K}} \quad (2)$$

(w/ PHC)

$$T = 2 \times \pi \sqrt{\frac{M + M_a + M_{hook} + M_{rigging} + M_{PHC}}{K}} \quad (3)$$

M : Mass of he structure
M_a : Added mass
M_{hook} : Mass of the hook
$M_{rigging}$: Mass of the rigging
M_{PHC} : Mass of PHC
K : Stiffness of the system

PHC가 없는 경우 실해역의 파도 주기와 겹치는 구간이 발생하며, PHC를 적용한 경우 고유주기를 길게 변화시키기 때문에 파도의 주기와 겹치지 않도록 하는 효과가 있다. 따라서 석션 파일을 해저로 내리는 작업 시에 PHC와 같은 상하동요 감쇠장치를 적용해야 한다.

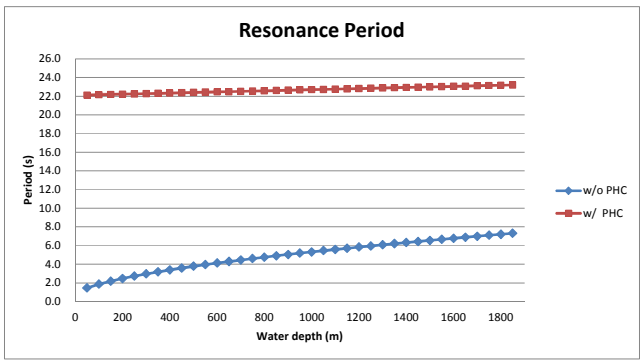


Fig. 7 Resonance with and without PHC

4. 결 론

본 논문에서는 수치 해석을 통해 크레인과 Suction Pile에 작용하는 힘의 상관관계를 파악하였다. 설치작업을 3단계로 구분하여 중요한 제한조건들을 확인하고 PHC(Passive Heave Compensator)의 적용여부 및 결과를 확인하였다. 이로부터 다음의 결론을 얻을 수 있다.

(1) 주어진 지역의 환경 조건을 이용하여 석션 파일의 설치 해석을 통해 각각의 작업 시 설치가 가능한 제한조건을 확인하였다 .

(2) 구조물의 심해 해저 착지 작업 시에는 환경조건의 파도 주기와 시스템의 고유주기가 겹치는 구간이 발생할 수 있어 상하동요 감쇠장치의 적용이 필요함을 확인하였다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부 과제인 "심해용 부유식 해양플랜트의 다점 계류시스템 설계, 설치 핵심 기술 및 설계 패키지 개발 (과제번호 10060117)"의 일부로 수행되었다.

참 고 문 헌

Det Norske Veritas and Germanischer Lloyd(DNVGL) (2017). Modelling and Analysis of Marine Operations, DNVGL-RP-N103, Edition July 2017.

Fiber rope 계류시스템의 pre-lay 설치 중 계류라인 하중특성에 관한 수치해석

윤상준 · 김봉재
삼성중공업 에너지플랜트연구센터

A Numerical Study for the Tension Characteristics of Fiber Rope Mooring System during Pre-laying Installation

Sang-Joon Yoon and Bong-Jae Kim

Energy Plant Research Center, Samsung Heavy Industries Co., Ltd., Seongnam, Korea

KEY WORDS: Fiber rope 섬유로프, Stiffness 강성, Mooring tension 계류삭 장력, Pre-lay 사전설치, Installation 설치

ABSTRACT: *The pre-laying operation of mooring line is the pre-deployment of mooring lines on seabed prior to arrival of offshore floater at site in order to prepare final mooring line hook-up to the floater. It is well known that pre-laying the mooring system has several clear benefits: financial, safety & integrity, scheduling and finally, provides additional local activities, etc. The purpose of this study is to present the scope, methodology and analysis for pre-installation of the mooring line. 6 wave condition from 1Y RP wave contour and 3 cases of 10Y RP current were applied for the calculation of maximum tension in different mooring line pay out conditions and vessel positions. Additionally, the maximum tensions were calculated and compared with both dynamic and static stiffness of fiber rope.*

1. 서 론

외해에 설치되는 다양한 해양구조물은 부유 구조물로 제작되어 계류 시스템을 이용하여 설치된다. 해양구조물의 계류 설치를 위해서는 일반적으로 앵커파일 설치가 맨 먼저 수행되고, 이후 계류삭 해저면 사전설치 작업을 완료한 후 건조된 해양구조물이 설치 해역으로 이송하여 해저면에 사전 설치된 계류삭을 인양하여 해양구조물에 연결하면 설치 작업이 완료된다. 위의 계류삭 연결 작업 중의 안전 검토를 위해 수행되는 폭풍 안전 계류(Storm safe mooring) 해석에 관한 연구는 이미 소개된 바 있다 (윤상준 등, 2014).

계류삭 사전설치작업은 위 계류삭 연결 작업에 소요되는 시간과 비용 및 위험을 줄이기 위해 분리하여 수행되는 것으로 (Intermoor), 체인-와이어-체인으로 구성된 현수선 계류시스템의 사전설치 해석에 관한 연구(박한솔 등, 2016)가 소개된 바 있다. 본 연구에서는 심해 계류설치에 적용되는 섬유로프 계류시스템의 사전설치 해석에 관한 것이며, 향후 동원 선박 및 장비 사양, 작업 안전성 및 한계 환경조건 등의 검토에 활용되는 것이다.

2. 해석 조건

2.1 해석 프로그램

본 연구에서는 계류삭 사전설치 해석을 위해 상용 해석 프로그램 OrcaFlex(Orcina Ltd., 2018)를 사용하였다.

2.2 계류삭 사전설치 선박

계류삭 사전설치 작업선박의 기본제원 및 RAO는 Table 1 및 Fig. 1과 같이 설정하였다.

Table 1 Principal particulars of the installation vessel

LBP [m]	Breadth (moulded) [m]	Depth (moulded) [m]	Operating Draft [m]
171.0	32.2	14.5	8.42

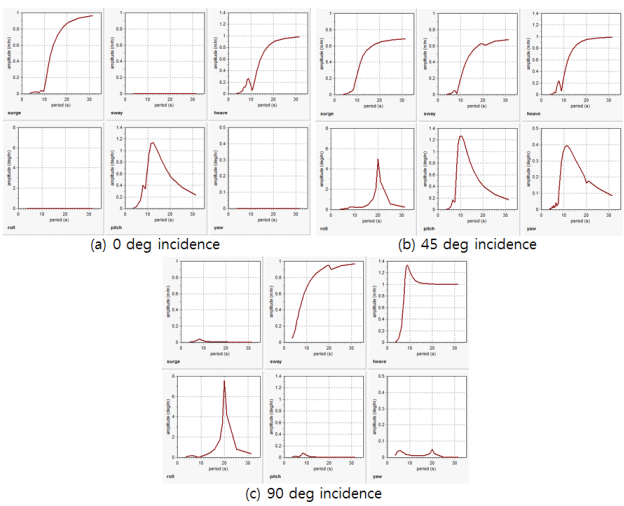


Fig. 1 Displacement RAO of the installation vessel

Table 2 Specifications of mooring lines for the analysis

Item	Type	Nominal Diameter [mm]	MBL [kN]	Weight [kg/m]	Axial Stiffness [kN]	Length [m]
Top chain (Surplus Chain)	R4S Studless	137	18,852.0	326.0	1,602,872.6	73.0 (67.0) for NE1~4 83.3 (56.7) for SE1~4 87.0 (53.0) for SW1~4 76.7 (63.3) for NW1~4
Fiber rope	Polyester	238	16,677.0	10.1	200,124.0 (S), 455,282.1 (D)	897.0
Spacer chain	R4S Studless	137	18,852.0	326.0	1,602,872.6	10.5
Fiber rope	Polyester	238	16,677.0	10.1	200,124.0 (S), 455,282.1 (D)	897.0
Spacer chain	R4S Studless	137	18,852.0	326.0	1,602,872.6	10.5
Fiber rope	Polyester	238	16,677.0	10.1	200,124.0 (S), 455,282.1 (D)	897.0
Ground chain	R4S Studless	137	18,852.0	326.0	1,602,872.6	95.0

Note: (S) Static stiffness, (D) Dynamic stiffness

2.3 계류삭

본 연구에 적용된 계류삭은 향후 설치될 부유식 구조물에 연결되는 상부 체인 및 앵커와 연결된 하부 체인, 그 사이를 연결하는 섬유로프로 구성되어 있다. 섬유로프는 3단으로 나뉘어져 있으며, 각각은 체인(Spacer chain)으로 연결되어 있다. 자세한 계류삭 제원은 Table 2와 같다.

2.4 환경조건

DNV-OS-H101(2011)에서는 해양설치작업 중의 환경외력에 대하여 작업 기간에 따라 적절한 수준을 선정하여 설계에 반영할 것을 권고하고 있다. 일반적으로 계류삭 사전설치 작업은 2~4주의 작업기간을 가지므로, 1년 재현주기의 파랑조건 및 10년 재현주기의 조류 조건을 적용하였다. 특히, 파랑은 1년 재현주기 윤곽선을 따라 6개의 파랑조건을 적용하였다(DNVGL-OS-E301, 2015). 바람은 DP 적용을 고려하여 생략하였다.

조류는 표층, 중층, 심층의 유속을 달리하여 앵커로부터 계류삭이 포설되는 방향(Forward), 설치선으로부터 계류삭이 해저면에 접촉되는 쪽으로 흐르는 방향(Backward) 및 조류가 없는 상태 세 가지 조건을 적용하였다.

Table 3 Environmental condition combination

Wave	Current
	Speed [m/sec] (Water depth [m])
6 wave set (Table 4)	1.37 (0), 0.26 (800), 0.22 (1,500)
JONSWAP, 360°	Forward, Backward, None
1Y RP	10Y RP

Table 4 Wave set for the analysis

Wave #	1	2	3	4	5	6
Hs [m]	3.91	4.22	3.91	3.51	3.07	2.62
Tp [sec]	9.33	9.15	8.53	8.01	7.49	6.98

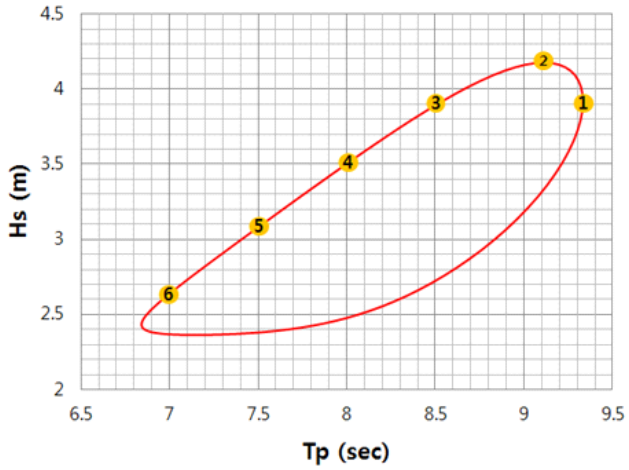


Fig. 2 Wave set for the analysis from Hs-Tp contour (1Y RP)

3. 계류삭 사전설치 해석

계류삭 사전설치 작업 중 계류삭 장력 크기는 계류삭 배출 길이 및 설치선 위치가 기하학적 결정 요소이다. 계류삭의 구성이 체인 또는 로프 단일 요소로만 되어있지 않은 경우, 연속하여 배출되는 계류삭은 해수면으로부터 해저면까지 걸쳐진 현수선 구간에서 서로 다른 질량, 직경, 탄성계수 등을 갖게 된다.

본 연구에서는 설치선 후미의 계류삭 배출 상황을 Table 5 및 Fig. 3~5와 같이 세 가지로 선정한 뒤, 발생 가능한 다양한 설치선 위치에 대해 최대 장력과 접촉점 거리(layback distance) 등을 분석하였다. 설치선의 위치는 표에서 제시된 x 좌표 범위 내에서 100m 간격으로 해석하였으며, 보수적인 Case C에 대해서는 검토 범위를 넓혀 해석 결과를 분석하였다. 이때 Table 1의 Case A는 선박에서 내려진 계류삭이 앵커파일에 연결된 직후의 포설 초기 상황이며(Fig. 3), Case B는 모든 섬유로프가 배출되어 그 종단이 설치선 후미에 위치한 상황(Fig. 4), Case C는 상부 체인 종단이 설치선 후미에 위치한 상황(Fig. 5)이다.

Table 5 Mooring line configuration and vessel position

Case	Pay out length [m]	Mooring line configuration			Vessel position, x [m]
		Ground chain [m]	Fiber rope [m]	Top chain [m]	
A	1,910	95	1,815	N/A	-2,200
B	2,807	95	2,712	N/A	-300 ~ -700
C	2,947	95	2,712	140	-100 ~ -1,000

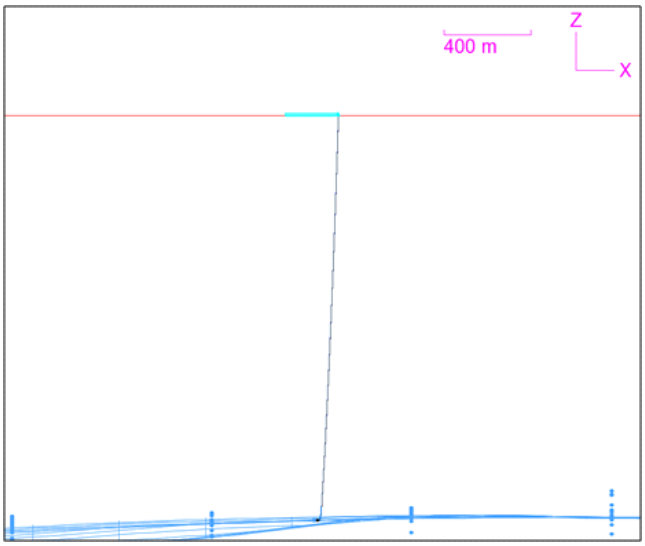


Fig. 3 Case A: Modelling of 1,900m mooring line pay out

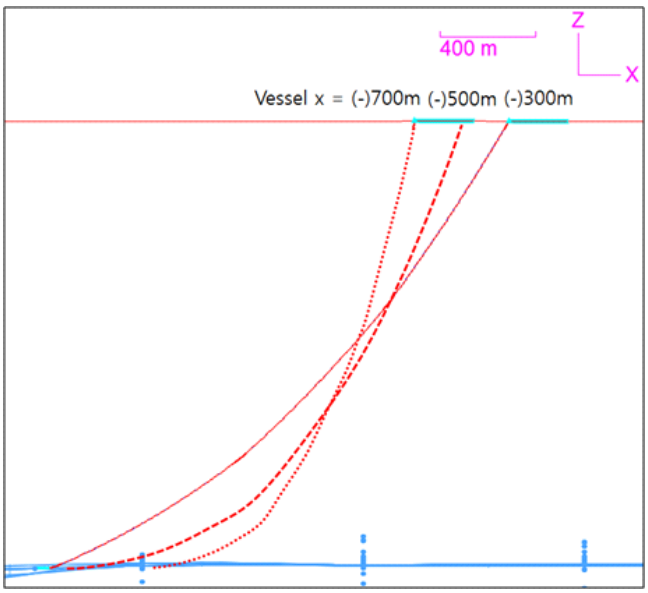


Fig. 4 Case B: Modelling of 2,807m mooring line pay out

4. 해석 결과 및 분석

해석 결과의 주요 검토 항목은 계류삭의 길이 및 구성을 달리한 세 가지 경우에서 주어진 환경조건에 대한 설치선 위치별 선상(top) 및 접촉점(Touch down point, TDP) 최대장력이다.

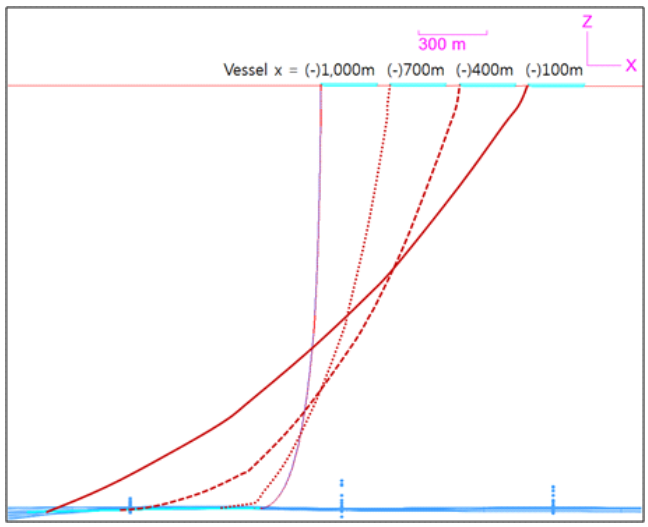


Fig. 5 Case C: Modelling of 2,947m mooring line pay out

2.1 Case A : 포설초기

포설초기의 섬유로프 길이 1,815m는 섬유로프 2개 및 연결 체인(spacer chain) 2개 구간까지가 설치선 후미에 매달려 있는 상황이며, 설치선 위치 변동은 적용하지 않았다. 최대장력은 정의된 Forward 방향 조류에서 파도조건 2일 때 검출되었으며, 설치선 장력 64ton, 접촉점 장력 18ton으로 산출되었다 (Table 6).

2.2 Case B : 섬유로프 종단 배출 시점

섬유로프 종단이 설치선에서 배출되는 경우에서 선박의 위치 x=[-700 ~ -300]m 범위에서 100m 간격으로 설정하여, 최대장력 특성을 살펴보았다. Fig 6에서 보는 바와 같이 최대장력은 Case A와 마찬가지로 Forward 방향 조류에서 파도조건 2일 때 검출되었으며, 최대장력은 설치선 위치 x=-500m에서 103ton으로 산출되었다. Backward 방향 조류에서는 동일 파도조건에서 설치선 위치 x=-400m일 때 최대장력 90ton이 산출되었다.

2.3 Case C : 상부체인 종단 배출 시점

상부체인 종단이 설치선에서 배출되는 경우에서 선박의 위치에 따른 최대장력 특성을 살펴보았다. Fig 7에서 보는 바와 같이 최대장력은 Case A와 마찬가지로 Forward 방향 조류에서 파도조건 2일 때 검출되었으며, 최대장력은 설치선 위치 x=-300m에서 144ton으로 산출되었다. Backward 방향 조류에서는 동일 파도조건에서 설치선 위치 x=-200m일 때 최대장력 137ton이 산출되었다.

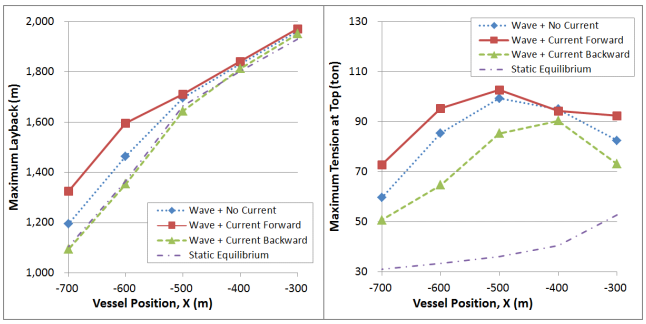
Fig. 8는 최대장력을 보이는 설치선 위치에 대하여 파랑조건별 최대장력 양상을 나타낸 그림이다. 1년 재현주기 파랑조건의 다양한 파주기 및 파고에서 최대장력의 최대값은 파주기 9.0sec에서, 파고 4.5m에서 가장 크게 산출되었으며, 가장 낮은 값 대비 48% 크게 나타났다.

Table 6 Maximum tension in Case A (Initial lay)

Wave #	1	2	3	4	5	6
T_{top} [ton]	63	64	64	61	57	53
T_{TDP} [ton]	8	18	9	6	5	4

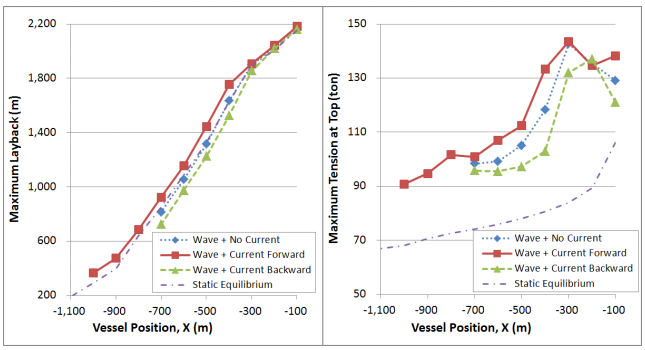
섬유로프는 하중재하 상태에 따라 다른 탄성 특성을 보이는 것으로 알려져 있다. 본 연구에서는 동적 강성 계수 및 정적 강성 계수를 각각 적용하여 설치선에서의 최대장력 및 계류삭 해저면 접촉점의 최대장력을 검토하였다.

먼저 최대장력이 나타난 불규칙파 파랑조건에서 설치선을 0.01m/sec의 속도로 x=-100m에서 x=-1,000m까지 연속적으로 이동하면서 매순간의 장력을 계산하였으며, 이때 설치선에서의 최대장력을 나타낸 것이 Fig. 9, 접촉점에서의 최대장력을 나타낸 것이 Fig. 10이다. 두 해석 결과에서 보는 바와 같이 선박 위치 x=[-600 ~ -100]m 영역에서 동적 강성을 적용한 장력이 정적 강성을 적용한 계산보다 현저하게 큰 최대 장력이 산출되었다.



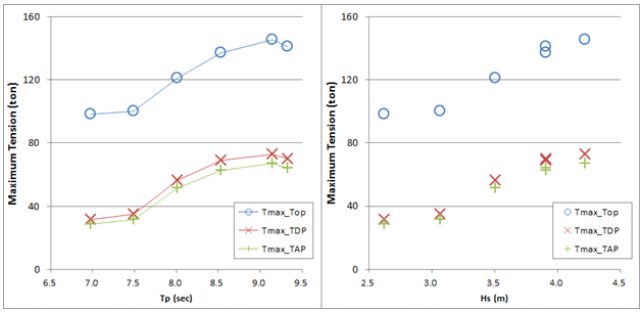
(a) (b)

Fig. 6 Maximum layback (a) and Maximum tension (b) of mooring line at 2,807m pay out



(a) (b)

Fig. 7 Maximum layback (a) and Maximum tension (b) of mooring line at 2,947m pay out



(a) (b)

Fig. 8 Maximum tension of mooring line at 2,947m pay out

또 정적 강성 계수를 적용한 장력은 선박위치 x가 0으로 가까워지면서, 즉 계류삭 해저면 접촉점과 설치선과의 거리인 Layback이 커질수록 장력 변동성이 작아지는 것을 확인할 수 있는 반면, 동적 강성 계수를 적용한 장력은 설치선 위치가 바뀌면서 Layback이 커지는 어느 특정 지점까지 점진적으로 변동성이 커지다가 최고점을 지난 이후 다시 작아지는 것을 확인할 수 있다.

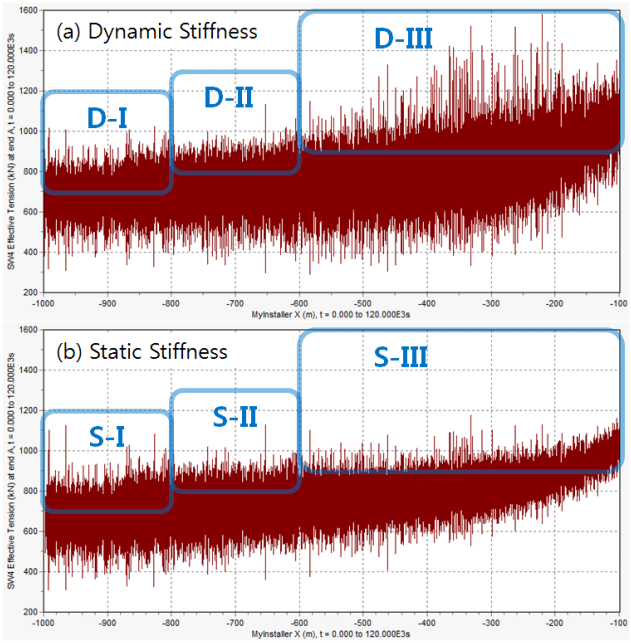


Fig. 9 Tension at top in case C between dynamic (a) and static (b) stiffness of fiber rope

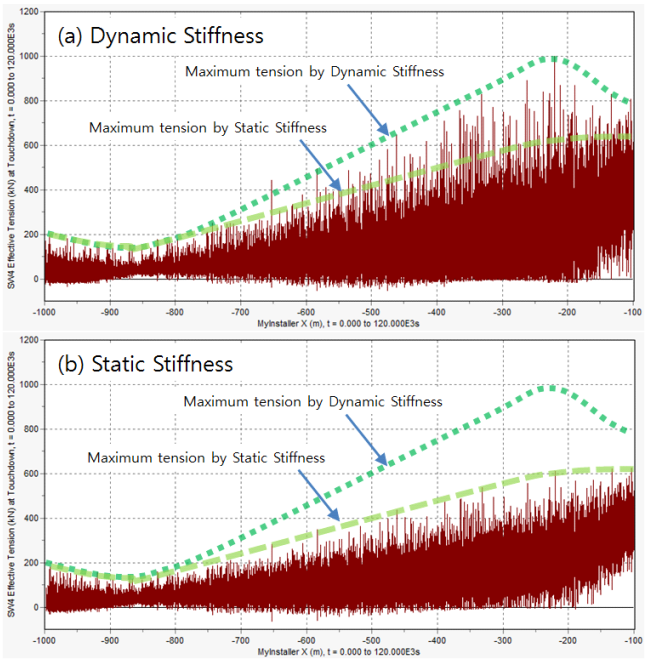
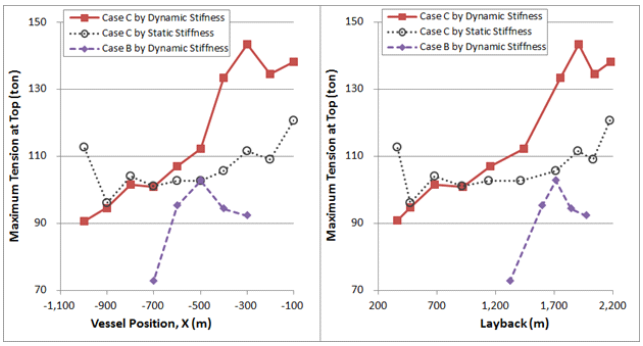


Fig. 10 Tension at TDP in case C between dynamic (a) and static (b) stiffness of fiber rope

Fig. 11는 적용한 설치선을 연속하여 이동시키지 않은 상태인 고정된 선박 위치별로 서로 다른 섬유로프 강성 계수를 적용하여 계산한 최대장력 특성을 보여주는 그림이다. 앞서 경향을 살펴본 바와 같이 대부분의 설치선 위치 영역에서 동적 강성을 적용한 최대장력이 정적 강성을 적용한 것과 비슷하거나 크게 나왔으며, 특히 설치선 위치 x=[-500 ~ -100]m 영역에서는 두드러지게 크게 산출되었다. 동적 강성 계수의 최대장력은 설치선 위치 x=-300m에서 144ton, 정적 강성 계수의 최대장력은 x=-100m에서 121ton으로 나타났다.



(a) (b)

Fig. 11 Maximum tension between dynamic (a) and static (b) stiffness of fiber rope

5. 결 론

본 논문에서는 계류삭 해저면 사전설치(pre-lay) 해석을 수행하였다. 해석을 위해 상용 프로그램 OrcaFlex를 사용하였으며, 사전설치 작업선박, 계류삭 및 작업기간을 감안한 환경조건을 설정하여 다음의 결론을 얻었다.

(1) 주어진 환경조건에서 최대장력은 1년 재현주기 파랑 윤곽(contour)의 파랑 조건 중 파고가 최고점인 Hs 4.22m, Tp 9.15sec일 때 나타났으며, 최대 장력을 보이는 계류삭 배출 시점 및 선박 위치에 대하여 파랑조건에 따라 최대장력은 48%까지 달라졌다.

(2) 동일한 파랑조건, 계류삭 배출 상태에서도 조류 방향에 따라 최대장력이 나타나는 설치선의 위치는 달라지며, 조류방향이 역전되는 두 경우 최대장력이 나타나는 설치선 위치 차이가 검토 간격인 100m만큼 다르게 나타났다.

(3) 동일한 섬유로프의 동적·정적 강성 계수를 각각 적용하여 계산한 결과, 대부분의 영역에서 동적 강성 계수를 적용하여 계산한 장력이 정적 계수를 적용한 계산 결과보다 보수적인 결과로 나타나는 것을 확인되었다.

(4) 설치선에서의 장력은 정적 계수를 적용한 경우, Layback이 커지는 상황이 될수록 장력 변동성이 수렴하는 반면, 동적 계수를 적용한 경우 특정 선박 위치(또는 Layback)까지 점진적으로 장력 변동성이 커지다가 최고점을 지난 이후 다시 작아진다.

(5) 계류삭 중량이 최대가 되는 Case C의 경우, 동적 강성을 적용한 최대 장력은 선박 위치 x=-300m에서 144ton, 정적 강성을 적용한 최대 장력은 선박 위치 x=-100에서 121ton으로 18.8% 더 크다.

이상의 해석 결과를 기초로 하여, 설치 작업에 동원될 설치선 및 장비의 제원을 확정할 수 있으며, 계류삭의 배출 시점 및 선박 위치와 함께 파랑 및 조류 변화에 따른 계류삭 장력의 변동성 및 최대 장력 크기를 감안하여 향후 상세 작업 절차서를 작성하는 기초로 활용할 수 있을 것이다.

본 연구에서 얻어진 해석 결과는 설치선 및 계류삭의 제원, 수심, 환경조건 등에 따라 다른 결과가 나타날 수 있으나, 섬유로프가 포함된 복합 재료로 이루어진 선형체의 포설 작업에 관한 동역학적 수치해석 자료로 참조될 수 있을 것이다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부 과제인 “심해용 부유식 해양플랜트의 다점 계류시스템 설계, 설치 핵심 기술 및 설계 패키지 개발 (과제번호 10060117)”의 일부로 수행되었다.

참 고 문 헌

박한솔, 이원규, 이진호, 윤상준, 김봉재 (2016). 생산용 부유식 해양구조물의 계류라인 설치를 위한 Pre-laying 및 Hook-up 해석, 대한조선학회 2016년도 추계학술대회 논문집, pp 196.

윤상준, 조진욱, 이진호 (2014). “반잠수식 해양구조물 설치를 위한 Storm Safe Mooring 해석”, 한국해양공학회 2014년도 추계학술대회 초록집, pp 334~337.

DNV (2011). “Marine Operations”, DNV-OS-H101.

DNVGL (2015). “Position Mooring”, DNVGL-OS-E301.

Intermoor. “Pre-lay Moorings”, https://intermoor.com/services-5/mooring-services-6/pre-lay-moorings-15?ref=vikingseatech.

Orcina Ltd. (2018). OrcaFlex Help 10.2b, www.orcina.com/SoftwareProducts/OrcaFlex/Documentation.

플로트오버 설치법을 적용한 반잠수식 해양구조물의 탑사이드 설치 모형시험 연구

김남우*, 남보우*, 권용주*, 박인보*, 원영욱*, 조석규*, 성홍근*
*선박해양플랜트연구소

An Experimental Study of a Topside Installation of Semi-submersible using Float-over Installation Method

Nam-Woo Kim*, Bo-Woo Nam*, Yong-Ju Kwon*, In-Bo Park*, Yeong-Uk Won*, Suk-Kyu Cho* and Hong-Gun Sung*

*KRISO, Daejon, Korea

KEY WORDS: Float-over Installation 플로트오버 설치, DTV 운송설치선, Semi-submersible offshore structure 반잠수식 해양구조물, Topside 탑사이드

ABSTRACT: *Float-over installation method is appropriate an installation of heavy topside sturcture. This paper presents an experimental study of topside installation using float-over installation method on semi-submersible offshore structure. In order to observe DTV motion and load variation charcteristics on LMU(Leg mating unit), Jack system and LSF(Loadout Support Frame), model test with 1:35 scale ratio were carried out in wave basin of KRISO. The experimental model are DTV, topside and semi-submersible offshore structure. Load variation data of Jack system, LMU and DTV motion data from model test were compared with the calculation results*

1. 서 론

기술발전과 편의성 등으로 인하여 많은 해양구조물의 규모가 대형화되어 왔다. 해양구조물의 규모가 대형화되면서 작업자의 거주공간과 사용장비의 저장공간으로 사용되어지는 탑사이드 구조물의 규모도 증가하였다. 이로인하여 기존의 해상크레인으로 탑사이드 구조물의 설치가 어려워져 플로트오버 설치법을 적용하는 사례가 증가하고 있다. 플로트오버 설치법은 설치되어 있는 해저구조물에 탑사이드를 적재하여 운송한 설치운송선이 접근하고, 해저구조물에 진입하여 설치운송선이 흘수를 변경시켜 탑사이드를 해저구조물에 올려놓는 방법으로 탑사이드를 설치하게 된다. 이때 설치운송선에 탑사이드를 적재하고 설치해역으로 이송하여 설치가 진행되어 시간과 설비에 사용되는 비용을 감소시키기에 유리한 조건을 많이 가지고 있다. 탑사이드가 설치되는 해저구조물은 크게 고정식과 부유식으로 나눌수 있는데, 대표적인 고정식은 해저구조물은 자켓구조물을 예로 들수 있을 것이다. 부유식 구조물은 반잠수식 해양구조물과 Spar 구조물이 존재한다. 플로트오버 설치법을 적용하여 고정식 해저구조물에 탑사이드를 설치하는 연구는 다수 존재하고 있다. Jung(2009)등은 WADAM을 이용한 주파수영역 해석과 SIMO를 이용한 시간영역해석을 진행하여 mating 단계 중 하중전달 0%, 50%, 100%에서 발생하는 충격하중을 평가하였다. Min He(2011)등은 Moses를 이용하여 시간영역을 해석을 수행하였으며, DSU, Fender, LMU에 비선형 스프링을 적용하였다. Mating 단계는 7단계에 걸쳐 계산을 진행하였다. Wang(2012)등은 플로트오버 설치법과 설치에 필요한 장비 등을 설명하고, Mating 단계의 수치계산을 진행하여 동하중 변화를 확인하였다.

Koo (2010) 등이 Spar 구조물에 플로트오버 설치법을 적용하여 탑사이드를 설치하는 모형시험을 진행하여 2개의 바지선에 탑사이드를 적재하고, 4개의 계류라인과 함께 설치를 진행하는 모형시험을 진행하여 획득한 결과와 계산결과를 비교하였다. 하지만 반잠수식 해양구조물에 탑사이드를 설치하는 연구사례는 찾기 어려운 것으로 생각된다.

본 논문에서는 플로트오버 설치법을 적용하여 반잠수식 해양구조물에 탑사이드를 설치하는 모형시험을 진행하여 Mating 단계에서 하중전달 중 운송설치선과 반잠수식 해양구조물의 운동을 관찰하고, Jack system과 LMU에 작용하는 하중변화 계측하고, KRISO에서 개발한 시간영역해석 프로그램인 KIMPAS를 통해 계산된 결과를 비교하였다.

2. 대상 모델

2.1 DTV 설치선

플로트오버 설치기법을 이용하여 탑사이드 설치를 진행하기 위해서는 DTV(Deck Transporter Vessel) 설치선이 필요하다. 탑사이드를 적재하여 설치지역으로 운송하고 해저구조물에 접근하여, Mating 위치에서 해저구조물에 탑사이드를 올려 놓을수 있도록 흘수를 변화시키면서 작업을 진행할 수 있는 DTV 설치

선이 사용되어진다. 본 연구에서는 사용된 DTV 설치선은 길이 211.0m, 폭 43m, 깊이 32.8m의 크기를 가지고 있으며, 1/35의 스케일의 모형선으로 제작하였다. Fig. 1은 모형시험에 사용된 DTV를 보여주고 있다.

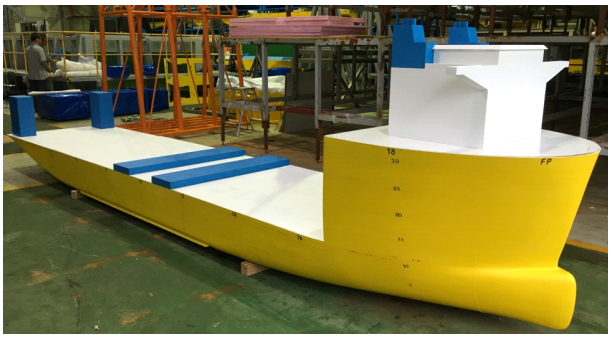


Fig. 1 DTV for the model test

2.2 탑사이드(Topside)

본 연구에서 사용된 탑사이드는 길이 99m, 폭 113m, 높이 28m의 크기를 가진다. 모형시험을 위하여 간략하게 제작하였으며, 실세 탑사이드의 무게중심과 관성반경을 스케일에 맞게 맞추기 위하여 무게추를 적제하여 각각의 값을 갖도록 하였다. Figure 2는 형상을 간략화하여 설계된 탑사이드 그림을 보여주고 있다.

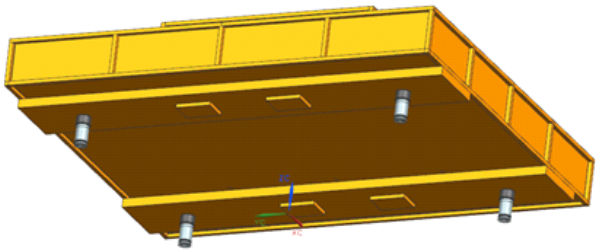


Fig. 2 shape of the topside



Fig. 3 Semi-submersible for the model test

2.3 반잠수식 해양구조물(Semi-submersible)

플로트오버 설치방법을 적용하여 탑사이드를 적재하고자 하는 해저 구조물인 반잠수식 해양구조물은 운동성능이 좋아 심해에 설치되어 해저 자원에 개발에 사용되어지는 해양구조물이다. 본 연구에서는 사용된 부유식 해저구조물인 반잠수식 해양구조물은 길이와 폭이 81.2m, 높이 43.36m인 크기를 가지는 구조물이고 DTV 설치선이 진입하는 column 내측 너비는 46.8m의 크기를 가진다. Figure 3은 실험에서 사용되어진 반잠수식 해양구조물의 사진을 보여주고 있다.

2.4 인터페이스 유닛

플로트오버 설치방식을 적용하여 탑사이드를 해저구조물에 설치하고하는 경우 각각의 구조물 사이에 여러종류의 장비가 설치되어 설치 중 발생하는 충격에 의한 파손을 예방하게 된다. 플로트오버 설치작업시 사용되어지는 대표적 인터페이스 유닛은 Jack system, LSF(Loadout Support Frame), LMU(Leg Mating Unit), 전후방향 펜더(Surge fender), 좌우방향 펜더(Sway fedner) 등이다. LSF는 DTV 설치선과 탑사이드 사이에 설치되어 있는 것으로 탑사이드를 DTV 설치선에 적재시 사용되어지는 장비이다. Jack system은 Mating 단계에서 하중전달 시간을 단축하기 위하여 사용되어지는 장비이다. LMU는 탑사이드에 설치되어 하중전달 단계에서 파랑 등 외력에 의해 DTV 설치선과 해저구조물의 운동으로 인하여 탑사이드와 해저구조물의 충돌에 의한 파손을 방지하기 위하여 설치되는 장비이다. 하중전달 단계에 따라 길이변화를 하게 되고, 해저구조물에 설치된 Stabbing cone과 맞물려 있도록 구성된다. 전후방향 펜더는 DTV 설치선이 반잠수식 해양구조물에 진입후 Mating을 위한 위치에서 DTV 설치선의 위치를 잡아주고 테더라인에 프리텐션이 작용하도록 하는 장치이다. 좌우방향 펜더는 DTV 설치선이 진입시 반잠수식 해양구조물과의 충돌을 방지하기 위하여 부착된 장비이다.

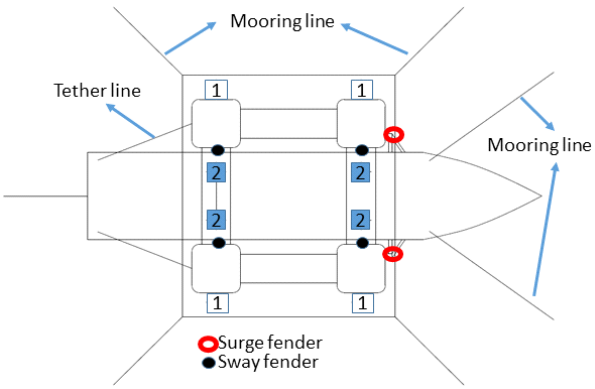


Fig. 4 Position of LMUs, Jack system and fenders

Figure 4는 플로트오버 설치 중 LMU와 Jack system, 펜더의 위치를 보여주고 있다. 그림에서 사각형에 1로 표시된 곳은 LMU가 설치되는 위치이며, 사각형에 숫자 2로 표시된 곳은 Jack system이 설치되는 위치이다. 검정원으로 표시된 곳은 좌

우방향 펜더가 설치되고, 붉은 원이 표시된 곳은 전후방향 펜더가 설치되는 지점이다. 이와함께 반잠수식 해양구조물의 계류라인과 DTV 설치선의 계류라인이 함께 보여지고 있다.

3. Mating 수치해석

플로트오버 설치법을 적용하여 반잠수식 해양구조물에 탑사이드를 설치시 Mating 단계에서 인터페이스 유닛에 작용하는 하중변화를 확인하고, 모형시험을 위한 인터페이스 유닛 제작을 위하여 선박해양플랜트 자체 코드인 KIMPAS를 이용하여 수치계산을 진행하였다.

DTV 설치선이 반잠수식 해양구조물에 진입하여 Mating을 위하여 LMU와 stabbing cone이 접촉을 이룬 상태가 하중전달 0%이고 이후 Jack system이 하강하여 탑사이드 무게가 반잠수식 해양구조물 이동하면서 하중전달이 진행되어 설치가 완료되게 된다. 수치계산은 0%, 40%, 80% 의 3단계 하중전달 조건의 수치계산을 진행하였다. Figure 5는 하중전달 0% 조건, 파향 180도에서 설치선과 탑사이드 그리고 반잠수식 해양구조물의 위치와 파도의 진행 방향을 보여주고 있다.

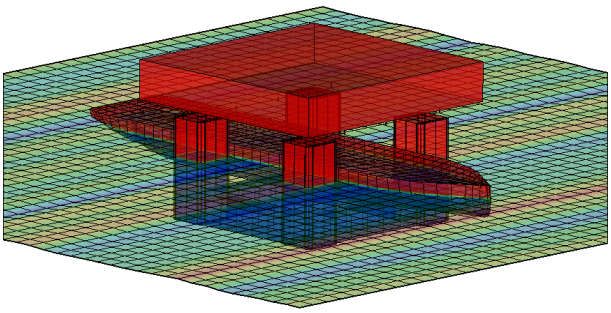
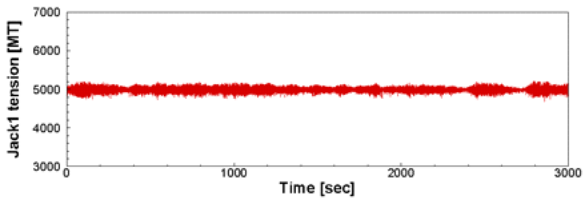


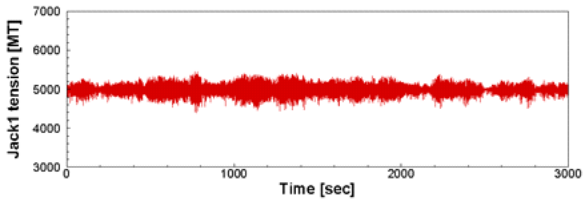
Fig. 5 Mating stage of float-over installation (Load transfer 0%, Wave Heading 180deg)

3.1 파향 및 파주기에 따른 하중변화

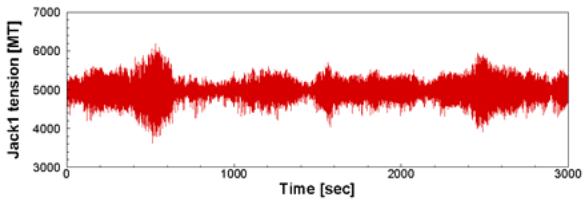
반잠수식 해양구조물에 탑사이드 설치시 Mating 단계에서 인터페이스 유닛에 작용하는 하중을 비교하였다. 파향과 파주기에 의한 영향을 확인하기 위하여 수치계산을 진행하였다. Fig. 6과 Fig. 7은 Mating 중 하중전달 조건 0% 단계에서 계산을 진행하여 Jack system과 LMU에 작용하는 하중변화를 보여주고 있다. Fig. 6은 Jack system에 작용하는 하중변화를 보여주고 있다. Fig. 6 (a)는 파주기 5초의 시계열, (b)와 ©는 파주기 6초, 7초의 시계열을 보여주고 있다. 파주기가 증가하면서 Jack system1에 작용하는 하중은 증가하는 것을 확인할 수 있다. 파주기가 5초에서 7초로 증가할 때 Jack1에 작용하는 최대 하중은 약 3.5배 증가하는 것을 확인하였다.



(a) Tp=5s, Hs=1.0m

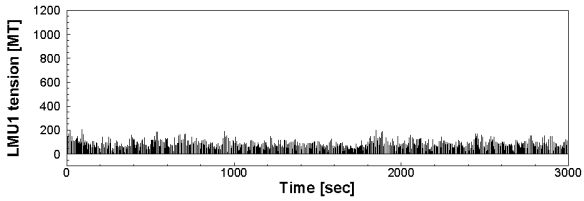


(b) Tp=6s, Hs=1.0m

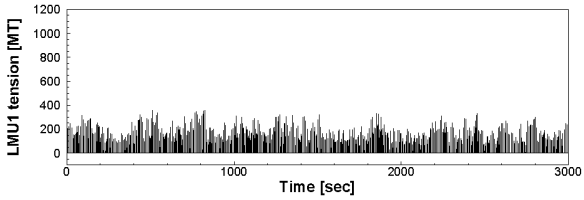


(c) Tp=7s, Hs=1.0m

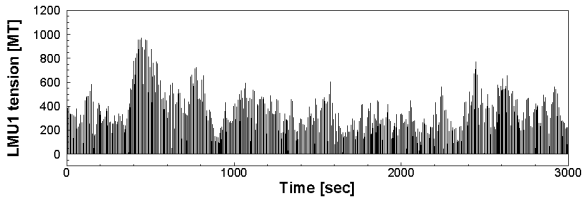
Fig. 6 Time series of wave period effect of mating analysis(Jack system), Heading 180deg



(a) Tp=5s, Hs=1.0m



(b) Tp=6s, Hs=1.0m

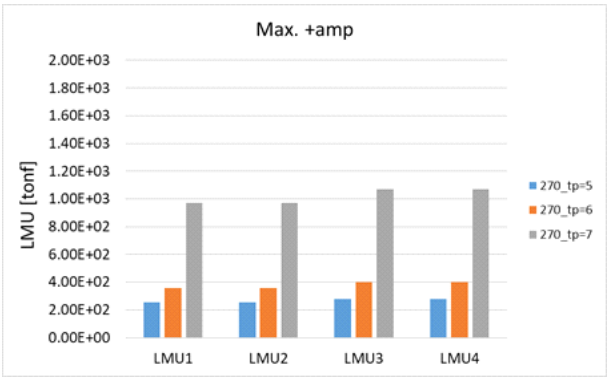


(c) Tp=7s, Hs=1.0m

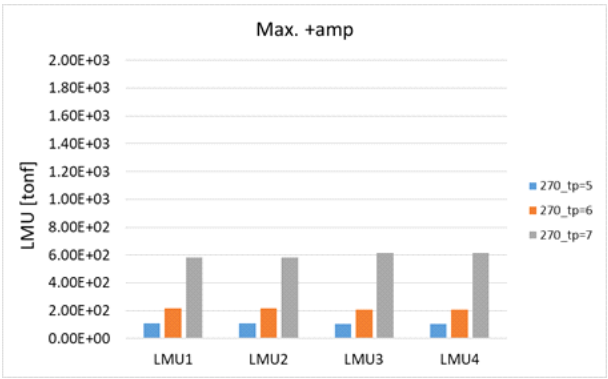
Fig. 7 Time series of wave period effect of mating analysis(LMU), Heading 180deg

Fig. 7은 하중전달 0% 조건에서 LMU1에 작용하는 하중시계열을 보여주고 있다. 파주기가 증가하면서 하중변화 값이 함께

증가하는 것을 확인 할 수 있다. LMU1에 작용하는 최대하중의 경우 파주기 5초와 비교하여 파주기 7초에서 최대 약 3.8배 증가하는 것을 확인하였다.



(a) 180deg(Hs=1.0m)



(b) 270deg(Hs=0.5m)

Fig. 8 Evaluation LMU result of load transfer 0% mating analysis

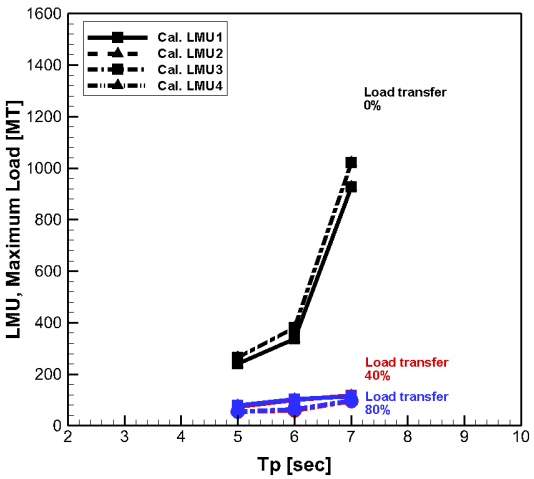


Fig. 9 Evaluation LMU result of mating analysis (180deg, Hs=1.0m)

Fig. 8은 하중 전달 0%단계에서 파향 180도와 270도에서 LMU에 작용하는 하중변화 최대값을 보여주고 있다. Fig. 8 (a)는 파주기 7초에서 최대 약 1000톤의 값을 보여주고 있다. 하나의 LUM에 작용하는 최대 정하중 5000톤의 20%에 해당하는 값이다. Fig. 8 (b)는 파향 270도에서 LMU에 작용하는 최대하중을 보여주고 있다. 파향 180도와 비교하였을 때 최대값이 작게 나타난 것을 확인할 수 있다.

3.2 하중 전달단계에 따른 결과

플로트오버 설치법을 이용한 탑사이드 설치시 Mating 작업 중 인터페이스에 작용하는 하중변화 최대값을 Fig. 9에서 보여주고 있다. Mating 단계 중 하중전달조건 0%, 40%, 80%에서 작용하는 최대값을 비교한 것이다. 하중전달 0%에서 하중변화 최대값이 나타나고 있다. 하중전달 40%와 80%에서 LMU에 작용하는 최대하중은 주기 5초, 6초, 7초에서 비슷한 값을 보여주고 있다.

5. 결 론

본 논문에서는 플로트오버 설치기법을 적용하여 반잠수식 해양구조물에 탑사이드를 설치 모형시험 준비 과정과 Mating 단계 중 하중전달 조건에 따라 인터페이스 유닛에 작용하는 하중변화를 수치계산을 통하여 확인하였다. 모형시험을 위하여 제작된 DTV 설치선과 탑사이드 그리고 반잠수식 해양구조물을 소개하였고, Mating 단계 0%, 40%, 80%에서 수치계산을 진행하여 모형시험을 위한 인터페이스 유닛제작을 위한 설계값을 확인하고자 하였다. 향후 모형시험을 통하여 계측된 값과 수치계산 값을 비교하여 반잠수식 해양구조물 설치기술 개발에 사용되고, 인터페이스 유닛 설계에 적용될 것을 기대된다.

후 기

본 논문은 해양수산부 해양방비개발 및 인프라구축사업인 “해양플랜트 플로트오버 및 복수크레인 설치설계 핵심기술개발” 과제의 연구결과 중 일부임을 밝힙니다.

참 고 문 헌

Jung (2009). “Evaluating the Impact Load on the Offshore Platform During Float-over Topside Installation”, Proc. of the 19th ISOPE, pp 205-210.

He (2011). “Floatover Installation Analysis and Its Application in Bohai Bay”, Proc. of the 21st ISOPE, pp 71-79.

Wang (2012). “Mating Analysis and a Typical Floatover Design”, Proc. of OMAE 2012-83102, pp 1-11.

Koo (2010). “Model Tests for Floatover Installation of Spar Topsides”, Proc. of OMAE 2010-20590, pp 1-9

반잠수식 해양구조물을 위한 20,000톤급 탑사이드 플로트오버를 고려한 적재, 운송, 설치에 관한 연구

조상현* · 황창민* · 고혁준* · 이상길* · 이강수** · 성홍근**
*(주)젠텍이엔씨
**한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소

A Study on Preservice Engineering (Loadout, Dry Transportation and Installation) for Integration of Semisubmersible considering 20,000ton Class Topside Float-over

Sang-Hyun Jo*, Chang-Min Hwang*, Hyeok-Jun Koh*, Sang-Gil Lee*, Kangsu Lee** and Hong-Gun Sung**

*ZENTECH E&C Co. Ltd., Seoul, Korea
**Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering, Daejon, Korea

KEY WORDS: 플로트오버(Float-over), 로드아웃(Load-out), 운송해석(Transportation), 계류해석(Mooring Analysis), 발라스팅 해석(Ballasting Analysis), Topside, Semisubmersible, DTV

ABSTRACT: *In order to integrate heavy top-side structure and semisubmersible type structure on the sea, it is necessary to perform load-out, sea transportation(using by DTV) and float-over for top-side, which is called as pre-service engineering.*
However, In the domestic engineering industry, the pre-service engineering for float-over method has not been clearly established, and also does not have the practicable guidelines.
In this regard, this study is carried out the pre-service engineering for each stage of float-over operation such as hydro-dynamic/static stability and structural integrity check at load-out stage, motion analysis considering sea condition at sea transportation stage and temporary mooring analysis including ballasting calculation at float-over stage. Based on this pre-service engineering study, It provides a realistic technology for pre-service engineering to perform float-over operation of heavy top-side.

1. 서 론

해양에 설치되는 구조물이 중량화, 대형화됨에 따라 육상에서 상·하부 구조물을 따로 제작하여 해상에 설치하는 기술 또한 시대의 흐름에 맞게 발전되어 왔다. 육상에서 제작된 상부 구조물을 해상에 설치된 Semisubmersible 등의 하부 구조물에 결합하는 방법은 크게 해상 크레인을 이용한 리프팅(Lifting) 공법과 운송선박을 이용한 플로트오버(Float-over) 공법으로 구분된다. 최근 상부 구조물의 대형화로 인하여 해상 크레인의 허용 하중을 넘어서는 경우가 많으므로 5,000톤급 이상의 대형 구조물은 플로트오버(Float-over) 공법에 따른 설치 방법을 적용하고 있는 추세이다.



Fig. 1 Installation procedure of topside

대형 상부 구조물은 Fig. 1 과 같이 상부 구조물의 적재(Load-out), 선박을 이용한 운송(Transportation), 플로트오버 등을 이용한 설치(Installation) 과정을 통하여 하부 구조물과 결합되며, 각 단계별 안전·안정한 시공을 위해 정교한 설계기술이 요구된다. 이와 관련된 설계 기술을 통칭하여 Pre-Service Engineering이라고 한다.

본 연구는 반잠수식 해양구조물에 20,000톤급 상부 구조물을 플로트오버 공법을 적용하여 설치하는 과정에 대한 방법과 설치 가이드라인 개발하기 위해 가상의 구조물 및 운송선박을 이용하여 상부 구조물 적재시(Load-out) 절차, 운송시 상부 구조물과 운송 선박의 운동을 고려한 운송 설계, 플로트오버를 위한 선박의 임시계류 해석 및 발라스팅 검토를 포함하는 실업무 기반의 각 단계별 Pre-service Engineering에 대한 연구이다.

2. 해석 검토 사항

본 연구에서는 적재, 운송, 설치 중 상대적으로 중요한 플로트오버 설치 절차에 중점을 두어 검토하였다.

2.1 상부 구조물 적재시(Load-out) 절차

육상에서 제작된 상부 구조물을 안벽에 계류된 운송 선박 등에 적재하기 위한 방법은 SPMT(Self-Propelled Modular Transporters) 등의 대차(Bogie)를 이용하여 안벽에 계류된 운송 선박에 직접 이동시키는 방법과 대형 구조물일 경우 스키드 트랙(Skid-Track)과 Hydro-Jack을 이용한 Skidding (Push&Pull)을 통해 운송 선박에 적재하는 방법 등이 있으며, Lifting 등 크레인을 이용한 방법은 대형 구조물에서는 잘 쓰이지 않는다. 따라서 20,000톤급 상부 구조물을 적재하기 위해서 Skidding 방법이 적절하다고 판단되며, 그에 따른 설계시 절차는 다음과 같다.

(1) load-out을 실시하는 yard의 지반 검토
(2) 상부구조물의 대차 혹은 Hydro-Jack이 설치되는 위치의 구조 검토
(3) 대차 및 Hydro-Jack의 용량(Capacity) 검토
(4) Skid-Rail의 하중 및 Skid-Rail 표면의 마찰력 검토
(5) 안벽과 운송 선박을 연결하는 Bridge의 구조 및 Bridge 지점부 Connection 검토
(6) 운송 선박에 놓여진 Grillage와 선박의 강성 구조 검토
(7) 안벽에 계류된 선박의 계류 해석 및 계류 장비 검토
(8) Load-out시 상부 구조물의 Load-Transfer에 따른 선박의 발라스트 용량 검토

(1)번부터 (6)번의 사항은 절차만 언급하고 (7)번과 (8)번 사항은 2017년 기제출된 논문「플로트오버 설치기법을 고려한 20,000톤급 탑사이드 적재, 운송, 설치에 관한 연구(Pre-service Engineering), (2017)」에서 검토한 내용이며, 본 연구에서는 전체적인 검토사항에 대해 언급하였다.

2.2 운송시 검토(Transportation Analysis)

운송 선박에 적재된 상부 구조물을 설치 위치까지 안전하게 운송하기 위한 방법으로서 예인선(Tug Boat)을 이용하여 Barge 등으로 운송하는 방법과 자체 추력이 있는 운송 선박(DTV) 등으로 운송하는 방법(Dry Tow) 그리고 상부 구조물을 직접 해상에 부양시켜 예인하는 방법(Wet Tow) 등이 있으며, 대형 상부 구조물 운송시는 운송 선박을 이용하는 것이 일반적이므로 본 연구에서 운송시 검토한 사항은 다음과 같다.

(1) 운송 Route에 따른 환경 하중 및 피항 위치 검토.
(2) 운송 선박의 Intact/Damaged Stability 검토.
(3) 운송시 Loading Plan 작성.
(4) 운송시 선박 및 상부 구조물 각 지점에서 발생하는 동요 및 G-Force 검토.
(5) 운송시 고박 장치(Sea-Fastening) 검토
(6) 운송시 동요를 고려한 상부 구조물의 구조 검토.

본 연구에서는 가상의 운송경로 및 상부구조물을 사용하였으며, 가상 Mating 위치는 거제 인근해안이므로, 운송해석의 상세설계는 배제하며 절차만 간략히 언급하였다.

2.3 임시계류 해석(Temporary Mooring Analysis)

본 연구에서는 플로트오버 공법을 이용한 해상 설치 과정 중 선박 대기 시점에서의 반잠수식 해양구조물에 대한 임시계류 패턴 선정 및 해석과 환경하중에 의한 보조예인선의 용량(Capacity) 등의 사항을 검토하였다.

(1) 반잠수식 해양구조물의 대기시 임시계류 패턴 검토
(2) 계류해석시 Static Force에 의한 보조예인선 용량 검토
(3) 반잠수식 해양구조물의 임시계류 Stage별 계류라인 검토

플로트오버를 위한 Docking 시나리오 작성, LMU, Sway Fender, Winch 및 Mooring Line 등은 본 연구에 포함하기에는 너무 광범위 하므로 생략하였다.

3. 해석 초기조건

3.1 반잠수식 해양구조물 임시계류 패턴 검토

상부구조물 설치해역에 이미 운송되어 있는 Hull을 임시계류하기 위한 최적의 패턴을 검토한다. 다음과 같은 여러 패턴에 대한 검토를 통해 안정적으로 임시계류할 수 있는 패턴을 결정한다.

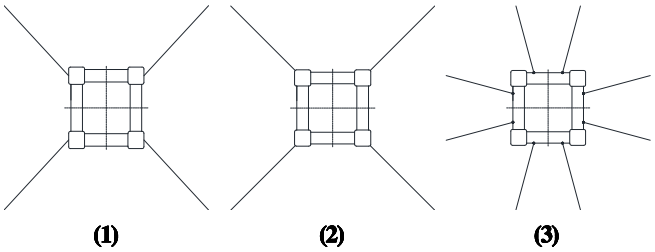


Fig. 2 Hull의 임시계류 패턴 종류

다음의 환경하중(파랑, 조류, 바람)를 바탕으로 위에서 제시한 패턴에 대한 임시계류 해석을 실시한다.

Table 1 임시계류를 위한 환경하중

Wave		Current(m/s)	Wind(m/s)	Direction(°)
Height(m)	Period(s)			
1.00	3/4/5/6	1.0	10.0	0
0.75	2/3/4/5	1.0	10.0	45
0.50	2/3/4/5	1.0	10.0	90
0.75	2/3/4/5	1.0	10.0	135
1.00	3/4/5/6	1.0	10.0	180

Table 2 계류라인 제원

Line	Type	Diameter(mm)	MBL(ton)	Safety Factor	Allowable Load(ton)
Wire	WS IWRC	70.0	349.0	1.67	208.9

3.2 임시계류 해석(Temporary Mooring Analysis)

앞에서 검토를 통해 정해진 임시계류 패턴으로 플로트오버 Stage별 계류해석을 실시한다. 각 Stage별 DTV와 Hull의 흘수에 맞게 발라스팅을 실시하여 해석조건을 충족한다.

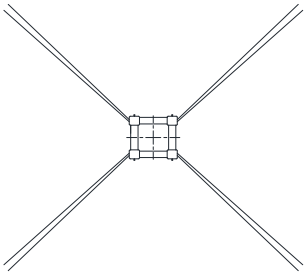


Fig. 3 Stage1

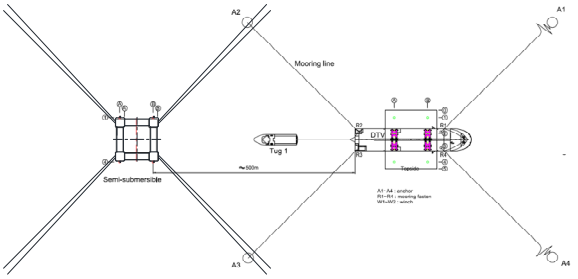


Fig. 4 Stage2

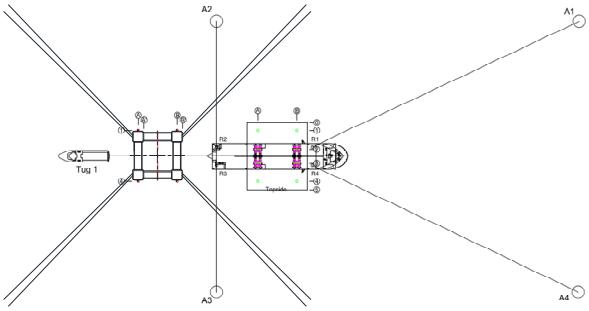


Fig. 5 Stage3

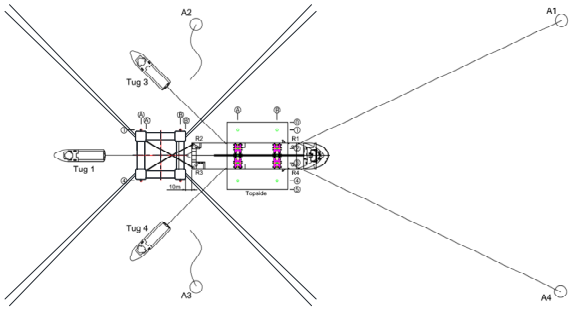
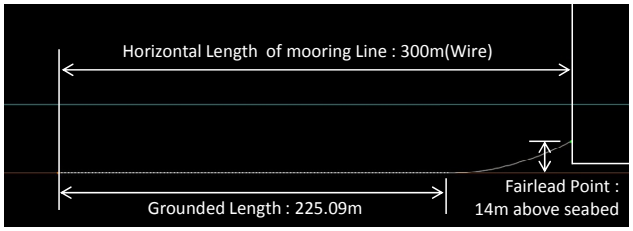


Fig. 6 Stage4

Table 3 설치해역의 환경하중

Wave		Current(m/s)	Wind(m/s)	Direction(°)
Height(m)	Period(s)			
1.00	3/4/5/6	0.5	10.0	0
0.75	2/3/4/5	0.5	10.0	45
0.50	2/3/4/5	0.5	10.0	90
0.75	2/3/4/5	0.5	10.0	135
1.00	3/4/5/6	0.5	10.0	180

임시계류 해석을 통한 Hull의 계류 Pattern과 wire만 이용한 계류라인을 적용하여 결정하였다. Mooring Anchor에 수직하중이 발생하지 않는 것을 Orcaflex 프로그램을 이용하여 확인하였다.



4. 해석 결과

4.1 보조 예인선 결정

DTV와 Topside에 작용하는 환경 하중에 따른 임시계류 해석 결과 임시계류 시 보조 예인선의 최대 운용 하중은 65.37ton이다(Table 4&5 참조). 따라서 예인선의 운용률과 MCR(Maximum Continuous Rating) setting을 고려할 경우 110.0ton보다 큰 BP(Bollard Pull) force를 갖는 예인선 사용을 권장한다. 또한, 계류라인은 Required Bollard Pull Force보다 큰 제원을 갖는 것을 사용하여야 한다.

Table 4 필요한 Tug의 Bollard Pull Force

Stage	Maximum Static Force	Tug Efficiency	MCR Setting	Required Bollard Pull
3	65.07ton	0.80	0.75	108.45
4	65.37ton	0.80	0.75	108.95

Table 5 예인선 결정을 위한 환경하중

Stage	Load		Maximum Dynamic Force(ton)				
			0°	45°	90°	135°	180°
3	Wind		44.99	39.49	32.97	39.40	44.99
	Current		2.02	15.01	-	15.21	2.02
	Wave	3	1.64	2.45	2.82	4.45	2.39
		4	3.97	3.63	3.38	4.98	6.02
		5	3.98	10.13	6.16	7.50	6.32
		6	3.30	10.57	7.98	7.84	5.35
	Total	3	48.65	56.95	35.79	59.06	49.40
		4	50.98	58.13	36.35	59.59	53.03
		5	50.99	64.63	39.13	62.11	53.33
		6	50.31	**65.07**	40.95	62.45	52.36
4	Wind		44.99	39.47	32.97	39.44	44.99
	Current		2.02	15.01	-	15.18	2.02
	Wave	3	1.70	2.49	2.87	4.47	2.51
		4	4.11	3.71	3.44	5.01	6.28
		5	4.19	10.48	6.36	7.47	6.54
		6	3.45	10.89	8.17	7.78	5.48
	Total	3	48.71	56.97	35.84	59.09	49.52
		4	51.12	58.19	36.41	59.63	53.29
		5	51.20	64.96	39.33	62.09	53.55
		6	50.46	**65.37**	41.14	62.40	52.49

4.2 임시계류 해석(Temporary Mooring Analysis)

앞에서 결정된 계류패턴을 적용하여 설치해역에서의 임시계류 해석을 실시하였고, 각 Stage별로 다음과 같은 계류/Tug/Tether Line의 인장력과 계류시스템의 동요량을 얻을 수 있었다.

Table 6 임시계류 해석시 DTV 계류라인의 인장력

Stage	MDP1	MDP2	MDS1	MDS2
2	22.34	19.82	22.84	20.05
3	7.30	19.53	7.82	20.06
4	17.61	-	18.59	-

Table 7 임시계류 해석시 Hull 계류라인의 인장력

Stage	MHP1	MHP2	MHP3	MHP4	MHS1	MHS2	MHS3	MHS4
1	30.24	29.72	29.88	30.43	32.13	32.16	35.14	34.67
4	18.55	18.51	24.79	24.80	18.48	18.44	24.79	24.80

Table 8 임시계류 해석시 Tug 라인의 인장력

Stage	TG1	TG2	TG3
3	9.71	-	-
4	6.96	8.65	8.65

Table 9 임시계류 해석시 Tether 라인의 인장력

Stage	TL1	TL2
4	8.70	8.23

Table 10 임시계류 해석시 계류, Tug, Tether 라인의 인장력 검토

Stage		Type	Tension (ton)	Min. MBL	Safety Factor	Allowable Load	Check
1		Mooring	35.14	349.0	1.67	208.98	O.K
2	Intact	Mooring	22.84	349.0	1.67	208.98	O.K
	Accidental	Mooring	14.16	349.0	1.15	303.48	O.K
3		Mooring	20.06	349.0	1.67	208.98	O.K
		Tug	9.71	208.3	1.67	124.73	O.K
4		Mooring	18.59	349.0	1.67	208.98	O.K
		Tug	8.65	208.3	1.67	124.73	O.K
		Tether	8.70	94.1	1.67	56.35	O.K

Table 11 DTV 진입시 동요량 검토

Stage	Maximum Transverse Movement(m)	Distance between DTV and Hull(m)	Safety Factor	Allowable Distance(m)	Check
4	0.20	1.90	2	0.95	O.K

5. 결 론

본 연구는 플로트오버 공법을 적용하여 20,000톤급 상부 구조물 설치 시 임시계류 해석에 대하여 엔지니어링 검토를 수행하였으며, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

1) 반잠수식 구조물에 Winch와 Fairlead 등의 계류장비 위치와 해석을 통한 계류라인의 인장력을 고려하여 최적화된 계류패턴을 결정할 수 있었다. 결정된 계류패턴으로 Hull, DTV, Topside를 이용한 임시계류 해석을 실시하였다.

반잠수식 구조물 Hull의 안쪽으로 Topside를 적재한 DTV가 진입할 시 Hull과 DTV의 계류를 통해 환경하중에 의한 동요를 충분히 방지하므로 안전하게 진입이 가능하다.

2) 임시계류시 예인선의 운용률과 MCR setting을 고려하였을 때, 110.0ton보다 큰 BP(Bollard Pull) Force를 가진 보조 예인선을 운영하는 것이 바람직하다.

3) 임시계류 해석 결과, 계류, Tug, Tether 라인의 인장력은 Safety Factor를 고려한 Allowable load 값을 만족한다.

4) 본 연구에서 제시한 각 단계별 검토항목과 방법을 통해 반잠수식 구조물에 사용될 Float-over 공법을 위한 현실적인 Pre-Service 엔지니어링 기법을 제공하였다.

후 기

본 논문은 해양수산부 해양장비개발 및 인프라구축사업인 “해양플랜트 플로트오버 및 복수크레인 설치설계 핵심기술개발”과제의 연구결과 중 일부임을 밝힙니다.

참 고 문 헌

API-RP-2SK (2005), “Design and Analysis of Stationkeeping Systems for Floating Structures”, Third edition, American Petroleum Institute, pp 30.

DNV-OS-H101 (2011), “Marine Operations, General”, Det Norske Veritas.

DNV-OS-H102 (2012), “Marine Operations, Design and Fabrication”, Det Norske Veritas.

DNV-OS-H206 (2014), “Loadout, transport and installation of subsea objects”, Det Norske Veritas, pp 31.

DNV-OS-E301 (2015), “Position Mooring”, Det Norske Veritas Germanischer Lloyd, pp 20-21.

GL Noble Denton 0030/ND (2004), “Guideline for Marine Transportations”, fourth edition, Germanischer Lloyd Noble Denton, pp 48-50.

황창민, 조상현, 고혁준, 이상길, 이강수, 성홍근(2017), 플로트오버 설치기법을 고려한 20,000톤급 탑사이드 적재, 운송, 설치에 관한 연구(Pre-service Engineering)

Stability Analysis of 2,700 ton Active Jack Against Outer Disturbances for Float-Over Installations in Ocean Environment

김용욱 · 김현철(KAIST) · 남형우 ·
손작((주)글로리아) · 이강수 · 성홍근(선박해양플랜트연구소)

To make the float-over installation more safe and fast, active hydraulic jacking system can be employed on to of the Deck Support Frame(DSF) instead Deck Support Unit (DSU). In this case, the hydraulic jacking system have to lift the total weight of the Topside which can weigh 20,000 ton and maintain the posture until when the Topside and the supporting structure, which can be a jacket structure or a semi-submersible structure, for the topside is aligned and the jacks slowly retract to make the Topside and the supporting strcuture to make full contact. To ensure the safety of these operaitons, the jacks have to be examined for structural integrity during the whole operation and the stability of the jack have to also be examined. Here, the structural analysis and stability analysis on the 2,700 ton capacity hydraulic jack that can be used for the installation of 20,000 ton weight of topside are examined along with analysis on the structural integrity of the Deck Support Frame that supports the jacking system.

본 연구는 해양수산부 해양장비개발 및 인프라구축사업인 “해양플랜트 플로트오버 및 복수크레인 설치설계 핵심기술개발” 과제의 연구결과 중 일부임을 밝힙니다.

복수 크레인을 이용한 Flare Tower의 Lifting 작업에 대한 모형시험평가 연구

하윤진* · 서민국* · 박인보* · 원영욱* · 오영재* · 이용국* · 남보우* · 성홍근*

*선박해양플랜트연구소 해양플랜트에너지연구본부

An Experimental Study for Lifting Operation of Flare Tower by Two Crane Vessels

Yoon-Jin Ha*, Min-Guk Seo*, In Bo Park*, Young Uk Won*, Young Jae Oh*
Yong-Guk Lee*, Bo Woo Nam* and Hong Gun Sung*

Offshore Plant and Marine Energy Research Division, KRISO, Daejon, Korea

KEY WORDS: Crane vessel 크레인 선, Dual lifting operation 복수 리프팅 작업, 6-DoF 6자유도 운동, Wire tension 와이어 장력, Model test 모형시험

ABSTRACT: *The model tests were carried out to evaluate dual-lifting operation of a flare tower. The model tests for the dual-lifting operation of the flare tower were performed in calm water condition. One of two crane vessels was moored by soft-mooring lines and another crane vessel was moored by catenary mooring lines. In this study, 6-DoF motions of two crane vessels and the flare tower and hoisting wire tensions of each crane by lifting object were evaluated. From the results, performance of dual-lifting operation in calm sea was checked and dominant factors of wire tensions by lifting object were surveyed from 6-DoF of the models.*

1. 서 론

건조중인 해양플랜트 구조물의 갑판 위에 탑사이드 (top side), 플레어 타워 (flare tower)등의 구조물들을 설치하기 위하여서는 대게 육지에서 작업이 이뤄지지만, 필요시에는 해상에서 부유식 크레인 선에 의한 리프팅 작업으로 갑판 위 구조물들의 설치가 이뤄질 수 있다. 이 때에는 안정성이 보장되어야 하며, 상대적으로 정밀한 작업이 이뤄져야 한다. 그리고 플레어 타워와 같이 길고 큰 구조물설치작업의 경우에는 단독의 크레인 선으로는 일반적인 가이드라인 규정에 만족되기 어렵기 때문에 두 크레인 선 이상의 작업선들이 필요한 경우가 있다. 이러한 가이드라인 규정은 GL Noble Denton (2002)과 DNV RP (2011)에서 찾아볼 수 있는데, 설치 시 구조물의 끝단과 크레인 붐 (boom) 사이의 거리 그리고 구조물의 끝단과 크레인 선 끝단의 거리가 3m 이상이 확보되어져야하는 등 제약조건 및 고려사항들이 제시되어져 있다. 이 뿐 아니라 설치 작업의 공기 단축을 위하여 큰 블록형태로 구조물을 제작하고, 상대적으로 큰 중량물이기 때문에 이를 복수 크레인 작업수행으로 설치하는 경우가 있다 (Jung et al., 2016). Ha et al. (2018)은 단일 크레인 선박 위에 설치되어 있는 복수 크레인을 이용하여 대형 탑사이드 구조물을 FLNG 선 데크(Deck) 위에 설치하는 작업에 대하여 모형시험을 수행하였으며, 동적해석을 통하여 설치작업을 평가하였다. 이때에는 다양한 환경조건 중 파랑만을 고려하였으며, 입사각에 따른 각 선박들과 대형 탑사이드의 운동성능을 확인하였다. 이러게 다양한 형태의 설치작업은 규정을 만족시키며 평가하기 위해 Ha et al. (2018)의 연구와 같이 모형시험 및 동적해석등의 방법으로 평가가 되어야 하며, 이때에는 대상 선형들과 리프팅 구조물의 운동성능 그리고 호이스팅 와이어 (hoisting wire)의 장력 등을 확인할 수 있어야한다. 따라서 본 연구에서는 가이드라인의 규정을 만족시키고자 두 크레인 선에 의한 플레어 타워의 리프팅 작업을 파랑 중에서 평가하기 이전에 먼저 정수 중에서 모형시험으로부터 평가하여 보았으며, 호이스팅 와이어 장력 변화에 영향을 미치는 두 크레인 선의 지배적인 운동요소에 대하여서도 확인하여 보았다.

2. 대상모형 및 환경조건

모형시험에 사용된 크레인 선과 설치 구조물은 CGO로부터 제공받은 1200톤 크레인 선 (1200ton crane vessel, 12T)과 2000톤 크레인 선 (2000ton crane vessel, 20T)이며, 목포대학교로부터 제공받은 플레어 타워 (flare tower, FT)이다. 두 크레인 선 위에는 각 하나의 크레인이 설치되어 있으며, 플레어 타워의 단면형상은 정삼각형의 형상을 가지고 있다. Table 1~3은 각 크레인 선들과 플레어 타워의 주요제원을 나타낸다. 그리고 Fig. 1은 모형시험에서 설치된 각 크레인 선들과 플레어 타워이며, 각 모델들의 배치를 보여준다.

Table 1 Main particulars of 1200ton crane vessel

Items	Unit	Prototype	Model
Model Ratio	[-]	1	40
Displacement	[Tonf]	9792.000	0.153
Length	[m]	90.000	2.250
Breadth	[m]	36.000	0.900
Depth	[m]	12.000	0.300
Mean Draft	[m]	4.000	0.100
KG	[m]	10.400	0.260
GM	[m]	18.560	0.464
Kxx	[m]	15.440	0.386
Kyy	[m]	32.560	0.814
Kzz	[m]	32.560	0.814

Table 2 Main particulars of 2000ton crane vessel

Items	Unit	Prototype	Model
Model Ratio	[-]	1	40
Displacement	[Tonf]	31744.000	0.496
Length	[m]	130.000	3.250
Breadth	[m]	50.000	1.250
Depth	[m]	14.000	0.350
Mean Draft	[m]	6.000	0.150
KG	[m]	10.000	0.250
GM	[m]	24.960	0.624
Kxx	[m]	16.640	0.416
Kyy	[m]	45.880	1.147
Kzz	[m]	45.880	1.147

Table 3 Main particulars of flare tower

Items	Unit	Prototype	Model
Model Ratio	[-]	1	40
Weight	[Tonf]	217.600	0.0034
Length	[m]	83.800	2.0950
Breadth of top	[m]	2.860	0.0715
Breadth of bottom	[m]	13.356	0.3339
Kxx	[m]	41.920	1.0480
Kyy	[m]	5.200	0.1300
Kzz	[m]	5.200	0.1300

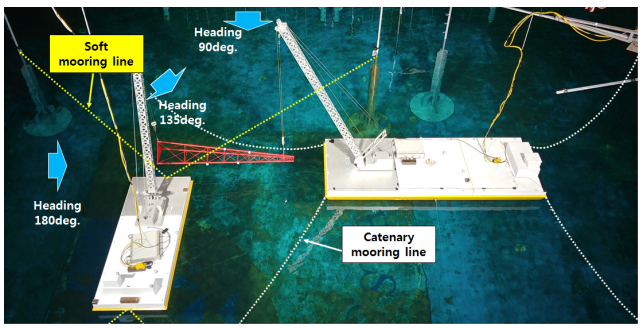


Fig. 1 Configuration of crane vessels and flare tower

모형 축척비는 선박해양플랜트연구소 해양공학수조의 파도생성이 가능한 범위와 모델 제작의 용의성을 고려하여 1/40으로 결정되었다. 본 모형시험에서는 1200톤 크레인 선의 위치유지를 위하여 계류시스템을 장착하였는데, 이때에는 soft mooring line들이 설치되었다. 그리고 2000톤 크레인 선의 경우에는 catenary mooring line들이 설치되었다 (Fig. 1).

3. 모형시험결과

3.1 작업시나리오

Fig. 1은 정수 중 플레어 타워 설치작업을 위한 시나리오의 과정을 나타낸 그림이다.

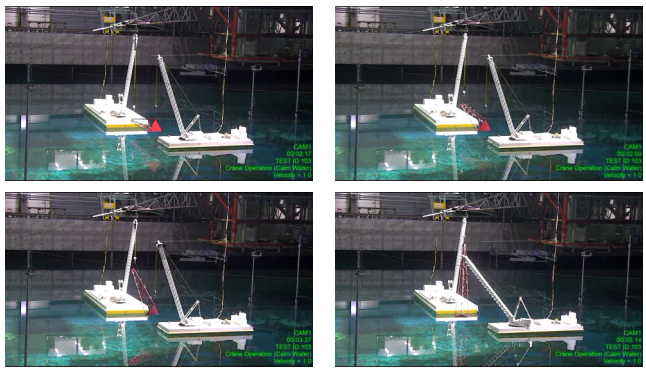
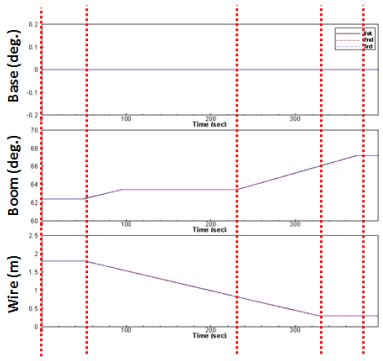
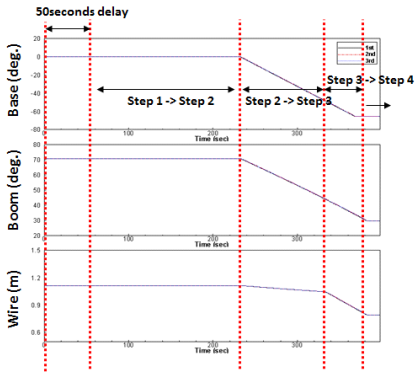


Fig. 1 Snapshots of crane operation in calm water



(a) 2000ton crane vessel



(b) 1200ton crane vessel

Fig. 2 Scenarios of the operations about the crane vessels

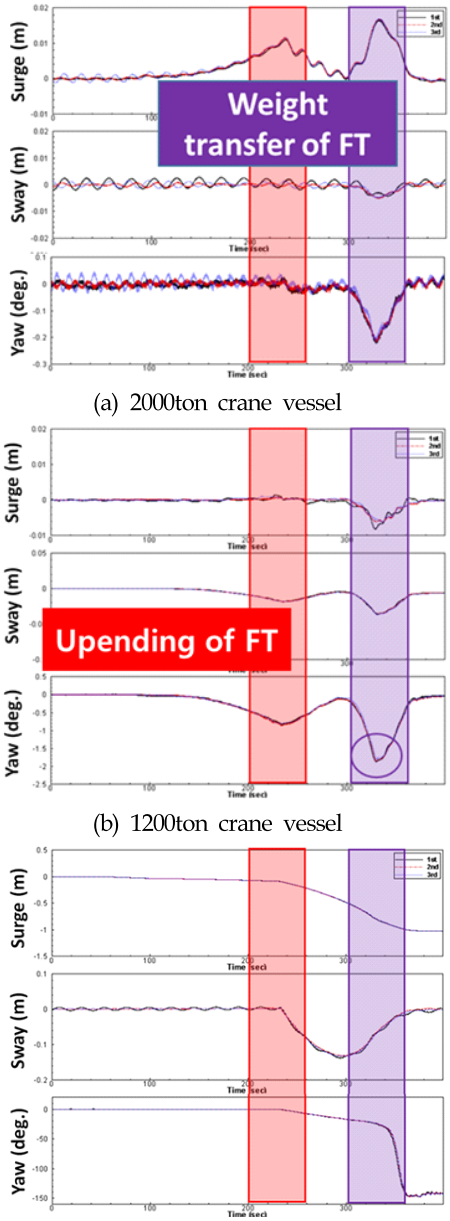
두 크레인 선에 의하여 수평으로 뉘인 플레어 타워는 2000톤 크레인 선의 크레인 붐과 와이어 길이에 따라 윗부분이 세워지며, 이에 따라 1200톤 크레인 선의 크레인 붐, 와이어 길이 그리고 크레인 베이스가 움직인다. 이에 따른 시나리오는 Fig. 2에서 확인할 수 있다. 초기에 2000톤 크레인 선의 크레인 붐이 점차 들어올려지며, 이 때에는 수평으로 뉘인 플레어 타워의 위치유지를 위하여 와이어 길이를 길에 늘어뜨린다. 그리고 230초 근방에서는 1200톤 크레인 선의 크레인 베이스와 크레인 붐이 서서히 움직이게 된다. 이는 앞서 언급한 것과 같이 가이드라인 규정에 맞도록 작업을 수행하기 위함이다. 그 후 1200톤 크레인 선의 크레인 베이스와 붐 그리고 약간의 와이어 길이가 조정되면서 2000톤 크레인 선의 크레인 붐과 와이어 길이가 동시에 조정되고 380초 정도까지 크레이 선들의 작업이 이뤄지면, Fig. 1에서 보는 바와 같이 플레어 타워는 수직으로 세워지게 된다. 그리고 이 작업이 이뤄질 때에는 초기에 플레어 타워의 자중을 두 크레인 선이 동등하게 감당하지만, 시간이 지남에 따라 플레어 타워의 자중은 점차 2000톤 크레인 선이 단독으로 감당하게 된다. 따라서 본 연구에서와 같은 복수 크레인 작업의 경우에는 크레인 선 단독의 크레인 용량이 매우 중요하며, 동적 증폭 비(Dynamic Amplification Factor, DAF)를 고려하여 크레인 용량을 산정하는 것이 매우 중요하다.

3.2 수평면운동

Fig. 3은 정수 중 Fig. 2에 따른 작업 시나리오 변경에 따른 각 크레인 선들과 플레어 타워의 수평면 운동에 대한 시계열을 보여준다. 초기 230초 부근까지는 2000톤 크레인 선의 크레인 붐과 와이어 길이만이 변경된다. 이 때 Fig. 3 (c)의 Surge운동과 같이 수평으로 뉘인 플레어 타워의 위치가 조금 변경됨에 따라서, 2000톤과 1200톤 크레인 선들의 Surge 그리고 Sway와 Yaw 운동들이 각각 발생하게 된다. 그리고 Fig. 3 (a)와 (b)처럼, 1200톤 크레인 선의 크레인 베이스와 붐 그리고 약간의 와이어 길이가 조정되기 시작하면서, 각 크레인 선들의 Surge 그리고 Sway와 Yaw운동들이 순간 커지게 된다. 이는 1200톤 크레인 선의 크레인이 움직이게 되면서, Fig. 3 (c)의 플레어 타워 Sway 운동이 순간 발생됨에 의한 것으로 보인다. 이후에 서서히 2000톤 크레인으로 플레어 타워의 자중이 전달되게 되는데, 380초 부근부터 플레어 타워가 세워지기 시작하면서, 각 크레인 선들의 수평면 운동이 급격하게 커지게 된다. 이는 플레어 타워가 세워지면서 크레인 선들 간의 거리가 좁혀짐에 의한 것으로 보이며, 이 때 가이드라인에 준한 평가가 중요할 것으로 생각된다. 다만, 가이드라인에 준한 평가가 만족되지 못할 경우에는 작업시나리오의 변경이 필요하다.

3.3 수직운동

Fig. 4는 정수 중 플레어 타워 설치작업을 위한 시나리오 과정 중에서의 각 크레인 선들과 플레어 타워의 회전운동을 보여준다. 실제로 본 연구에서와 같은 복수 크레인 작업의 경우에는 각 크레인 선들의 작업에 따라 플레어 타워의 움직임에 의하여 수평면 운동이 상대적으로 크게 발생되지만, Fig. 4 (c)와 같이 플레어 타워가 세워지는 시점에서는 상대적으로 배수량이 작은 1200톤 크레인 선의 회전운동이 커질 수 있다. 이때에도 마찬가지로 충분한 작업성능 평가가 필요할 것으로 사료된다.



(a) 2000ton crane vessel

(b) 1200ton crane vessel

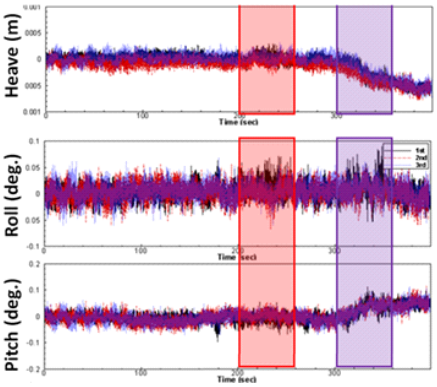
(c) Flare tower

Fig. 3 Translational motions of the objects

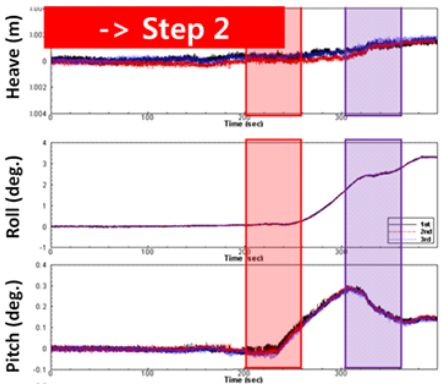
3.4 호이스팅 와이어 장력 응답

Fig. 5은 각 크레인 선들에 대한 와이어 장력의 시계열을 보여준다. 와이어 장력변화는 크레인 작업 시나리오에 따라 점차 1200톤 크레인 선에서 2000톤 크레인 선으로 플레어 타워의 자중이 전달되며, 최종적으로 플레어 타워가 세워지면서 급격하게 그 자중이 2000톤 크레인 선으로 전달되는 것을 확인할 수 있다. 크레인 선들의 운동변화에 따른 장력변화는 크지 않으며, 플레어 타워가 세워지는 시점에서 2000톤 크레

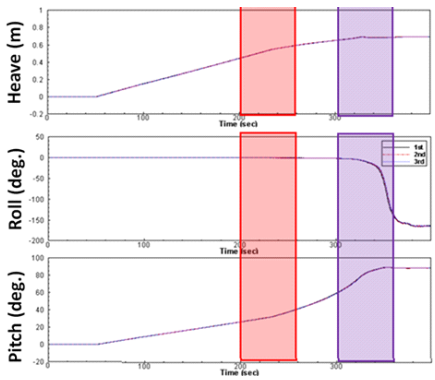
인 선으로의 자중전달이 장력변화에 가장 크게 기인한다.



(a) 2000ton crane vessel



(b) 1200ton crane vessel



(c) Flare tower

Fig. 4 Rotational motions of the objects

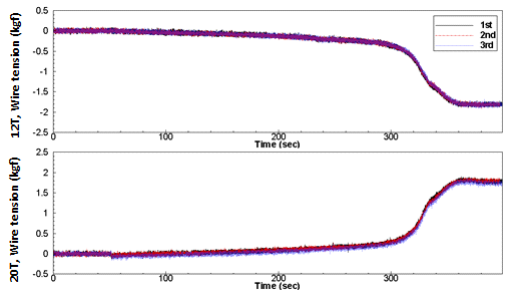


Fig. 5 Time histories of wire tensions

4. 결언

본 연구에서는 복수 크레인을 이용한 플레어 타워의 작업성능을 모형시험으로부터 평가하였다. 정수 중 복수 크레인 작업 시 두 크레인 선의 운동은 플레어 타워의 Surge 운동 발생 중 그리고 플레어 타워가 세워질 때 크게 발생된다. 그리고 크레인 선들의 수평면 운동이 회전운동에 비하여 상대적으로 크게 변하며, 회전운동의 경우에는 상대적으로 배수량이 작은 1200톤 크레인 선이 크게 움직이게 된다. 그러나 와이어 장력의 경우에는 플레어 타워의 Surge 운동 발생 중 발생하는 크레인 선 운동변화에 비하여 큰 변화를 가지지 않지만, 플레어 타워가 세워지는 시점에서는 그 자중에 의한 와이어 장력 변화가 크게 발생되게 된다. 그리고 본 연구에서와 같은 복수 크레인 작업의 경우 각 크레인 선들의 운동이 크게 발생된 시점에서 가이드라인 규정에 부합되는지 확인이 필요할 것으로 사료되며, 그 규정에 부합되지 않는 경우에는 시나리오 변경이 필요하다.

후 기

본 연구는 선박해양플랜트연구소에서 수행중인 해양수산부 해양장비개발 및 인프라구축사업인 “해양플랜트 플로트오버 및 복수크레인 설치설계 핵심기술개발” (PMS3900) 과제의 지원으로 수행된 연구결과 중 일부임을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

DNV Marine Operation - Recommended Practice - H103 (2011).

GL Noble Denton 0027/NDI REV5 (2002).

Ha, Y.J., Nam, B.W., Hong, S.Y., Jung, D.W. and Kim, H.J. (2018). “Experimental and numerical study on mating operation of a topside module by a floating crane vessel in waves”, Ocean Engineering, Vol 154, pp. 375-388

Jung, D.W., Kim, H.J., Ji, H.S., Jeong, H.S., Nam, M., Lee, D.Y., Kim, B. and Jin, J.D. (2016). “Development of dual-lifting technique for installation of topside mega-modules”, Proc. of the 35th OMAE, Busan, Korea.

복수 크레인을 사용한 Flare Tower의 Turn-Over 작업에 대한 다물체 동역학 시뮬레이션 및 모형 시험 비교

배준혁*·차주환**·하솔**·남보우***
*목포대학교 대학원 조선해양시스템공학과
**목포대학교 조선해양공학과
***선박해양플랜트 연구소

The Comparative of Multibody Dynamics Simulation and Model Tests for Turn-Over Operation of Flare Tower Using Multiple Cranes

Jun-Hyeok Bae*, Ju-Hwan Cha**, Sol Ha** and Bo-Woo Nam***

*Graduate School, Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Mokpo National University, Muan-gun, Jeollanam-do, Republic of Korea
**Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Mokpo National University, Muan-gun, Jeollanam-do, Republic of Korea
***Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering, Yuseong-gu, Daejeon, Republic of Korea

KEY WORDS: Multibody dynamics 다물체 동역학, Dynamic analysis 동적 해석, Offshore operation 해양 작업, Ocean environment 해양 환경

ABSTRACT: *본 연구에서는 두 대의 해상크레인을 이용하여 해양구조물을 설치 시뮬레이션을 수행하였다. 크레인을 이용한 작업은 여러 개의 물체로 이루어진 연성문제로 보아야 하며 이를 다물체 동역학 운동방정식으로 구성하여 문제를 해결해야 한다. 따라서 본 해석은 다물체 동역학 운동방정식을 기반으로 하였으며 다양한 해양환경 고려가 가능하다. 본 연구에서는 중력, 유체 정역학 힘, 유체 동역학 힘, 조류력, 풍하중을 고려하였다. 또한 해양에서 작업을 수행하기 위해 크레인의 위치를 유지하는 계류 시스템을 고려하였다. 크레인과 wire rope의 길이를 조절하여 시나리오에 맞도록 작업을 수행하기 위해서 관절 제어와 윈치 제어가 가능하도록 하였다. 해석 시스템은 이전 연구에서 수행하였던 통합 프레임워크에 몇 가지 이론을 추가하여 개발하였으며, 통합 프레임워크에 새로운 이론을 추가하기 위해 기본 인터페이스의 형식에 맞추어 개발함으로써 시스템의 빌드 없이 사용이 가능하도록 하였다. 본 연구에서는 수조 모형시험과의 비교를 통해 시뮬레이션의 결과를 검증하였으며, flare tower를 해양에서 turn-over하여 세우는 작업을 시나리오로 설정하였다. 길이가 긴 flare tower의 특성상 한 대의 해상크레인으로 turn-over 작업이 힘들기 때문에 두 대의 크레인을 사용하여 작업하는 것을 대상으로 한다. 두 대의 해상크레인과 flare tower의 거동, wire rope와 계류선의 장력을 비교함으로써 설치 해석 시뮬레이션 시스템을 검증하였다.*

1. 서 론

해상크레인은 해양플랜트의 설치, 해체, 유지보수 등 다양한 목적으로 사용되고 있다. 최근에는 해양플랜트가 대형화 되면서 대형의 해상크레인을 이용하거나 두 대 이상의 해상크레인을 이용하여 작업을 수행하는 사례가 늘고 있다.

한 대의 대형 해상크레인을 이용하는 경우에는 설치 작업을 안정적으로 수행할 수 있다는 장점이 있는 반면에 해상크레인의 이동이 어려우며, 계류를 하기 위해서 넓은 설치 해역 필요하다는 단점이 있다. 따라서 대형 해상크레인을 이용하기 어려운 환경에서는 허용 중량이 보다 작은 두 대의 해상크레인을 이용하여 작업을 수행 해야 한다. 복수 해상크레인을 이용하는 경우에는 이동이 다소 편리하고 계류를 하는 해역의 공간이 작아도 된다는 장점이 있지만 두 대의 해상크레인을 공조해야 하므로 대형 해상크레인의 작업보다 안전성 확보가 중요하다. 따라서 복수 해상크레인의 공조작업은 사전에 안전성을 평가하고 검증하기 위한 해석 작업이 반드시 필요하다.



Fig. 1 Example of using multiple offshore cranes

본 논문에서는 해상 작업에 대한 안정성을 평가하고 검증하기 위한 해석 시스템을 개발하고 모형시험과 비교 검증을 수행하였다. 육상에서 제작된 flare tower를 해양에서 세우고 설치하는 작업을 시나리오로 설정하였으며, 해석 시스템과 모형시험에서의 flare tower 거동, wire rope 장력 결과를 비교하였다.

2. 해석 시스템

2.1 다물체동역학 운동방정식

Fig. 2와 같이 해상크레인의 경우에는 관절에 의해 회전하는 backstay와 boom이 있기 때문에 하나의 단일물체로 보기 어렵다. 또한 설치 대상물이 해상크레인과 wire rope로 연결되어 있어 해상크레인과 설치대상물을 다물체계로 구성해야 한다. 이러한 문제를 해결하기 위해서는 다물체계 운동방정식을 적용해야 하며, 본 해석 시스템에서는 여러 다물체계 운동방정식 중 식 (1)과 같이 Augmented formulation을 적용하였다(Shabana, 1994; Shabana, 2005; Cha, et al., 2012).

$$\begin{cases} \overline{\mathbf{M}}(\mathbf{q})\ddot{\mathbf{q}} + \mathbf{C}_{\mathbf{q}}^{\mathrm{T}}(\mathbf{q})\boldsymbol{\lambda} = \overline{\mathbf{F}}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}) - \overline{\mathbf{k}}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}) \\ \mathbf{C}(\mathbf{q}) = 0 \end{cases} \tag{1}$$

$$\overline{\mathbf{M}}(\mathbf{q}) = \mathbf{J}(\mathbf{q})^{\mathrm{T}}\mathbf{M}\mathbf{J}(\mathbf{q})$$

$$\overline{\mathbf{F}}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}) = \mathbf{J}(\mathbf{q})^{\mathrm{T}}\mathbf{F}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}})$$

$$\overline{\mathbf{k}}(\mathbf{q},\dot{\mathbf{q}}) = \mathbf{J}(\mathbf{q})^{\mathrm{T}}\mathbf{M}\dot{\mathbf{J}}(\mathbf{q})\dot{\mathbf{q}} + \mathbf{J}(\mathbf{q})^{\mathrm{T}}\mathbf{N}(\dot{\mathbf{q}})\mathbf{J}(\mathbf{q})\dot{\mathbf{q}}$$

여기서, $\mathbf{J}$는 속도 변환 행렬, $\mathbf{M}$은 질량 행렬, $\mathbf{C}(\mathbf{q})$는 구속조건 행렬, $\mathbf{F}$는 외력 행렬, $\mathbf{N}$은 3D 회전 행렬, $\mathbf{q}$는 일반화 좌표 행렬, $\boldsymbol{\lambda}$는 구속력 크기 행렬을 의미한다.



Fig. 2 Multibody system of a floating crane

2.2 해양 환경

해양 환경 하중으로는 유체 정역학 힘, 유체 동역학 힘, 조류력, 풍하중을 적용하였다. 유체 정역학 힘에 의한 복원력은 복원력 행렬로 선형화하여 고려하였고, AdFLOW(Advanced analysis system for Floating body in Waves using higher-order element method) 으로부터 도출된 유체력 계수를 사용하여 Cummins 방정식을 통해 선박에 작용하는 유체 동역학 힘을 계산하였다 (Cummins, 1962).

2.3 계류력

계류는 taut방식과 catenary방식으로 구분할 수 있으며 본 해석에서는 taut 방식의 계류를 사용하였다. 식 (2)와 같이 계류선을 비 압축 spring으로 가정하여 인장에 의한 복원력으로 계산하였다.

$$\mathbf{F} = -k\triangle L\frac{\mathbf{L}}{|\mathbf{L}|} \tag{2}$$

$$\triangle L = |\mathbf{L}| - L_O$$

여기서, $\mathbf{F}$는 계류에 의한 복원력, $-k$는 계류선의 탄성계수, $\mathbf{L}$은 선박연결지점과 해저면의 연결지점의 거리, L_o는 계류선의 초기 거리를 의미한다.

2.4 제어력

제어는 윈치제어와 관절제어 두 가지로 나뉘며 윈치 제어는 wire rope의 길이를 조절하는 제어이고 관절 제어는 관절에 힘을 주어 일정 각도를 유지 또는 회전을 하는 제어이다. 제어는 PID 제어 방식을 이용하였으며, 현재 값과 목표 값의 차이에 PID 계수를 곱하여 제어력을 계산하였다.

3. 설치 해석 시뮬레이션

3.1 Flare tower 설치 작업 시나리오

해석 시뮬레이션과 모형시험 비교 검증을 위한 시나리오는 flare tower를 해양에서 turn-over하는 작업으로 설정하였다. Flare tower는 길이가 83.8m, 질량이 225.2ton으로 매우 긴 형상이므로 한 대의 해상크레인으로 turn-over 작업을 수행하기 어렵다. 따라서 1,200ton과 2,000ton 해상크레인을 이용하였으며, 축적 비는 1:20이다.

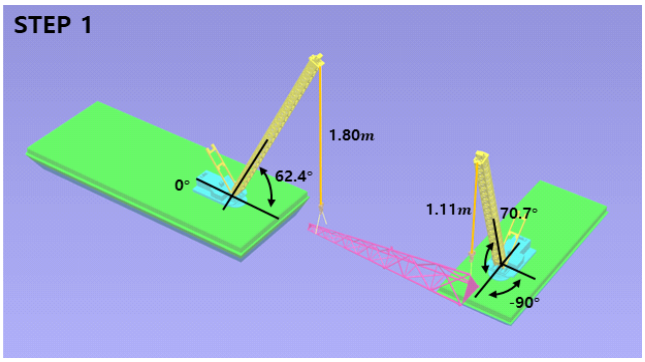


Fig. 3 Initial condition

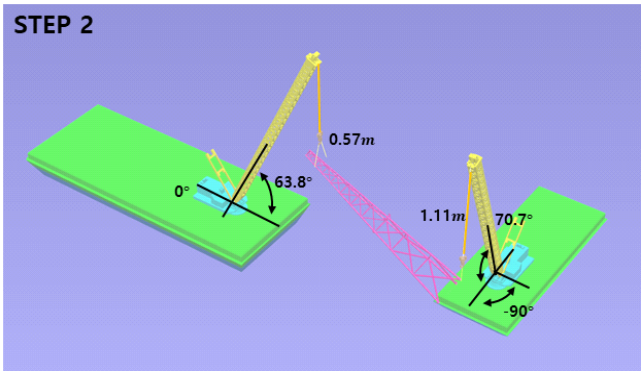


Fig. 4 Hoisting up the wire rope of 2,000ton crane

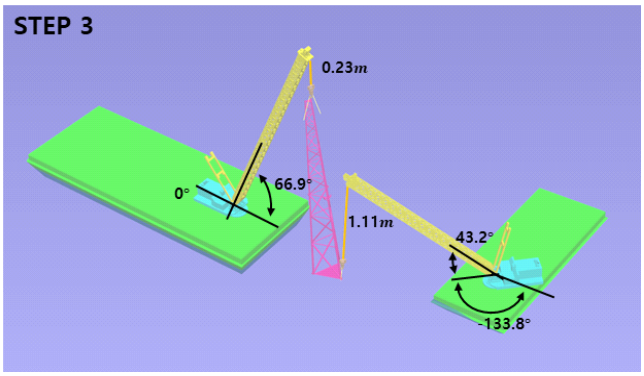


Fig. 5 Rotation of the boom and backstay of the 1,200ton crane

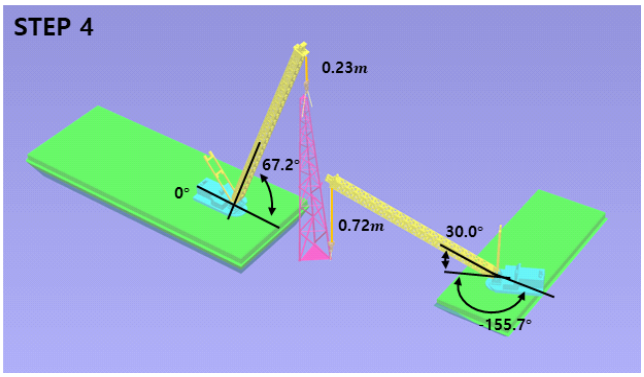


Fig. 6 Condition after finishing the operation

1,200ton과 2,000ton 해상크레인의 초기 위치와 자세는 Fig. 3과 같다. Fig 4와 같이 처음에는 2,000ton 해상크레인의 wire rope를 감아서 flare tower를 일부 세우고 Fig. 5와 같이 1,200 ton 해상크레인의 backstay와 boom을 일부 회전시킨 다음 마지막으로 Fig. 6과 같이 flare tower를 완전히 세우도록 각각의 해상크레인의 관절과 wire rope의 길이를 조절하였다. Flare tower의 길이가 길어서 세우는 과정에서 barge나 boom에 충돌의 위험이 있기 때문에 조금씩 세워서 flare tower와 boom의 간격을 최대한 확보하도록 시나리오를 설정하였다.

3.2 모형 시험과 시뮬레이션의 결과 비교

모형 시험은 선박해양플랜트연구소에서 수행하였다. Flare tower의 6자유도 거동과 wire rope에 작용하는 하중에 대하여 비교 검증 하였다.

Fig. 7은 1,200ton과 2,000ton 해상크레인의 wire rope에 작용하는 하중을 보여준다. Flare tower가 세워지는 과정에서 1,200 ton wire rope에 작용하는 하중이 2,000ton wire rope에 작용하는 것을 확인할 수 있으며 flare tower가 세워지는 과정에서 모형시험과 시뮬레이션 경향이 유사하고 flare tower가 세워졌을 때, 모형시험과 시뮬레이션의 오차율은 1,200ton, 2,000ton 각각 1.6%, 1.4%였다.

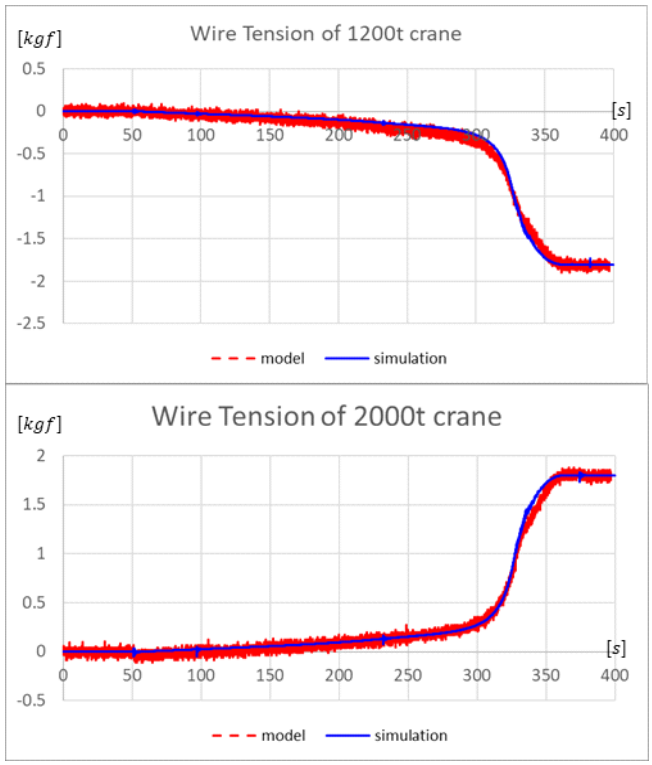


Fig. 7 Comparison of the tension of the wire rope

Fig. 8은 flare tower의 6자유도 거동을 보여주며 모형시험과 시뮬레이션의 결과가 경향이 유사함을 알 수 있고 roll과 yaw 거동의 경우에 마지막에 급격히 차이가 생긴 이유는 모형시험에서 flare tower가 세워지면서 좌표축이 급격히 변했기 때문으로 파악하고 있다. 시뮬레이션은 두 지점으로 들고 있어서 Z축 중심으로 회전 운동이 발생한 것으로 보이며 surge, sway, heave, roll, pitch, yaw 거동의 오차율은 각각 0.9%, 1.4%, 0.2%, 6.7%, 1.6%, 2.1%가 발생하였다.

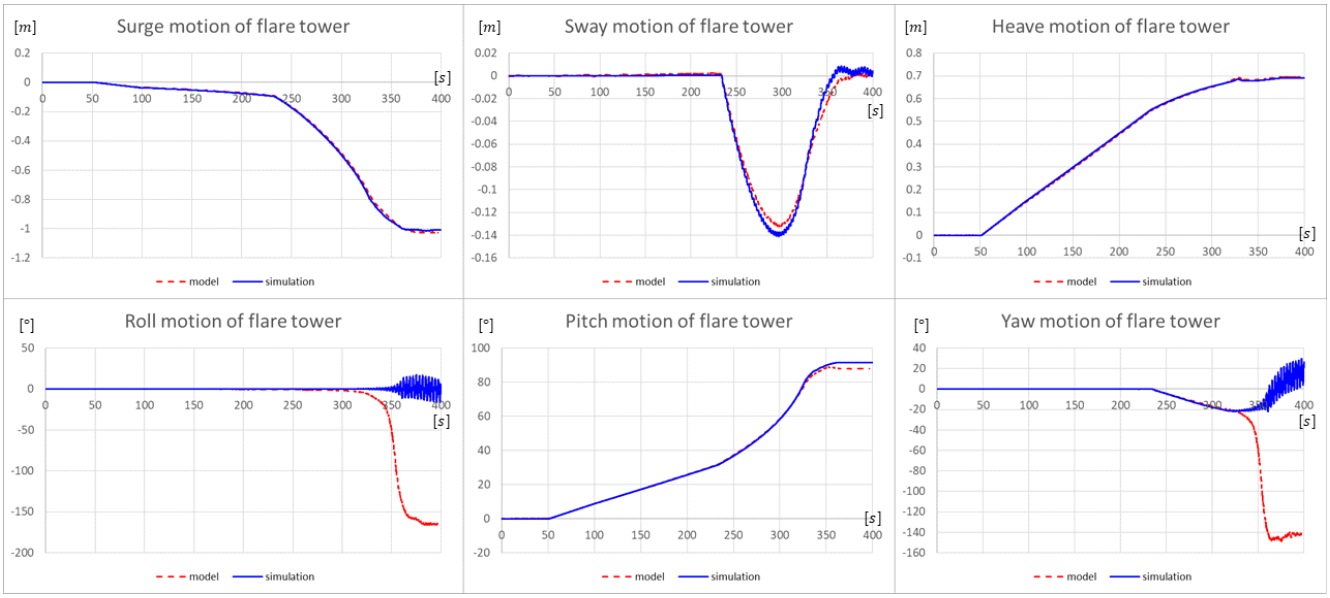


Fig. 8 Comparison of the dynamic motions of the flare tower

4. 결론

논문에서는 다양한 해양 환경을 고려 가능한 해양 작업 동적 해석 시스템을 개발하였으며, 크기가 다른 두 대의 크레인 바지선을 이용하여 flare tower를 turn-over 시키는 작업을 수행하였다. 시뮬레이션과 모형시험의 결과를 비교해보면 전체적인 경향은 유사하였고 wire rope에 작용하는 장력의 경우 1,200ton 해상크레인은 1.6%, 2,000ton 해상크레인은 1.4%의 오차율을 보였다. Flare tower의 거동을 보면 surge, sway, heave, pitch의 거동은 유사하였고 오차율은 각각 0.9%, 1.4%, 0.2%, 1.6%가 발생하였다. Roll과 Yaw의 거동의 경우에 시뮬레이션에서는 수직축 방향의 회전운동이 발생하였으며, 모형시험의 경우에는 flare tower의 회전축이 급격하게 변하여 오차가 발생한 것으로 보인다. 향후에는 실증을 통하여 해석 시스템을 검증을 추가적으로 수행하려고 한다.

후 기

본 논문은 해양수산부 해양장비개발 및 인프라구축사업 “해양플랜트 플로트오버 및 복수크레인 설치설계 핵심기술개발”, 대불산학융합지구 조성사업단의 지원을 받아 수행되었습니다.

참 고 문 헌

Cha, J.H. Park, K.P. & Lee K.Y., 2012. Development of a Simulation Framework and Applications to New Production Processes in Shipyards. Computer-Aided Design, 44(3), pp.241-252.

Cummins, W.E., 1962. The Impulse Response Function and Ship Motions. Schiffstechnik, 9, pp.101-109.

Shabana, A.A., 1994. Computational Dynamics, John Wiley & Sons, INC.

Shabana, A.A., 2005. Dynamics of Multibody Systems, 3rd edition, Cambridge University Press.

해상 설치작업용 계류 시뮬레이터 개발

구남국(동의대학교) · 성홍근(선박해양플랜트연구소)

Development of simulator for mooring in offshore installation operation

Namkug Ku(Dong-Eui University) · Hong-Gun Sung(KRISO)

In this study, the motion and tension of the mooring line which is connected to the floating crane is analyzed. For the floating cranes and mooring lines, the equations of motions are derived using multibody dynamics and finite-element method. To formulate combined equations of motion, the concept of the constrained force is applied. The combined equations of motion are compact, and it is easy to manipulate. The process and algorithms of the simulator for mooring tension calculation is defined. The static analysis and dynamic analysis were performed using this simulator. For development of this simulator, C# language is used in this research. For the validation of the the analysis results calculated tension is compared with other research results and test results. For the practical use of the simulator, mooring equipment on deck, calculation of anchor's grip force, and non-linear fender were implemented.

KEY WORDS: Mooring; Finite element method; Dynamic analysis

후 기

본 논문은 해양수산부 해양장비개발 및 인프라구축사업인 "해양플랜트 플로트오버 및 복수크레인 설치설계 핵심기술개발"과제의 연구결과 중 일부임을 밝힙니다.

KC-1 LNG선 화물창 성과 및 향후 성장전략

김영균(한국가스공사)

Achievement and Future Growth Strategy of KC-1 CCS for LNG Carrier

Youngkyun Kim(KOGAS)

KOGAS developed a new membrane type cargo containment system called KC-1 which was applied to LNG carrier by employing KOGAS's inland membrane LNG storage tank technology. The KC-1 cargo containment system was developed by KOGAS in collaboration with Korea's major shipyards (Hyundai Heavy Industry, Samsung Heavy Industry, Daewoo Shipbuilding & Marine Engineering). For the efficiently develop the KC-1 technology, KOGAS and three sip builders established the joint venture "KC LNG Tech". The application of KC-1 to LNG carrier was expected to improve the safety and increase competitiveness in the ship-building industries. The primary and secondary barriers are made of corrugated sheets of stainless steel with a thickness of 1.5 mm, anchored to the ship's hull. The two membranes are separated by a 12 mm thick plywood spacer, without any thermal insulation. The service temperatures of the primary and secondary barriers are almost identical. It was already applied to 174,000m3 scale LNG carriers for the transportation of LNG from Sabinepass in America. Currently KOGAS has performed a design of small scale LNG receiving terminal in Jeju island and now under construction. Provide the LNG for Jeju Receiving terminal will be performed by applying KC-1 LNG carrier with the capacity of 7,500m3 Even the small scale LNG carrier, it would be equipped with bunkering system for the preparation of the new business. After the completion of proving KC-1 technology, we will progress enhancing for localization of LNG carrier equipment and materials.

KEY WORDS: KC-1 LNG Cargo Containment System KC-1 LNG선 화물창, Primary Membrane 1차 멤브레인, Secondary Membrane 2차 멤브레인, 벙커링 Bunkering

DSME LNG Membrane Type 화물창기술 "SOLIDUS"

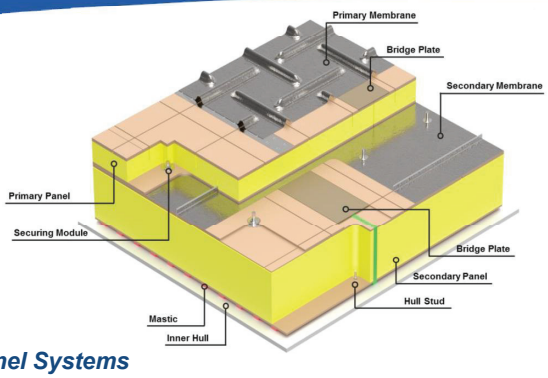
대우조선해양(주)
가스/안전설계연구부 오훈택

All data provided on the following slide is for information purposes only, explicitly non-binding and subject to changes without further notice.

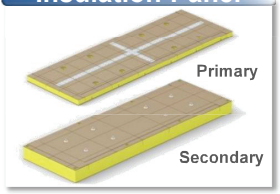
Introduction & Design 소개

SOLIDUS key features

- Enhanced performance of R-PUF
- Double metallic barriers for better leakage protection
- Flexible design solutions for client requirements (Low BOR, Active BOR, FSRU optimized BOR)
- Design allowing maximum utilization of DSME construction experience on the existing system



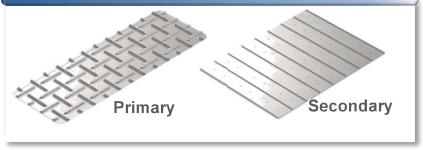
Insulation Panel



Primary & Secondary Panel Systems

- High strength and performance PUF
- Load bearing mastics
- Panel size, 3m x 1m (including gap between panels)

Membrane Sheet



Primary & Secondary Membrane Systems

- Primary membrane 1.2t, SUS304L with optimized corrugation shape
- Secondary membrane flat invar (0.7t) with invar hook
- No convection issues
- Application of proven track records of automatic welding method and quality

KC-S LNG 화물창 소개 및 연료탱크 적용 기술

방창선 · 김현철 · 황정오 · 이종규 · 김현호 (삼성중공업(주))

Introduction of KC-S LNG CCS and Application to LNG fuel tank

Chang-seon Bang · Hyun-chul Kim · Jeong-oh Hwang · Jong-gyu Lee · Hyun-ho Kim(amsung Heavy Industries Co. Ltd.)

SHI has large experiences on building LNG cargo containment system with membrane type and related engineering works. Based on our technologies, new membrane type CCS, KC-S has been developed. KC-S is composed of welded primary and secondary barrier with SUS304L, two-layer insulation boards connected by mechanical fasteners. By optimizing corrugations of primary barrier, structural capacity against sloshing has been enhanced. Moreover it has the lowest BOR value in the market using optimized structure and PU foam densities. Nowadays many shipping companies have launched LNG power commercial vessels. Under these situations, SHI has designed a novel independent LNG fuel tank with KC-S system. This tank is suitable for storing LNG of which design vapor pressure to 2~4 barg and satisfies the pressure holding time longer than 15 days required on IGF code.

KEY WORDS: KC-S, LNG CCS, LNG Fuel tank

LNG 탱크용 고망간강의 기술개발 현황 및 적용

신 건 · 이준태 · 서도원(포스코)

Technical Development Status and Application of High Manganese Austenitic Steel for LNG Tank

Geon Shin · Jun-Tae Lee · Do-Won Seo(POSCO)

Energy industries are rapidly changing, and the application of new materials is becoming more important. The cryogenic high manganese austenitic steel is a high value-added material, which developed after more than decades of research. The cryogenic high manganese steel attracts attention in various fields. In addition, IMO, the international maritime organization, will strengthen regulation for the ship's sulfuric acid emission from 2020. In order to meet this regulation, Liquefied Natural Gas (LNG) fueled ship is considered as an alternative. The cryogenic high manganese austenitic steel will make it suitable for storing and transporting LNG.
This paper presents the basic characteristics and technical development status of high manganese austenitic steel and the present status of an international standard listing. Additionally, LNG fueled ship with high manganese steel LNG tank was described.

KEY WORDS: High Manganese Steel 고망간강, Liquified Natural Gas; LNG 천연가스, Tank 탱크, Material 소재

Type C형 연료탱크 및 화물창용 LPV 기술 개발 및 상용화 현황

장대준(한국과학기술원, ㈜래티스테크놀로지) · 박근오 · 조충희 · 박훈진
(㈜래티스테크놀로지)

Status of Technology Development and Commercialization of Lattice Pressure Vessel (LPV) as Type C for Fuel and Cargo Tanks

Daejun Chang(KAIST, LATTICE Technology) · Keunoh Park · Choonghee Jo · Hoonjin Park(LATTICE Technology)

Since the lattice pressure vessel (LPV) has been attracting interest of the energy and shipping industries from its birth in early 2010s, it finally succeeded in proving its commercial potential in May 2018 when it was employed as the LNG fuel tank for the port cleaning ship for Ulsan Port Authority that is the first LNG-fuelled public service vessel in South Korea. Its commercial application in shipping industry is expected to expand rapidly as the marine fuel shifts to more environmental options such as LNG, LPG, and liquified hydrogen that all necessitate volume-efficient pressurized storage technology. Another important application in shipping industry is small-to-medium scale gas carriers where cylinders or bi-lobes have been used in spite of poor space efficiency. The LPV readily increases the cargo capacity up to 200 % without considerable change in hull design. The LPV seems to serve land applications in the future as small-scale storage of LNG and hydrogen fuels for vehicles as well as mass storage of liquefied gases.

KEY WORDS: LPV 격자형압력탱크, Prismatic tank 박스형 탱크, Type C 타입 씨, LNG 액화천연가스

병렬계산 시스템의 구축과 활용

이우동 · 허동수(경상대학교)

해안/해양공학 분야에서 실해역을 대상으로 하는 수치모델들은 대부분 평면 2차원이거나, 준 3차원이다. 일부에서 σ-좌표계 기반의 3차원 정수압 수치모델을 이용하기도 한다. 이 수치모델들은 쇄파대와 같이 유체운동이 매우 복잡하고, 소류사 및 부유사가 활발한 영역에서 파동장 및 지형변동을 예측하기에는 부족한 점이 많다. 이와 같은 수리/지형학적으로 매우 역동적인 영역의 유체운동 및 지형변동을 예측하기 위하여 이우동과 허동수(2014)는 PBM(Porous Body Model)에 기초한 3차원 Navier-Stokes Solver에 소류사 및 부유사의 거동을 추적할 수 있는 3차원 지형변동 모델을 추가하여 HYMO-WASS-3D를 개발하였다. 그러나 Navier-Stokes 방정식을 그대로 해석하는 동수압 모델은 계산부하가 매우 크다. 그래서 실험실 규모 또는 단면 2차원적 해석을 수행하는데 많이 이용하고 있다.

본 연구에서는 계산부하가 매우 큰 HYMO-WASS-3D를 실해역 지형변동 예측에 적용할 목적으로 병렬계산시스템을 다음과 같이 구축하였다.

① HYMO-WASS-3D의 소스코드를 순차해석구간과 병렬해석구간으로 구분한다.

② 병렬해석구간을 OPENMP 4.0에 기초하여 재구성한다.

③ 코프로세서를 장착한 공유메모리 환경의 HPC(High-Perfomance Computer)를 구축한다.

④ 순차 소스코드와 병렬 소스코드의 계산시간을 비교·분석한다.

HPC의 산술적 성능만큼 런타임을 줄일 수는 없었지만, 30% 이상의 계산효율증가를 나타내었다. 향후 본 연구를 통해 구축한 HPC를 활용하여 HYMO-WASS-3D의 파동장 및 지형변동 예측을 수행할 예정이다.

동해안 하구사주 플러싱에 관한 연구

유하상* · 권경환* · 김종훈*
*세일종합기술공사 항만 및 해안개발 기술연구소

A study of Flushing on River mouth bar at East coast

Ha-Sang Ryu*, Kyong-Hwan Kwon* and Jong-Hoon Kim*

*Port&Coastal Development Institute, SEIL ENGINEERING CO., LTD.

KEY WORDS: Flushing 플러싱, River mouth bar 하구사주, Inlet wide 입수구 폭, Satellite photo 위성사진, Delft3D 델프트3D

ABSTRACT: *This study is on occluded estuarine which is often seen in small and medium rivers on the east coast of Korea. As a result of correlation analysis between the width of the inlet and the change of the area of the sea through the satellite images, a high negative correlation of -0.832 is shown. This shows that the area of the coastal area increases when the estuary is opened and the area of the sea area decreases when the obstruction occurs. The estuary closure of the river will be affected by the erosion of the coastal sand and the change of sedimentation mechanism. The satellite image analysis used in this study is based on the digitizing method from Google satellite map, and the area and the entrance width have been determined. Numerical model experiments were carried out on the shape and time of opening the estuary by the river flood. Experiments on case 1 ~ 6 (50 ~ 1410cms) show that the open time is shortened as the flood amount increases. Case 5 and 6 show openings of estuaries in multiple directions when the flow rate is over 1,000cms. These results suggest that the high level rise in a short period of time leads to overflow in the area with low ground, which leads to the opening of the river. In the river flow calculation, the flow time series at the time of flood was used as a constant value, but the actual flood flow curve will be applied to the experiment.*

1. 서 론

우리나라 동해안의 중소 하천들의 하구 형태를 보면, 연안류(longshore current)나 파랑(wave)에 의한 지형변화의 영향으로 하구사주(river mouth bar)가 하천을 폐색하는 경우가 많이 있다. 이처럼 모래(sand)가 퇴적되어 폐색된 하구에서는 평상시 하천수위가 사주의 표고보다 낮기 때문에 하천수가 해양으로 유출되거나 해수가 하천으로 유입되지 못한다. 해수와 담수의 이동순환이 원활하지 못하게 됨으로서 연안으로 하천 유사의 이동과 순환이 원활하지 못하게 된다.

폐색된 사주는 폭풍 해일(storm surge)에 의해 해수의 수위가 상승하여 하천으로 범람하거나 강우로 인한 하천의 유량증가에 따른 수위상승으로 해양으로 범람하는 경우에 바다와 하천간의 유로가 생성되며 입수구(inlet)가 형성되게 된다. 이러한 입수구는 지속적으로 유지되는 것이 아니라 파랑, 바람(wind), 해류(ocean current) 및 조류(tidal current)에 의한 연안흐름의 변화에 따른 지형변화로 인해 끊임없이 변화하게 된다. 폐색된 사주는 평상시 하천으로 부터의 모래공급원을 차단함으로써 연안 표사계의 불균형을 초래하여 침식을 유발하게 될 것으로 사료된다.

연구 대상지역에 위치한 송천은 경상북도 영덕군 창수면 백청리 보림저수지에서 발원하여 남동으로 흐르는 하천으로 석문천, 울령천, 남천과 합류하여 영해면 덕산리 동해안선으로 유입된다. 유역면적은 231.94㎢, 유료연장은 32.0㎞, 연평균 강우량은 1,128.6mm이다. 유역의 토사유출과 관계가 깊은 평균경사는 23.35°이며, 유역면적의 81.77%인 189.66㎢가 임야, 13.14%인 30.50㎢가 농경지로 이루어져 있다. 송천 하구역의 북측으로는 고래불해수욕장과 덕천해수욕장이, 남측으로는 대진해수욕장이 위치하여 넓은 모래해안이 발달해 있다.

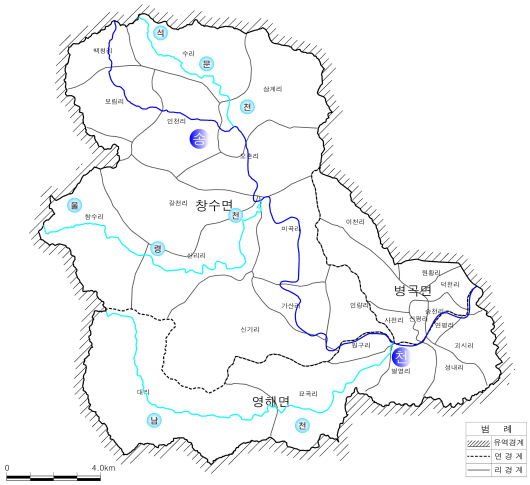


Fig. 1 Basin of Song-Choen

2. 연구방법

2.1 위성사진 분석에 의한 하구 해안선변화

하천으로부터 유출되는 유량으로 인한 유사량과 하구 인근 해빈 면적과의 관계를 파악하기 위해 위성사진 분석을 이용하였다. 먼저 해빈의 면적변화와 하구의 입수구와의 관계를 파악

하기 위해 하구역의 모래면적과 하천측 하구수역끝단과 해측 하구수역 시작위치 사이에 발달한 해빈폭과의 관계를 통해 연관성을 분석하였으며, 이러한 해빈폭을 본 연구에서는 입수구 폭(inlet width)이라 정의 하겠다.



Fig. 2 Study area at East coast (Google earth)

Fig 3. 의 개념도를 보면 하천측과 해측사이에 유로가 생성되면 입수구 폭은 0m가 되고 폐색된 경우는 최소 거리를 측정하였다. 해안선은 해측과 하천쪽은 해수 및 하천수가 육지가 만나는 지점으로 하였고, 육지측은 해빈 후측의 보호림 끝단을 기준으로 하였다.

하구역으로부터 동측과 서측의 임의의 구역에서 2006년부터 2018년까지 해빈의 면적을 Fig 3. 과 같이 측정하여 분석하였다.



(a) Opened river bar (b) Closed river bar

Fig. 3 Concept map of Area & Inlet width(Google earth)

아래의 Fig 4.를 보면 2006년에서 2018년까지 하구 사주의 변화가 큰 것으로 나타나고 이는 하천의 유량 및 연안류의 영향인 것으로 판단된다.

입수구 폭이 작을수록 인근 해빈의 모래량과 하천으로 부터의 유사량과의 연관성이 높다는 가설을 가지고 입수구 폭과 면적과의 상관관계를 분석한다.

2.2 유량에 의한 하구 사주 Flushing 수치모형 실험

수치모형실험은 네덜란드의 Delft 공과대학에서 개발된 Delft3D를 사용하였으며, 흐름, 토사이송, 파랑, 수질, 바닥지형 변화와 생태환경의 모의를 수행하는 3차원 수치모형이다. 퇴적물 모듈인 MOR 모듈은 퇴적물의 침강, 부유, 간섭, 응집, 압밀 등을 모의하여 해역의 특성에 맞게 여러 공식들을 이용할 수 있다.

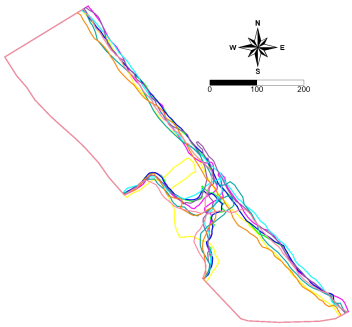


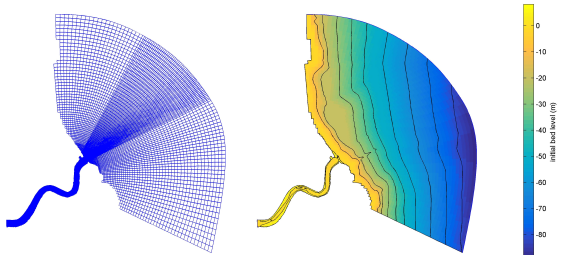
Fig. 4 Extracted coastline change from Nov. 2006 to April. 2018

본 실험에서는 비점착성 퇴적물로 실험을 수행하였으며, 유사특성을 고려한 Van Rijn(1984)의 식을 이용한 소류사와 부유사 수송을 고려할 수 있다. 실험개요 및 조건은 Table 1과 같다.

Table 1 Summary of River flushing computation

구분	내용
적용모델	Delft3d (Flow+Mor)
수심	국립해양조사원 수치해도 및 관측자료
격자체계	270×117개, 10m~180m, 직교곡면격자
실험조건	평균해면 수위조건
실험내용	case1 : 50cms case4 : 500cms case2 : 100cms case5 : 1,000cms case3 : 200cms case6 : 1,410cms

유량의 변화에 따른 하구 사주 Flushing의 형태를 유추하기 위한 모델은 송천 하구역의 송천교에서 하구역과 외해 약 100m 수심까지 영역으로 구성하였다. 수치모형 실험에 사용된 격자 및 수심도는 Fig. 5와 같다.



(a) Grid system (b) Bathymetric Chart

Fig. 5 Grid system and Bathymetirc chart of computation

본 실험은 Delft3D모형의 하구 Flushing 재현성 및 유량 변화에 따른 하구 Flushing 형태 변화를 파악하기 위해 실험을 수행하였다.

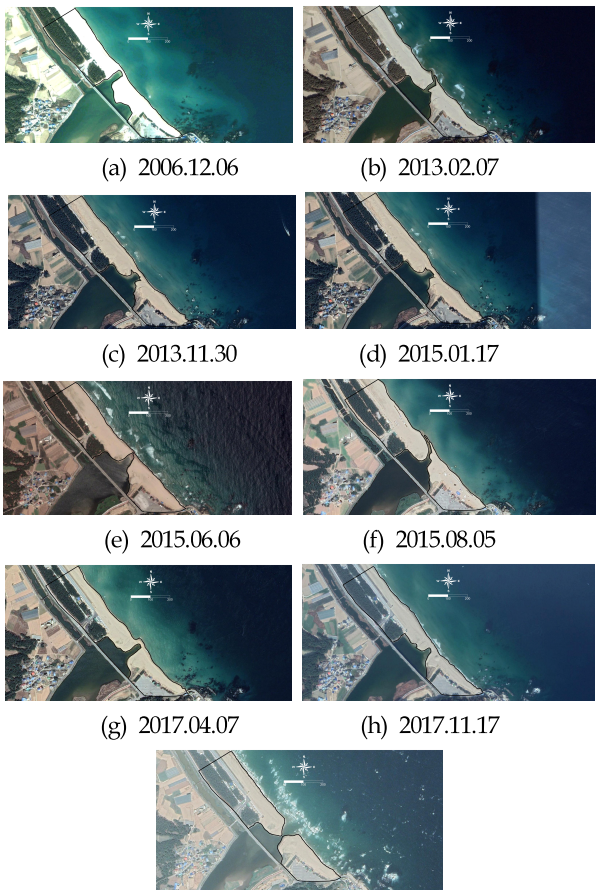
Table 2의 송천 하천정비기본계획(2015, 경상북도) 홍수량 및 임계지속시간을 살펴보면 200년 빈도 설계 홍수량이 약 1,410cms이며, 본 연구에서는 50cms에서 200년 빈도 홍수량인 1,410cms까지 6개의 유량조건에 따른 폐색된 하구 사주 Flushing변화를 모의 하였다. 하천의 홍수량 시계열은 일정한 유량이 방류되는 조건으로 실험을 수행하였다.

Table 2 Flood rate and critical duration of Song-Cheon

재현기간(년)	홍수량(cms)	임계지속시간(min)
30	985	920
50	1,103	910
80	1,214	900
100	1,262	910
200	1,410	900

3. 하천 입수구의 형태와 해빈면적과 상관성

하구의 해빈 면적(beach area)과 하천 유출수와의 관계를 파악하기 위해 2006년부터 2017년까지의 위성사진을 통해 분석하였다.



(a) 2006.12.06 (b) 2013.02.07

(c) 2013.11.30 (d) 2015.01.17

(e) 2015.06.06 (f) 2015.08.05

(g) 2017.04.07 (h) 2017.11.17

(i) 2018.04.27

Fig. 6 Satellite pictures from Nov. 2006 to April. 2018 (Google earth)

위성사진의 해빈면적과 해측과 하천의 최소거리를 계산한 결과는 Table 3과 같다. 분석결과 최소거리와 해빈의 면적은 -0.832의 높은 음의 상관관계를 가지고 있으며, 최소거리가 감소할수록 해빈면적은 증가하고, 최소거리가 증가 할수록 해빈의 면적이 감소함을 알 수 있다. 이는 하천과 해측이 차단되면 해빈의 면적감소로 이어지고, 입수구가 개방이 되면 해빈의 면적이 증가하는 것으로 사료되며, 하천으로부터 유입되는 유사량이 송천하구 인근 해빈의 면적 증감에 기여도가 높은 것으로 나타났다.

Table 3 Beach area and Inlet width from satellite pictures

ID	Date	Area(m^2)	Width(m)
a	2006.12.06	117,789.6	13.0
b	2013.02.07	124,939.1	0.0
c	2013.11.30	121,428.4	16.0
d	2015.01.17	121,979.0	20.0
e	2015.06.06	125,353.6	5.0
f	2015.08.05	125,872.7	0.0
g	2017.04.07	121,201.2	16.0
h	2017.11.17	113,474.6	27.0
i	2018.04.27	123,175.7	0.0

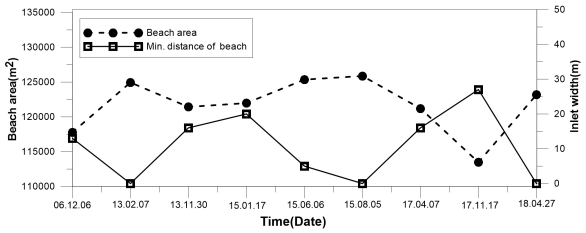


Fig. 7 Time series of Beach area and Inlet width

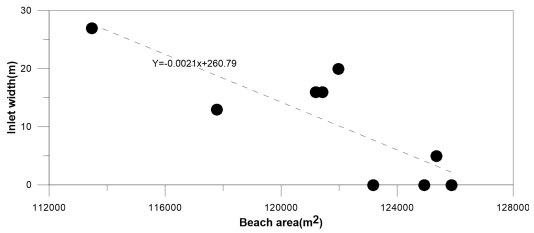


Fig. 8 Correlation Analysis result of Beach area and Inlet width

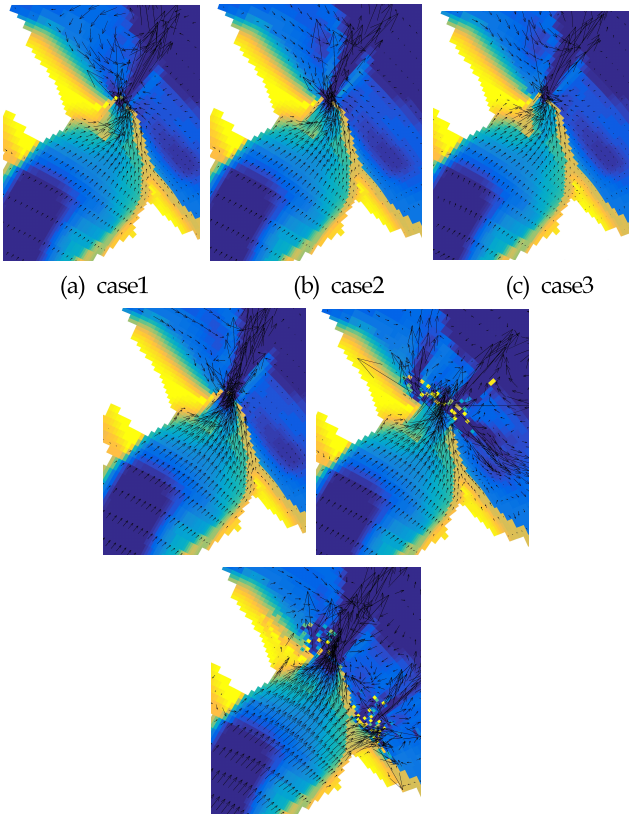
4. 수치모형실험

송천 홍수량 조건별 하구 사주의 Flushing 형태를 수치모의한 결과를 Fig. 9에 도시하였다. Table 4에는 유량 조건 별 하구 사주의 폐색구간이 개방되는 소요시간이다. 유량이 가장 작은 case1 인 경우 하천을 범람하여 개방되는데 약 19시간 30분이 소요되고 200년 빈도 홍수량인 case6 인 경우 홍수가 발생한 후 하천이 개방되는데 약 1시간이 소요되는 것으로 나타났다.

Table 4 Results of river mouth bar flushing computation

CASE	유량(cms)	폐색구간 개방 소요시간
case1	50	19시간 30분
case2	100	10시간 30분
case3	200	07시간 00분
case4	500	02시간 40분
case5	1000	01시간 20분
case6	1410	01시간 00분

홍수량이 1,000cms가 초과하는 case5와 case6의 경우 하구사주 개방 형태가 다른 case에 비해 광범위하게 나타났으며, 이는 짧은 시간에 다 구간에서 하천수의 범람이 동시다발적으로 발생하여 넓은 개방형태가 나타나는 것으로 사료된다.



(a) case1 (b) case2 (c) case3

(d) case4 (e) case5 (f) case6

Fig. 9 Results of river mouth bar flushing computation

5. 결 론

본 연구는 우리나라 동해안의 중·소하천에서 전형적으로 나타나는 폐색된 하구사주에 대해 논문이다. 위성사진을 기초로 입수구 폭과 해빈 면적변화의 상관성 분석결과 -0.832의 높은 음의 상관도를 보이며, 이는 하구사주 개방시 연안의 해빈 면적이 증가하고, 폐색될 경우 해빈 면적이 줄어드는 결과를 나타낸다. 하천의 하구사주 폐색은 하천으로부터 연안으로 유사 공급이 차단되어 주변 해역의 표사기구 변화에 영향을 줄 것으로 사료된다.

본 연구에 사용된 위성사진 분석은 Google 위성지도로부터 digitizing 기법을 통해 면적 및 입수구 폭을 결정하였지만 추후 연구에서는 최신 위성 및 항공사진 분석기법을 통해 정도 높은 연구를 수행할 예정이다.

하천 홍수에 의한 하구사주 개방 형태 및 시간에 대하여 수치모형실험을 수행하였다. case1~6(50~1410cms)의 실험결과 홍수량의 증가함에 따라 개방시간은 짧아지며, case5와 case6과 같은 유량이 1,000cms이상인 경우 다 구간에서 하구사주가 개방되는 형태를 보인다. 이와 같은 결과는 짧은 시간에 높은 수위 상승으로 인해 표고가 낮은 해빈구역에서 범람이 일어나 사주가 개방되는 것으로 사료되며, 이로 인해 하천측의 수위 상승을 막아 줄 것으로 사료된다.

금번 본 연구에서 하천유량조건에서도 실험 Case 별 유량시계열을 일정한 값으로 사용하였으나, 실제 산정된 시간변화에 따른 홍수유량 곡선을 적용하여 실험을 수행 할 예정이다.

후 기

본 연구는 “연안침식 관리 및 대응기술 실용화에 관한 연구” 결과 중 일부임을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

이광률 (2011). “송천 하구 사주의 지형 특성과 변화 과정”, 대한지리학회지, 제46권, 제6호, pp 693-706.

최창진 (2014). “하구폐색저감을 위한 도류제 제원에 관한 연구”, 한국습지학회지, 제16권, 제1호, pp. 139-151

경상북도 (2015). 송천 하천 기본계획(변경) 보고서

Deltares (2014). Delft3D Flow User Manual

송천 하도 토사의 동태적 연구

박상우*, 김종천**
*하존이앤씨(주) 기업부설연구소 연구소장
**하존이앤씨(주) 기업부설연구소 선임연구원

A Dynamic Study on Bed Sediment of Reach in the Song Stream

Sangwoo Park* and JongChun Kim**
*Director in Chief, Research Center, Hajon Engineers and Consultants Co, Ltd, Anyang-si, Gyeonggi-do 14056, South Korea
**Senior Researcher, Research Center, Hajon Engineers and Consultants Co, Ltd, Anyang-si, Gyeonggi-do 14056, South Korea

KEY WORDS: Bed sediment 하도 토사, Dynamic study 동태적 연구, Grain size distribution 입경분포, Minimum bed level 최심하상고, Weir 보

ABSTRACT: *A dynamic study for bed sediment, investigating a spatial-temporal variation of bed sediments in river system, is a significant process for fundamental understanding mechanisms on sediment transport. It provide useful informations to develope a strategy for sediment management and sediment related issues. In this study, it is investigated channel geometries including bank width, grain size, minimum bed level, weir sediment and so on measured in both 1993 and 2018 for Song Stream located in the southeast of the Korean peninsula and flowed into the East Sea . As a result, it is found that rate of fine sand have increased across downstream of Song Stream. Besides, it reveals that minimum bed level in just upstream of weir and downstream area of channel has been rising (deposition) while that in just downstream of weir and upstream area have been lowered (erosion). Findings in this study can help understanding about equilibrium condition and soil budget of channel in the context of channel soil problem or shoreline erosion.*

1. 서 론

하천은 물리적으로 하도와 유수로 구분되며, 하도내 토사와 유수의 끊임없는 상호작용으로 평형상태를 찾아가는 과정에서 하상 변동이 발생한다. 이 때, 하천 정비사업과 같이 단기간에 하천에 인위적인 변화를 가할 경우, 토사유출, 하상 저하에 따른 인공 구조물의 기초부 손상, 댐·저수지에서의 퇴적, 해안 침식과 같은 토사 문제가 동반되기 마련이다. 이러한 토사 문제를 효과적으로 해결하기 위해서는 하천 상류부터 하구·해역까지 유기적인 토사 이동 특성을 종합적으로 파악하여 이를 관리하는 것이 필요하다(일본 국토교통성, 2013). 하도 토사의 동태적 연구는 하천내 토사량의 분포뿐만 아니라, 그것의 시·공간적 변화를 입체적으로 파악하는 것으로, 토사 이동 메커니즘을 규명함으로써 효율적인 토사 관리 방안을 수립하기 위한 기본 정보를 제공한다.

본 연구에서는 하도 토사의 동태적 연구를 시범적으로 수행하고자 경상북도 영덕군에 위치한 송천을 대상으로 하천의 수리·기하적 특징(hydraulic geometry; Leopold and Maddock, 1953)을 조사하였다. 송천의 종·횡단면을 측량하고, 토사 입도를 분석하여 이를 과거 자료(송천 하천정비기본계획, 1993)와 비교함으로써 하천 단면의 시·공간적 변화를 살펴보았다.

2. 연구방법

2.1 대상하천

본 연구의 대상하천인 송천은 경상북도 영덕군에 위치하며 (Fig. 1), 태백산맥의 준령 중 하나인 울치재(527 m)에서 발원하여 동해 고래불 해변으로 유입되는 전형적인 산지하천이다. 유역면적은 231.94 km^2, 유역 평균경사 25.9 %, 하천연장 28.65 ㎞, 하천경사 1/28~1/2,596로, 2018년 10월 기준 21개의 취수보와 6개의 낙차공이 각각 설치되어 있다.

송천 유역은 하천 구간별 하상경사를 기준으로 하류, 중류, 상류로 각각 구분할 수 있다 (Table 1).

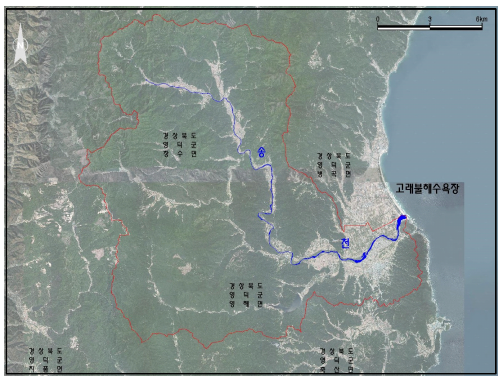


Fig. 1 Location of the Song basin

Table 1 Slopes of each channel reach

Channel reach	Channel slope	Remark
No.0～ No.3+816 (Songchon 1 weir)	1/2,596～1/710	Lower basin
No.3+816～ No.16+821 (Yangchon drop)	1/376～1/190	Middle basin
No.16+821～ No.28+650	1/86～1/28	Upper basin

2.2 분석방법

본 연구에서는 하상 토사의 입경에 따른 구성 집단을 다음과 같이 세 가지로 구분하고, 금회 측정된 하상 토사의 입경분포와 1993년 과거 자료를 바탕으로 재분류한 결과를 바탕으로 집단별 주요 입경 크기의 분포와 그 변화를 비교·분석하였다.

· 입경집단 Ⅰ : 0.5 mm 이하(실트, 미세사, 세사, 중사)
· 입경집단 Ⅱ : 0.5 mm～4.75 mm(조사, 극조사, 소력)
· 입경집단 Ⅲ : 4.75 mm～64 mm(중력)

또한, 종·횡단면 측량 결과를 바탕으로 종단별 하폭 및 최심하상고의 변화를 파악하고, 하도내 저수로 구간에 대한 세굴량 및 퇴적량을 분석하였다.

3. 분석결과 및 고찰

3.1 입경분포 변화

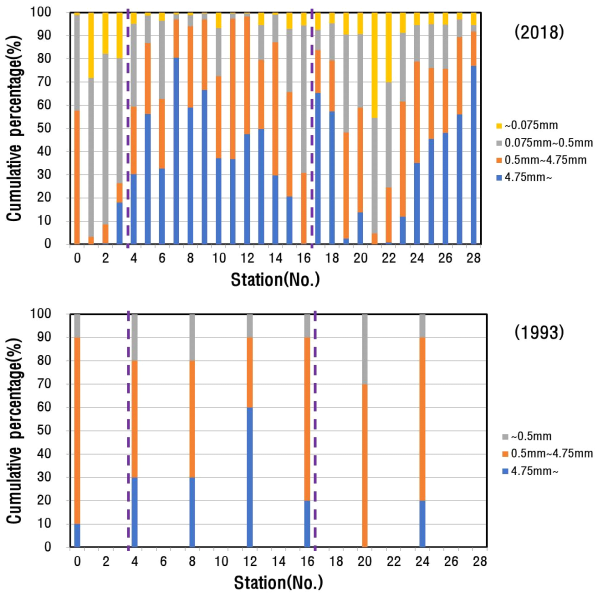


Fig. 2 Comparison of grain size distribution (1993 vs. 2018)

1993년과 2018년의 송천 하상 토사의 종단구간별 입경 구성을 비교하면(Fig. 2 & 3), 하류구간에서는 입경집단 Ⅰ이 15 %에서 69 %로, 입경집단 Ⅱ가 65 %에서 21 %로, 입경집단 Ⅲ이 20 %에서 10 %로 가는 모래와 굵은 모래가 혼재되어 있는 가운데 입경집단 Ⅱ에서 입경집단 Ⅰ로의 입경분포 변화가 크게 나타났다 (Table 2). 반면, 중류구간에서는 입경집단 Ⅰ이 13 %에서 19 %로, 입경집단 Ⅱ가 50 %에서 38 %로, 입경집단 Ⅲ이 37 %에서 43 %로 입경집단간의 변화가 크지 않으며 굵은 모래와 잔자갈이 주를 이루고 있다. 굵은 자갈과 호박돌이 다수 분포되어 있는 상류구간에서는 입경크기의 측정이 제한적이었으며, 그 가운데 입경집단 Ⅰ이 20 %에서 36 %로, 입경집단 Ⅱ가 70 %에서 30 %로, 입경집단 Ⅲ이 10 %에서 34 %로 각각 변하여 입경집단 Ⅱ의 변화가 두드러졌다.

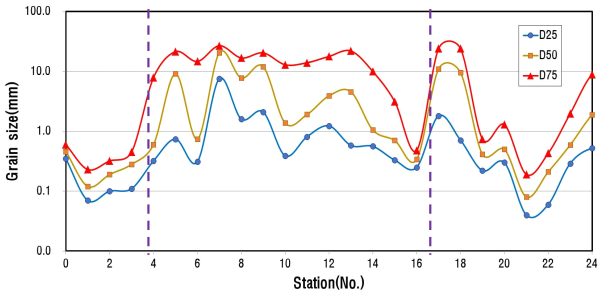


Fig. 3 Longitudinal distributions of significant grain sizes (2018)

Table 2 Change of grain size distribution

(Unit : %)

Channel reach	1993 Grain size group Ⅰ	1993 Ⅱ	1993 Ⅲ	2018 Grain size group Ⅰ	2018 Ⅱ	2018 Ⅲ
Lower	15	65	20	69	21	10
Middle	13	50	37	19	38	43
Upper	20	70	10	36	30	34

3.2 하폭 및 최심하상고 변화

본 연구에서는 송천 전체 하천연장 28.65 km 중 1993년 송천 하천정비기본계획에서 자료를 획득할 수 있는 하천연장 24.60 km 구간에 대해 하폭과 최심하상고의 변화를 분석하였다. 25년간 치수를 위한 수 차례의 개수사업이 진행된 송천의 구간별 평균 하폭은 1993년 44 m～293 m에서 2018년 44 m～300m 로 다소 증가하였다 (Fig. 4).

한편, 종단별 최심하상고 및 세굴·퇴적 깊이 변화를 살펴보면, 송천 하류구간의 최심하상고의 변화는 -1.79 m～1.76 m(평균: -0.05 m), 중류구간과 상류구간은 각각 -2.05 m～2.02 m(평균: -0.22 m), -2.06～1.00 m(평균: -0.29 m) 인 것으로 나타났다 (Fig. 5 & 6). 산지 급경사 하천인 송천의 하도는 전반적으로 유수작용으로 세굴이 발생하여 전반적인 하상이 낮아지고 있다. 또한, 보나 교량의 설치, 하도 준설 등 하천 정비공사에 의한 인위적인 최심하상고의 변화도 함께 발생된 것으로 조사되었다. 특히, 송천 중·상류구간에서는 다수의 보 설치로 인한

보 하류의 세굴과 보 상류의 퇴적이 반복적으로 나타나며, 하류구간 전반에 걸친 상당한 세굴현상이 두드러진다(Fig. 6).

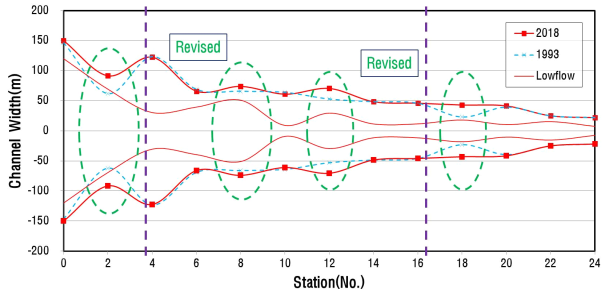


Fig. 4 Change of channel width (1993 vs. 2018) (Here, red solid line indicates a low flow channel width in 2018)

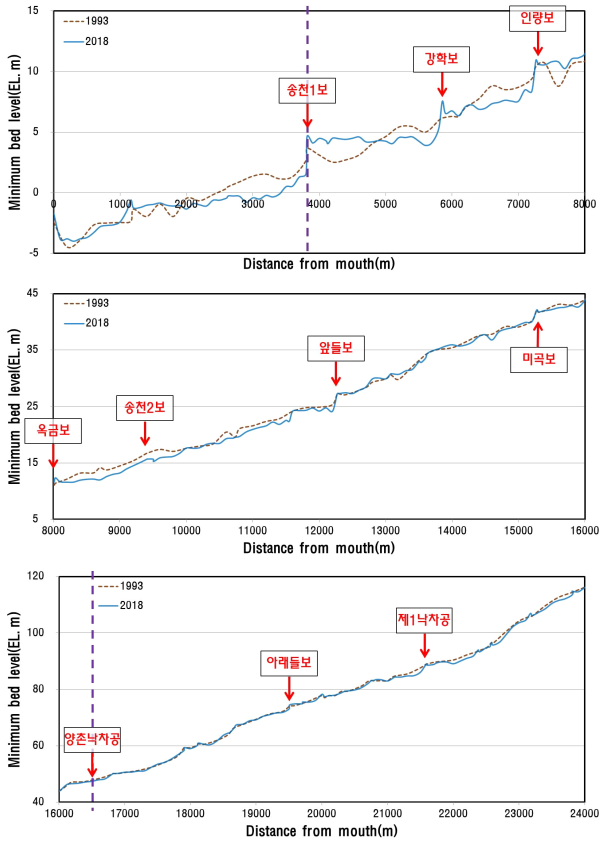


Fig. 5 Comparison of longitudinal profiles (1993 vs. 2018)

3.3 세굴 및 퇴적량 분석

하도 구간별 세굴 및 퇴적 깊이로부터 저수로구간 내 하상토사의 변동량을 계산하면, 하류구간에서 41,737 m^3의 세굴이, 중류구간에서 35,481 m^3의 퇴적이, 상류구간에서 63,311 m^3의 세굴이 각각 발생하였으며, 하도내 전체적으로 69,567 m^3의 세굴이 발생하였다(Fig. 7 & Table 3).

특히, 중·하류에 설치된 3개의 대형 보를 전후로 가장 큰 하상변화가 발생하였으며(Fig. 7), 이 구간의 변동량은 보의 상류 퇴적량 345,226 m^3, 하류 세굴량 289,089 m^3로 전체 56,137 m^3의 토사가 퇴적되고 있어, 하상변동에 보가 미치는 영향이 매우 크다는 것을 알 수 있다.

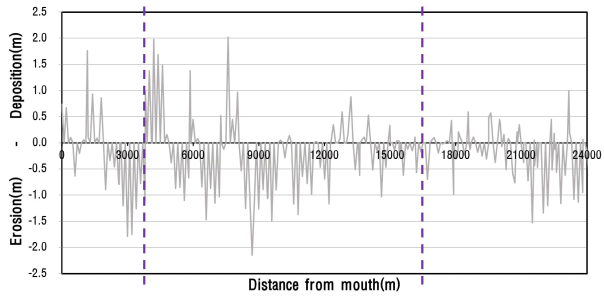


Fig. 6 Longitudinal variation of minimum channel bed from 1993 to 2018

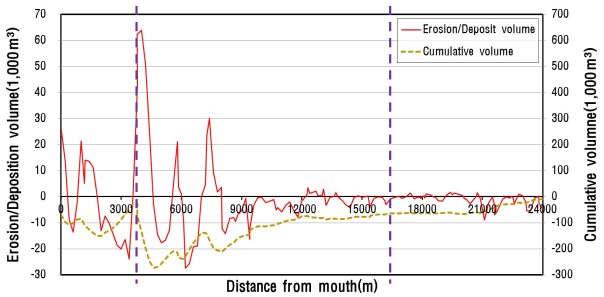


Fig. 7 Longitudinal variation of erosion/deposition and its cumulative volumes from 1993 to 2018

Table 3 Variation volume of each channel reach

(Unit : m^3)

Channel reach	Variation volume	Cumulative volume	Remark
Lower	- 41,737	- 69,567	+ : deposition - : erosion
Middle	+ 35,481	- 27,830	
Upper	- 63,311	- 63,311	

Note : Cumulative volumes indicates a summation of volume estimated from upper reach.

4. 결론 및 토의

본 연구에서는 송천 하도 토사의 동태적 특성을 분석하였다. 그 결과, 지난 25년간(1993년~2018년) 하류구간에서 0.5 mm 이하의 토사 증가량이 가장 컸다. 한편, 유수에 의한 세굴로 송천의 전반적인 하상이 저하되고 있으며, 하도내 보 전·후로 퇴적과 세굴이 반복적으로 진행되고 있음을 확인하였다.

최근 하천내 유사량 농도 분포가 하천의 수리기하 특성과 밀접한 연관이 있다는 사실을 관측 자료와 수치모의로 증명한 연구에 주목할 필요가 있다(Jung et al., 2013; Kim and Paik, 2018). 이들 연구에 따르면 하천 구조의 공간적 변동량이 하도 토사의 동태적 특성에 직접적인 영향을 미치는 유사량 농도 분포와 관련되어 있다. 이러한 배경에서 하천의 수리기하 특성을 하천의 동태 분석에 접목시키는 연구가 후속될 필요가 있다. 이는 토사재해에 대한 하천의 안전성 확보와 더불어 하상 퇴적이나 저하, 해안침식 방어를 위한 토사 이동의 연속성 확보 및 토사수지 연구에 유용할 것으로 기대된다.

감사의 글

이 논문은 2018년 해양수산부 재원으로 해양수산과학기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구임(연안침식 관리 및 대응기술 실용화).

참고문헌

경상북도 (1993). 송천 하천정비기본계획.

Jung, D., Paik, K., and Kim, J.H. (2013). “Relationship between downstream hydraulic geometry and suspended sediment concentration characteristics.” Journal of Hydro-Environment Research, Vol. 7, No. 4, pp. 243- 252.

Kim, D.H. and Paik, K.R. (2018). “Channel Geometry Controls DownstreamLags in Sediment Rating Curves”, J. Hydraul. Eng., Vol 144, No.4, pp 1-11.

Leopold, L.B., and Maddock, T.J. (1953). “The hydraulic geometry of stream channels and some physiographic implications.” U. S. Geological Survey Professional Paper, Vol. 252.

國土交通省 中部地方整備局 (2013). 安培川綜合土砂管理計劃, 靜岡市.

하구사주 형태분류에 관한 연구

김태우(인제대학교) · 서승철(하이드로봇) · 윤종성(인제대학교)

A Study on the Classification of River-Mouth bar

Tae-Woo Kim(Inje University) · Seung-Chul Seo(Hydrobot Co.,Ltd.. Tech & Reseach) · Jong-Sung Yoon(Inje University)

연안역에 대한 이용, 개발, 방재, 환경보전의 조화라는 관점에 입각하여 하천, 하구, 해역을 포함하는 연안역 전체의 토사환경 유지관리 계획에 유용한 실질적인 자료를 구축해야 할 필요가 있다. 따라서 연안역의 바람직한 창출과 종합적인 토사관리에 필요한 사항에 대하여 검토해야 할 필요가 있다. 일반적으로 하구사주의 형성 및 붕괴가 연안역의 토사수지에 미치는 영향이 매우 중요하므로 하구사주의 형성, 붕괴기구에 대해 검토한다. 따라서, 본 연구에서는 동해안을 포함한 전국의 대표적인 하천을 대상으로 기존자료 및 문헌조사를 실시하여 하천의 유역, 하구지형의 특성, 하구사주의 붕괴실태, 하구주변의 해안침식실태 조사와 지형정보를 기초로 하여 하구처리공의 유무별 지형분류를 실시하고, 하구처리공이 존재하지 않는 하천에서 각각의 지형 출현영역을 하상계수와 하상경사에 의한 분류를 실시한다.

KEY WORDS: Mouth of river 하구, River-mouth bar 하구사주, Saline wedge 염수쐐기

폭풍 조건에서의 해빈 변화에 대한 K-CosMos 단기 예측 수치 모의

조민상 · 윤현덕(명지대학교) · 양정아 · 손상영(고려대학교)

Numerical Simulation of K-CosMos Short-term Model on Bathymetric Changes under Storm Condition

Minsang Cho·Hyun-Doug Yoon(Myongji University), Junga Yang·Sangyoung Son(Korea University,)

연안 침식은 강한 폭풍에 의해 단기간에 주로 발생한다. 최근 이상 기후 현상으로 폭풍이 강해지고 있고, 이로 인해 많은 연안들은 침식으로부터 고통을 받고 있다. 더군다나 연안 침식으로 인해 연안 지역 사회의 안전과 재산은 위협받고 있다. 연안 침식으로부터 연안 지역사회를 보호하기 위해서 폭풍 시 연안 지형 변화의 예측은 반드시 필요하다. 그러나 연안 지형 변화를 이해하는 것은 어렵다. 연안 표사 이동의 동적인 특성 때문에 지형 요소는 연안 지형 변화를 이해하는데 중요한 요소이다. 국내의 연안 침식과 관련된 주요 지형 요소에는 사빈 해안 (sand beach), 포켓비치 (pocket beach), 갯벌, 사구 등이 있다. 각 지형 요소마다 다른 지형 변화 특성을 가지고 있으므로, 지형 요소별로 분류하고 그에 따른 특징의 분석이 요구되고 있다.

국내 해역 특성을 반영하여 연안 지형 변화를 예측하기 위한 모델 체계인 K-CosMos가 구축되었다. K-CosMos는 단기 예측 모형, 중기 예측 모형, 장기 예측 모형으로 구성되어 있다. 그러나 다양한 지형 요소 및 해역 특성이 고려할 수 있고, 사용자가 손쉽게 모형 매개변수를 결정할 수 있도록 K-CosMos의 실용화 연구가 요구된다. 본 연구에서는 K-CosMos의 실용화를 목적으로, 먼저 폭풍 조건에서의 해빈 변화에 대한 수치 모의를 수행하여 모형의 성능을 검증하고자 한다. 특히, K-CosMos의 단기예측 모델인 XBeach 모델링에 초점을 두었다. XBeach는 2차원 평면 파랑 전파모형으로, 연안에서의 동수역학 특성과 연안 지형 변화를 모의하기 위해 개발되었다. XBeach는 단주기파와 장주기파를 모두 처리할 수 있으며, 연안 사구의 침식과 포말대 (swash zone) 프로세스를 포함하고 있다. 단기 예측 모형인 XBeach의 성능을 검증하기 위해, 기존의 연구 사례를 바탕으로 대상 연안의 지형 요소를 해빈의 형태와 표사 입자 크기 및 성질로 구분하였다. 또한, 모형 매개변수와 연안 지형 변화와의 관계를 분석하였다. 앞에서 분석한 대상 지역과 비슷한 지형 특성을 가지고 있는 연안을 표본 해안으로 선정하였다. 모형 매개변수를 기존 연구 사례의 것과 동일하게 적용하여 결과를 비교하고, 모델링의 성능을 검증하였다. 모형의 검증은 연안 지형 변화 모형 평가에서 주로 사용되는 Brier Skill Score (BSS)를 적용하여 수행되었다.

본 연구를 바탕으로 국내 다양한 해역을 지형요소 별로 분류하고, 적절한 모형 매개변수의 범위를 제시하여 사용자의 편리성 및 접근성을 도울 수 있는 실용화 연구를 계속적으로 진행할 계획이다.

“이 논문은 2018년 해양수산부 재원으로 해양수산과학기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구임(연안침식 관리 및 대응기술 실용화)”

KEY WORDS: Numerical simulation 수치 모의, Bathymetric Change 해빈 변화, Storm condition 폭풍 조건

K-CoSMoS 중기모델의 성능검증

양정아(고려대학교) · 손상영 · 조민상(명지대학교) · 윤현덕

연안에서는 주로 파랑과 조석에 의해 발생한 흐름으로 인해 지형변화가 초래된다. 이에 더불어 1980년 이후 연안역의 개발로 인해 한국 자연해안의 일부 해역들에 급격한 지형변화가 유발되었다. 이에 해양수산부에서는 우리나라 국토의 귀중한 경계인 연안을 지속적으로 보전하도록 관리하고 연안 개발과 기후 변화로 인한 침식과 같은 재앙에 효과적으로 대응할 수 있는 연안의 보전 및 정비와 관련된 다양한 연구과제를 추진하였다. 그 중, '연안침식 대응기술 개발사업(2013-2018, 1단계 사업)' 에서는 지형변화량의 예측기간에 따라 모델을 달리하여, 단기모델(XBeach, 폭풍시 3-4일), 중기모델 (Delft3D, 월별/계절별), 장기모델 (Unibest, 년 단위)의 3개의 모델로 구성된 「한국형 연안지형변화 예측모델(K-CoSMoS)」를 수립하였다. 그러나, 국내의 해안지형에 대한 충분한 고찰 없이, 한국의 해안지형을 동·서·남해역의 3가지로 구분하여, 동해안의 안목해변화 남해안의 해운대해변에 모델의 성능을 평가하고, 이를 바탕으로 수립한 모델을 '한국형' 이라 칭하기에는 한계가 있다. 이에 1단계 사업에서 수립된 K-CoSMoS의 고도화 및 실용화를 위해, 올해 7월 '연안침식 관리 및 대응기술 실용화(2018-2021, 2단계 사업)' 사업이 시작되었다. 2단계 사업에서는 국내 해안의 각 지형요소와 해안침식유형의 상관관계를 규명하고, 각 해안특징별로 해안침식에 영향을 미치는 주요 침식인자(key-parameter)를 파악한 후, 이를 반영하여 해안특징별로 K-CoSMoS의 정확도를 제고하는 방안 제시를 목표로 연구를 수행할 예정이다.

본 연구에서는 그 기초연구로 K-CoSMoS의 중기모델인 Delft3D를 이용하여, 모델 수립 시에 검토되었던 해역이 아닌 산포해역을 대상으로 그 성능을 재검증하였다. Delft3D는 준 3차원 수치모형으로 FLOW (MOR 포함), WAVE 등 다양한 모듈로 구성되어 있어 연안에서의 흐름, 파랑, 유사이송 및 지형변동을 모의할 수 있다. 각 모듈을 독립적으로 실행할 수도 있고, 결합하여 사용할 수도 있다. 울진군 근남면 산포지구는 한때 백사장 폭이 100m에 달했지만, 오랜 기간 동안 모래가 쓸려나가 지금은 도로 유실과 복구를 걱정하고 있는 해안으로, '2016년 연안침식 실태조사'용역에서 침식 '심각'단계인 D등급은 받았다.

샌드바이패싱의 적용 및 개선에 관한 실해역 실험

권혁민* · 오세붕**

*경주대학교 환경에너지방재학과
**영남대학교 건설시스템공학과

An Field Experiment for Improvement of the SandByPassing System

Hyuck-Min Kweon*, Seboong Oh**

*Dept. Environmtal Enegry & Disaster Prevention, Gyeongju Uni., Gyeongju, Korea
**Dept. Civil Engineering. Yeungnam, Gyeongsan, Korea

KEY WORDS: SandByPassing System, Eroded Beach, Withdrawal & Transfer

ABSTRACT: *SandByPassing system is one of the common technology for the recovery of the eroded beach as it is economical. Kweon(2011) etc. conducted field experiment for the discharge rate in the case of river sand & mud with the sandbypassing system. However, it is hard to find real sea testing investigation of withdrawal & transfer of the system. The study summarize the process of the withdrawal & transfer of the system in the field. For the withdrawal, 242 ton Crane, Trailer etc. was used and not expressway but route 7th road was tested. The study gets the general process of the withdrawal process & tranfer of the system. And new anchoring system is needed to be improved additionally.*

1. 서 론

해안침식문제는 우리나라 뿐 만 아니라 전세계적으로 사회문제화 되어 있으며, 이를 해결하고자 많은 노력들을 해왔다. 지금까지 다양한 대책공법들이 세계적으로 수행되고 있으며 이를 대별하면 샌드바이패싱, 양빈, 경성공법 등으르 들 수 있다. 이러한 대책공법의 적용은 비교적 단순하면서 확실하게 정립되어 있는데 경제적 관점에서 샌드바이패싱, 양빈, 경성공법 또는 연성과 경성을 혼합한 공법등의 수순으로 우선적으로 검토하여 결정하게 된다.

특히 샌드바이패싱 공법은 연안표사의 차단으로 인하여 이를 강제적으로 연안표사 하류부에 압송하는 공법이고 대상 모래가 인근에 존재하므로 가장 경제적이므로 우선적으로 고려해야 할 공법에 해당한다. 즉, 모래의 리사이클링 개념에 해당하기 때문이다. 이에 비하여 양빈공법은 단위표사계 이외의 지역에서 운반하여 침식지역에 포설하여야 하므로 비용이 증가하게 된다. 이후 기본적으로 연성공법에 해당하는 양빈으로 해결할 수 없는 지역은 경성공법을 적용하거나 이를 혼합할 수 있으나 역시 비용이 증가하게 된다. 비용은 양빈모래를 기준으로 생각할 수 있으며 모래를 어디서 공급받을 수 있는지가 기준이 될 수 있다. 샌드바이패싱 시스템은 고정식과 이동식으로 대별할 수 있으며, Fig. 1은 미국 플로리다 동부해안에 설치되어 있던 고정식 샌드바이패싱 시스템이다.



Fig. 1 Fixed sandbypassing system in Florida

고정식 시스템은 Fig. 1에 보인 바와 같이 흡입구와 토출구가 모두 고정식임을 알 수 있다. 하지만, 권 혁민 등(2011)은 이동식 400마력 시스템을 개발하였다.

샌드바이패싱 시스템을 적용함에 있어서 우리나라 동해안 지역은 남측으로 연안표사가 우세하나 항내매몰이 어민들의 어로작업을 불편하게 하므로 우선적으로 항내 준설토를 침식저감을 위한 양빈사로 확보하는 것이 우선시 될 수 있다. 항외 퇴적모래에 대한 샌드바이패싱의 일반적인 적용사례는 국내에 존재하지 않으며 이에 대한 연구도 조속히 수행하는 것이 요망된다.

권 혁민 등(2011)은 샌드바이패싱 시스템의 개발 및 현장실험을 통하여 토출율 산정표를 제시하였으며 이를 기본 정보로 소규모 어항의 항내준설을 위한 상업운전을 하고 있다. 하지만, 철거 및 이동에 관한 구체적인 정보를 정리하여 보고한 바가 없으며 개선점에 대한 연구는 수행되지 않았다.

현장의 여건은 다양하고 특히 연구 대상 시스템의 설치는 수회에 걸친 상업운전을 통하여 확인되었으나, 철거 및 이동에 관한 정보는 충분히 확보되지 않아 본 연구에서는 실제 현장 여건에 따른 철거 및 이동을 체계적으로 정리하고 이에 따른 시스템의 개선점을 찾고자 한다.

본 연구를 통한 구체적인 정보는 향후 상업운전의 기초자료로서 제공되어 합리적인 공사비 산정에 기여할 수 있으며, 시스템의 운영비를 절감할 수 있을 것으로 기대된다.

2. 현장조건 및 장비

2.1 지형적 조건

샌드바이패싱 장비는 강릉시 강문항 내만에 해당하는 경포천 월정교 하류부 약 50m 지점에 정박하여 있다. 장비는 Fig, 2의 원형 마크 지점에 있으며, 남측에 해당하는 사유지를 물양장으로 활용하여 크레인으로 올리고자 한다.

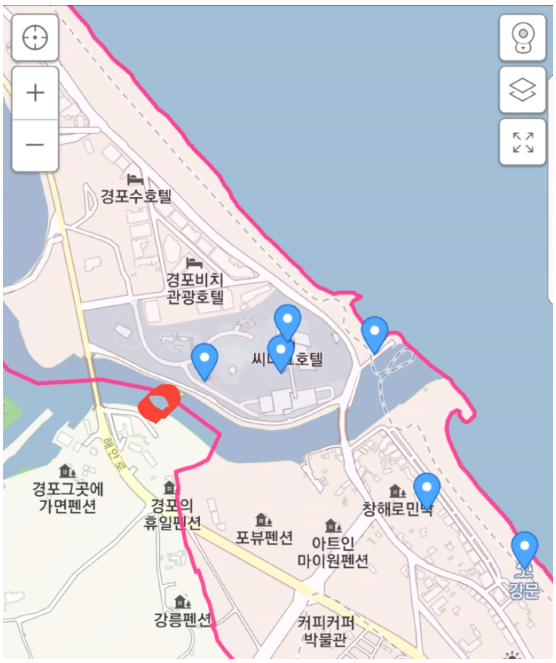


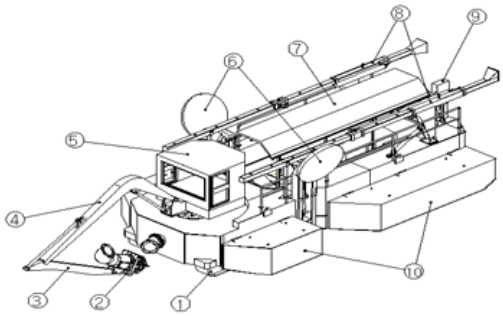
Fig. 2 Location of the SandByPassing system

장비의 정박상태는 Fig. 3과 같으며 경포천의 남측방향으로 뱃머리가 향하고 있음을 알 수 있다. 현재 일부 부력상태로 있으며 흡입호스를 분리하여 붐대가 엥커링 상태로 있던 자세를 절단하여 위치 이동시켜 놓은 상태이다.

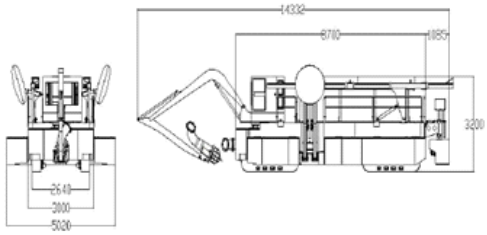


Fig. 3 Anchored position of SandByPassing system

현장실험을 위한 샌드바이패싱 장비의 외관 및 제원은 Fig. 4에 보이는 바와 같다.



(a) Figure of the SandByPassing system



(b) Dimension of the System

Fig. 4 SandByPassing apparatus

Fig. 4에 보인 바와 같이 폭은 부력통을 제거하면 3.0m이고 높이는 3.2m이고 높이는 3.2m이며 길이는 본체가 10.86m이다. Fig. 4의 (b)를 보면 보조 부력인 원형부력통이 본체의 폭 3.0m 보다 약간 좌우로 나와 있는 것을 알 수 있다.

2. 철거 및 이동 수순

2-1 철거

샌드바이패싱 장비의 인양을 위해서는 크레인의 용량을 우선 결정하여야 하며 현재 장비의 위치까지 수평 이격거리가 28m로 확인되었다. 장비의 무게는 부력통과 침수등을 고려하여 38톤정도로 추정되며 이를 이격거리를 곱하면 모멘트가 계산되며 그 값은 38 ton × 30 m = 1140 ton·m가 된다. 따라서 가능하면 모멘트를 최소화하기 위하여 흡입호스를 분리하고 부력상태의 배를 최대한 인양장비 가까이 수면상에서 끌어 들였다. 이러한 방법으로 배의 중량은 최종적으로 30톤으로 줄였으며 이격거리는 20m로 줄여 모멘트를 38 ton × 20 m = 760 ton·m로 줄였다. 그리고 크레인 자체 중량 242 ton과 추가 중량을 82 ton으로 하여 인양 크레인의 무게를 총 324 ton으로 하였다. 인양 가능한 상태에 대해서는 300 ton 인양기의 인양가능 중량을 확인하여 결정하였다. 추가 중량 82 ton을 적재하는 모습을 보인 것이 Fig. 5 이다. Table 1은 인양기의 가능 중량 산정표이며 이격거리 18 m와 붐대길이 24.4 m에 해당하는 인양 가능 중량이 43.8 ton이 샌드바이패싱 장비 톤수 28 ton보다 큼을 확인하고 인양에 착수하였다. Table 1 수직제원은 이격거리 그리고 수평제원은 붐대의 길이이다.



Fig. 5 Additional weight of 82 ton load on 242 ton crane

Table 1 Lifting Capacity of 300 ton crane (commercial index)

m	14,7 m		19,6 m	24,4 m	29,3 m	34,2 m	39 m	43,9 m
3	300	135,5						
3,5	183	135,5	135,5					
4	173,5	135,5	135,5	135,5				
4,5	160,4	135,5	135,5	135,5	112,6			
5	147,8	135,5	135	129,6	112,2	89,9		
6	132,1	126	124	117,3	110,1	89,1	72,3	
7	119,6	112,6	113,3	106,9	101,7	87,7	71,6	59
8	105,9	100,3	101,2	98,6	93,2	86,3	70,9	58,6
9	93,6	90,1	91	90,8	86,3	83,2	70,1	58,1
10	83,6	81,5	82,4	82,7	80,4	77,9	69,2	57,7
11	75,4	74	74,8	75,2	74,8	72,9	68,2	57,2
12	63,7	63,7	68,3	68,6	68,4	68,4	65,2	56,4
13			62,4	62,7	62,6	63,4	61,4	55,5
14			57,9	57,6	58,7	58,3	57,5	54,4
16			49,7	50,4	50,4	49,9	49,3	49,7
18				43,8	43,9	43,4	44,4	43,7
20				38,4	38,4	37,9	39	38,3
22				27,2	33,9	34,7	34,5	33,8

샌드바이패싱 장비는 최초에 흡입구를 엥커링 대용으로 현장에 정박시켰으나, 하천류에 의해 점토층에 예상 이상으로 뭍힘으로서 배의 자체동력에 의한 붐대 조작으로는 제거가 곤란한 상태가 되었다. 이에 붐대를 절단하고 엥커링 대용의 흡입구 부분을 인양하기 위하여 크레인을 이용하였다. 결과적으로 붐대와 흡입구 연결 호스의 중량이 감소되게 되었다. Fig. 6은 크레인 연결선을 수중에 있는 흡임구 부분에 인력으로 연결하고 있는 모습이다.



Fig. 6 Linking crane line to intake part

크레인과 흡입구부를 연결하여 엥커상태를 해제하기 위하여 서서히 하중을 간헐적으로 반복하면서 엥커되어 부분의 점토사이로 물이 들어가면서 수회에 걸쳐 상부 인장력을 작용시켰다. Fig. 7 는 반복하중으로 엥커상태의 흡입부를 인양하고 있는 모습을 보인 것이다. 하지만, 반복하중 이전에 흡입호수부에 연직하중을 통한 인양을 하는 과정에서 파손이 발생하였다.



Fig. 7 Razing of the anchored intake hose

샌드바이패싱 장비의 인양은 인양기로부터 최소한의 수평거리로 사전 부력상태에서 이동시키고 작은 언덕을 넘어 미리 대기하고 있던 트레일러 상으로 이동시켰다. 이때. 저상트레일러는 장비의 하중이 초과하여 일반 트레일러로 교체하여 재상차를

하였다. Fig. 8은 순차적인 인양 및 적재하는 과정을 보인 것이다.



(a) Takeoff the system from the water elevation



(b) Over the obstacle of tree



(c) Lower trailer



(d) Higher trailer

Fig. 8 Load on the trailer

인양은 인양기 수평이격거리를 가능한 가깝게 부력을 이용하여 배를 끌어들이고 이를 서서히 수직방향으로 올린 후 수평이동시켜 트레일러에 상차하는 순서로 진행되었다. 저상 트레일러에 상차한 제원은 Fig. 9와 같다.

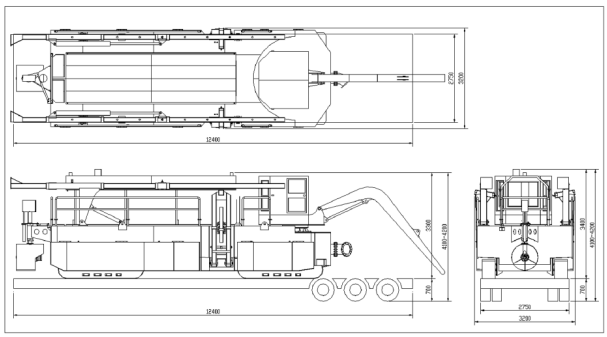


Fig. 9 Load dimension on the lower trailer

저상 트레일러의 적재고는 700 mm 이고 장비가 상차된 상태에서는 장비의 3,400 mm와 비상등 100 mm를 추가하면 상차고는 4200 mm 로 된다. 일반 트레일러는 적재고가 300 mm 저상 트레일러보다 높다. 따라서 일반 트레일러에 장비를 상차한 경우는 상차고가 4500 mm 가 된다.

인양 및 적재과정에서 사전에 예상하지 못한 흡입구의 엥커링이 과도하게 근입깊이가 깊어짐에 따라 붐대의 절단 및 흡입연결호스의 파손을 초래하였다. 따라서 장비의 개선점으로서 별도의 엥커링 시스템이 필요함을 알았다. 크레인은 242 ton급에 추가 무게를 적재하여 300 ton급의 인양능력으로 운영할 수 있으며 현장 여건에 따라 해당 기중기가 없을 경우를 대비해야 하므로 이러한 확인은 항상 가변적인 현장여건에 중요한 정보가 될 수 있다.. 이러한 조건에서 2-2절에 분석한 이동이 확인되면 일반 트렝일러로도 적재 및 이동이 가능함을 확인할 수 있게 되는 것이다. 즉, 상차고가 4700 mm인 경우에도 국도 통과가 가능해진다는 것을 의미한다.

2-2 이동 및 하차

이동은 적재하중 초과 및 높이가 4050mm로 신고대상이 되어 국토부에 인터넷상으로 허가를 득한 후 출발하였다. Fig. 10 이동경로를 보인 것이다.

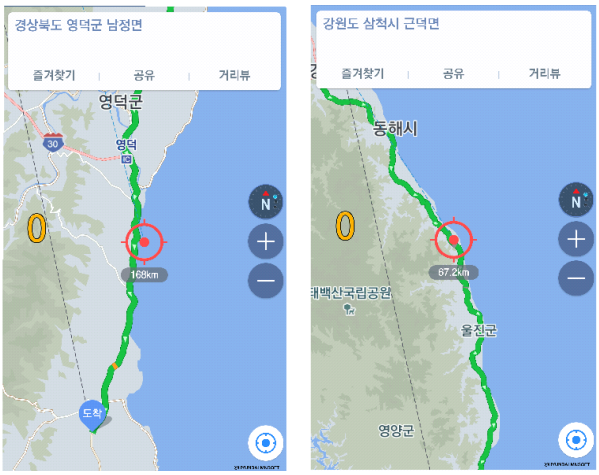


Fig. 10 Tracking road

고속도로를 통과할 수 없어서 일반 국도 7호선을 이용하여 이동하였다. 샌드바이패싱 장비는 강릉시에서 포항시 흥해읍 일대에 소재하는 하차장까지 일반 트레일러로 이동하였다.

하차는 100 ton급 기중기를 이용하였으며 정리를 위하여 지게차를 사용하였다. 하차시는 장비의 중량이 부력통 및 부대장치가 모두 제거된 상태이므로 약 20 ton 정도로 적은 상태이다. Fig. 11 하차하는 수순을 보인 것이다.



(a)



(b)



(c)

Fig. 11 Unload of the SandByPassing system

본 장비는 협소한 지역에서도 보관이 가능하며 부력통 등 부대장치는 인근에 함께 적재할 수 있다. 별도의 해체를 할 필요가 없으므로 비교적 간단한 이동과 하차가 가능함을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구를 통하여 기존의 샌드바이패싱 시스템은 별도의 엥커링 시스템이 필요하며 우리나라 동해안의 경우는 7번 국도를 이용하여 장비의 이동이 가능하다는 것을 알았다. 7번 국도를 이용할 경우는 반드시 저상트레일러를 사용하지 않아도 되므로 현장 여건이 열악한 지역에서도 일반 트레일러를 사용할 수 있음을 확인한 성과를 도출하였다.

후 기

본 연구는 해양수산부의 “연안침식 관리 및 대응 기술 실용화” 1차년도(2018) 성과의 일부임을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

권혁민,박상신,권오균 (2011). “새로운 샌드바이패싱 시스템의 토출율 예측을 위한 현장 실험 연구 ” 한국해안・해양공학회 논문집, 제 23 권 제 4 호, pp. 292~303. (1999).

연안침식 대응을 위한 연성공법의 적용성 검토

허동수 · 이우동 · 정연명(경상대학교)

현재 사회적 문제점으로 대두된 연안침식을 대응하고자 ‘제2차 연안정비사업’ 을 통한 예상소요 사업비 10,996억원을 지원하여 308개소를 대상으로 연안정비 계획에 따른 사업을 추진 중에 있다. 그리고 앞으 ‘제3차 연안정비기본계획’ 을 통한 10년마다의 사업추진 수립 및 5년마다의 타당성 검토 후 계획 변경의 과정으로 진행 될 예정이며, 연안관리법에 의한 연안정비기본계획에 맞추어 많은 중력식 해안구조물과 양빈을 통한 복합공법이 현재에도 설계 · 시공되고 있는 실정이다. 연안침식 대응을 위한 복합공법은 강성과 연성공법으로 나누어지며, 강성공법의 경우엔 설치와 해체가 어렵고 설치 이후 2차적인 피해가 발생될 우려가 있으며 비경제적이다. 2000년 초부터 점진적으로 심화된 연안침식을 저감할 수 있는 대응기술을 개발하기 위하여 중력식 구조물의 단점을 보완한 경제적으로 우수하고 효율적인 방안이 필요로 하게 된다. 이로인해 친환경/친자연적으로 기존의 중력식 구조물에서 탈피한 연성공법은 연안침식 대응을 위한 방법으로 많은 연구들이 수행되고 있다(Kobayashi et al., 1993; Vicinanza et al., 2010; Wu and Cox, 2015; Lara et al., 2016; Maza et al., 2016)..

본 연구에서는 연안침식을 대응하고자 연성공법을 이용한 파랑제어를 목적으로 공법의 개발 및 기반구축을 위하여 적용성을 검토한다. 따라서 연성공법에 따른 파랑제어특성을 분석하였으며, 연성공법의 제원과 물리적 성질 등 변화에 따른 특성을 검토하였다.

해안침식 완화를 위한 인공산호초 연성구조물 공법 적용 연구 - 3차원 수리실험 기반 지형변동 경향 분석

홍성훈·김태윤·최윤식(부산대학교)·이수지·이광수(한오션) ·
허동수(경상대학교)·권순철(부산대학교)

지속적으로 발생하는 침식피해로 인해 국가 및 지자체에서는 다양한 침식방지공법을 활용하여 해안선 복원 및 보전을 위한 많은 노력을 기울이고 있다. 그러나 이러한 노력에도 불구하고 기존 공법 적용 간 부작용이 발생하여 침식이 발생하는 경우가 있으며, 시간 및 비용·효율적 한계가 지적되어 이를 극복하기 위한 새로운 공법들의 개발이 활발히 진행되고 있다. 본 연구에서는 침식대응을 위해 새롭게 개발한 인공산호초 연성구조물 공법의 성능평가를 위해 3차원 수리실험 수행 및 분석을 수행하였다. 침식현상 분석을 위해 3차원 조파수조 내에서 길이 및 폭 방향에 대해 1 m 간격의 격자점을 구축하고 공법이 적용되지 않은 자연해빈상태와 공법이 적용된 두 가지 실험 case에 대해 총 20시간에 걸쳐 규칙파 파랑을 조파하였으며, 5시간 간격별로 해저지형이 변동하는 경향을 분석하였다. 실험결과 인공산호초 구조물 공법은 자연해빈 조건에 비해 적용 대상지역 배후에서 퇴적지형을 형성하는 경향을 보이는 등 일방향 규칙파 조건에서 침식피해 완화를 위한 기술적 활용 가능성을 확인할 수 있었다.

2018년도 한국해양공학회 추계학술대회

일반세션

Analysis on technical competitiveness through the quantitative index of patent information on autonomous navigation system of ship

Woo-Seok Jin*, Seung-Ju Lee*, Seong-Su Kim* and Young-Hun Kim*
*Department of Naval Architecture & Ocean System Engineering, Kyungnam University, Changwon 51767, Korea

선박의 자율운항시스템에 대한 특허정보 정량지표를 통한 기술경쟁력 분석

진우석* · 이승주* · 김성수* · 김영훈*
*경남대학교 조선해양시스템공학과

KEY WORDS: Patent Analyssis 특허 분석, Autonomous ship 자율운항선박, Unmaned ship 무인선, Cites per Patent(CPP) 특허당 피인용수, Patent Family Size(PFS) 패밀리 규모

ABSTRACT: In line with the Fourth Industrial Revolution, the technical competitiveness of the shipbuilding industry is also affected by the application of Information & Communication Technology(ICT). Various kinds of smart ships such as connected ship, digital twin ship and autonomous ship are being developed. For autonomous ship's operation, many technologies are required such as equipment automation technology, ship condition monitoring technology, etc. In this paper, we have studied the technical competitiveness of each country by quantitatively analyzing the patents of autonomous navigation systems which are core technologies of autonomous ships. The CPP (Cites per Patent) and PFS (Patent Family Size), which are technical level analysis indicators for evaluating the level of technology and marketability, are used for quantitative analysis.

1. 서 론

4차 산업혁명이 도래함으로 인하여 조선분야에도 변화의 바람이 불고 있다. 주요 국가들은 자율운항선박을 위한 초석을 다지고 있으며 이를 위한 여러 전문분야의 융합과 관련기술 확보에 힘쓰고 있다.

자율운항선박은 다양한 분야가 융합되어야 완성될 수 있는 분야이며 각 국가가 주력으로 개발 중인 분야는 상이하기에 표면상으로 드러나는 기술들로는 각 국가가 현재 어느 정도 수준의 기술력을 보유하고 있는지 파악하기에 상당한 어려움이 따른다.

이에 각 국가가 보유한 특허 정보를 활용하여 분석을 실시하면 각 국가의 자율운항선박 관련 기술의 경쟁력을 파악할 수 있으며 나아가 특허 정보는 논문 정보와는 달리 경제적 이익의 확보를 전제하고 있다는 점을 통하여 각 국가별 시장성 또한 파악 가능하다.

특허 정보를 분석하는 방법은 여러 가지가 존재한다. 본 연구에서는 정량적 분석지표를 사용하여 기술수준에 대한 분석을 실시한다. 자율운항선박의 기술 분류 중 핵심이 되는 기술들에 대한 특허 조사를 실시하고 특허에 포함된 정보를 도출하였다. 또한 정량적 측면에서 분석하는 과정을 통해 각 국가별 기술수준과 시장성을 수치화 하여 경쟁력을 파악하였다.

2. 선박의 자율운항 시스템

2.1 자율운항선박 정의

자율운항선박은 사람의 개입 없이 스스로 작동할 수 있는 선박으로 주변 환경 감지 기능과 감지된 주변 환경에 맞게 스스로 임무를 재조정 할 수 있는 능력은 물론 자동화된 네비게이션 시스템, 추진 시스템, 보조 시스템과 예정된 임무를 수행하기 위한 의사 결정을 내릴 수 있는 로직 시스템을 갖춘 선박이다. 하지만 현 수준에서의 자율운항선박은 완전한 무인선의 개념으로 보는 것이 아닌, 기술의 발전에 따라 자율성이 점점 증가 되어가는 개념으로 보는 것이 바람직하다.

자율운항선박에 기존 선박과의 차별성을 부여하는 요인인 자율성이란 외부의 통제나 영향으로부터 자유롭게 스스로 통제할 수 있는 능력으로 영국의 로이드 선급협회(Lloyd's

Register)에 따르면 자율성은 아래와 같이 총 7 단계로 구분할 수 있다.

- 자율성 0 단계 : 자율기능이 없음, 사람이 모든 작업을 직접 수행하고 의사결정 또한 사람에 의해 직접 이루어짐.
- 자율성 1 단계 : 선박의 내부에서 모든 의사결정 과정이 이루어짐. 모든 의사결정은 사람에 의해서만 이루어지지만, 선박에 설치된 시스템들이 각종 정보를 제공하여 사람의 의사결정에 영향을 미침.
- 자율성 2 단계 : 선박 내부와 외부에서 모든 의사결정 과정이 이루어짐. 모든 의사결정은 사람에 의해 이루어지며, 선박에 설치된 시스템뿐만 아니라 육상의 시스템/전문가들이 의사결정에 영향을 미칠 수 있는 정보를 제공함.
- 자율성 3 단계 : 인간의 감독 하에 작업과 의사결정이 이루어짐. 의사 결정에 필요한 정보는 선박의 내부와 외부에서 모두 제공함.
- 자율성 4 단계 : 인간의 감독 하에 선박이 스스로 작업과 의사결정을 수행함. 영향력이 큰 의사결정은 사람이 중재하거나 무효화 할 수 있음.
- 자율성 5 단계 : 완전 자율. 시스템에 의해 모든 작업과 의사 결정이 전적으로 이루어지며, 사람의 감독이 거의 필요하지 않음.
- 자율성 6 단계 : 완전 자율. 사람의 개입이 전혀 없이 선박 스스로 임무를 수행함. 자율운항선박은 자율성의 정도에 따라 선박이 자율적으로 판단하여 운항하거나 육상관제센터의 원격 제어를 통해 운항한다.

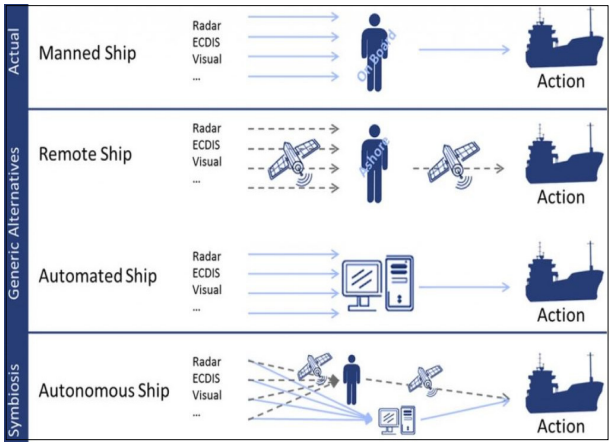


Fig. 1 Definition of the Autonomous Ship in the MUNIN project (The MUNIN Consortium, 2012)

본 연구에서는 선원을 최소화 하고 선원이 특이사항이나 이상상황만 확인 및 제어하는 1 단계부터 완전무인화가 이루어지며 시스템의 상황인식 및 제어를 통해 선박을 운항하는 6 단계까지 모든 단계에서 요구되는 기술을 분석의 범주로 정의하였다.

각 국가가 자율운항 선박을 개발하는 목적에는 조금씩 차이가 있지만 공통적인 이점으로는 경제적인 측면에서는 승선 인원 감소로 인한 선원의 거주구역 축소가 가능하며 무인화가 이루어질 경우 거주구역을 완전히 없앨 수 있다. 이는 약 700 ~ 1000 ton의 중량 감소와 화물적재 공간의 추가적인 확보 그리고 적은 영향이지만 공기저항 감소 등의 효과 또한 기대할 수 있다.

안정성 측면에서는 항해사의 운항 미숙이나 피로 누적으로 인해 발생하는 인적과실이 전체 해상사고 원인의 82%를 차지하는 상황에서 자율운항선박을 통해 사고율을 감소시킬 수 있으며 악천후 등 위험한 환경에서 선박을 운항할 시 사람이 직접적으로 위험에 노출되지 않으며 사람의 실수로 인한 대형 사고를 예방할 수 있다. 이러한 이점을 얻기 위하여 각 국가들은 다양한 프로젝트를 통해 기술 개발을 진행하고 있다. (KIAT, 2017)

2.2 자율운항 시스템 범위

국내 · 외에서 발행한 다양한 논문과 로드맵에 자율운항선박 관련 기술 분류 사례가 존재한다. 분야가 광범위 하고 국가나 기관별로 중요도를 평가하는 기준이 상이한 만큼 자료마다 다양한 기술 분류가 정의되어있다. 자료를 통해 공통적으로 중요하게 다루고 있거나 반드시 필요한 기술, 또한 자율운항선박의 핵심 기술로 자주 언급되는 기술을 기준으로 기술 분류를 재구성 하였다. 대분류로는 원격 관제기술, 선박 네트워크기술, 자율운항 시스템으로 구분 하였다.

본 연구에서는 자율운항 시스템 분야를 분석 대상으로 선정하였다. 자율운항 시스템의 세부 분야로는 선박이 자율적으로 운항함에 있어 이상 상태를 감시하는 기술인 선박 상태 모니터링 기술과 선박에 배치된 각종 장비를 자동적으로 제어하는 기술인 선박 장비 자동화 기술 그리고 자율운항선박의 기초가 되는 기술들로 통신 기술 및 디지털 트윈, 빅데이터, 3D프린터, 인공지능, 스마트 로봇 등의 최신 기술을 포함한 자율운항선박 기반기술 항목에 대한 특허분석을 실시했다.

3. 특허 정보의 정량적 분석지표

3.1 특허 정보의 정량적 분석지표 정의

정량적 분석이란 데이터를 수량적으로 파악하여 분석하는 방법으로 특허 정보로부터 분석 항목을 설정하고 이를 건수나 분포, 비율과 같이 수치적으로 분석한 것을 말한다. 정량분석을 통해서 특정 기술에 대한 평가를 진행할 경우 해당 기술의 경제적 가치와 연결될 수 있으며, 혁신과정에 기여하는 기술적 중요성 또는 파급효과에 초점을 맞추어 평가될 수도 있다. 특허의 인용정보는 혁신성과의 기술적 중요성과 영향력에 대한 유용한 정보를 제공한다. 따라서 특허에 포함된 다양한 변수들을 활용한 기술수준 분석지표가 다수 존재한다. 본 연구에서는 Korea Institute of Patent Information(2007)" 에 포함된 기술수준 분석지표 중 실제로 적용 가능한 기법들을 사용하여 선박의 자율운항 시스템에 대한 기술경쟁력 분석을 실시하였다.

3.2 기술수준 분석지표

기술수준 분석기법은 여러 가지가 존재하는데 본 연구에서는 CPP(Cites per Patent)와 PFS(Patent Family Size)를 기술경쟁력 분석에 사용할 특허 분석 기법으로 채택하였으며 추가적으로 대표적인 기술수준 분석지표의 개념을 열거하였다.

3.2.1 특허당 피인용수(CPP, Cites per Patent)

CPP는 특정 연도 (또는 기간)에 등록된 특허들이 이후의 특허들에 의해 평균적으로 인용된 회수를 의미한다. 특허의 피인용 정보는 해당 특허의 기술적 중요성과 직접적으로 관련되어 있는 지표이다. 어떠한 특허가 장기간동안 다른 특허들에 의해 많이 인용되었다는 사실은 그 특허가 이후의 기술개발 활동에 중요한 기여를 하고 있다는 것을 의미한다. 또한 그 분야에서 다른 이들이 연구개발을 진행하고 있으며, 그 분야가 경제적 가치를 창출할 수 있는 분야로 인식되고 있다는 것을 의미한다. CPP는 다음과 같이 계산된다.

$$CPP_t = \frac{\sum_{i=1}^{n_i} C_i}{n_t} \quad (1)$$

n_t는 t국가에 등록된 특허건수이며 C_i는 i특허의 피인용수이다.

3.2.2 특허 패밀리 규모(PFS, Patent Family Size)

특허 패밀리의 규모는 직접적으로는 해당 특허의 국가적 보호범위를 나타내며, 간접적으로는 해당 특허가 가지는 기술적 중요성과 혁신성과로서의 가치에 대한 정보를 제공한다. 특허권은 속지주의 원칙에 따라 개별 국가 내 에서만 그 권리가 인정되므로, 각각의 국가에서 보호를 받기 위해서는 개별적인 출원이 이루어져야 한다. 따라서 권리를 세계적으로 보장받기 위하여 하나의 기술에 대한 여러 국가에서의 특허(출원), 즉 특허 패밀리가 형성되게 되는 것이다.

특허 패밀리는 해당 특허의 보호범위가 국가적으로 어느 정도까지 미치고 있는가를 직접적으로 보여주는 지표이다. 또한, 패밀리 형성에 따르는 비용과 노력 등을 고려하여 볼 때, 패밀리 규모가 큰 특허는 기술적 중요성과 가치가 높은 특허로 추정될 수 있다. 특허 패밀리의 규모를 측정하는 방법은 다양하게 정의 될 수 있으나 본 연구에서는 해당 특허에 등록된 모든 패밀리 특허의 개수로 정의하여 사용하였으며 이 경우 PFS는 다음과 같이 계산된다.

$$PFS = \frac{\sum_{i=1}^{n_i} F_i}{n_t} \quad (2)$$

n_t은 t 국가에 등록된 총 특허건수이며 F_i는 i특허의 피인용 수이다.

3.2.3 기타 특허 분석 지표

CPP와 PFS 외에도 특정 국가 또는 기업의 기술혁신 성과의 질적 수준을 평가하기 위해 사용하는 특허영향 지수(PII, Patent Impact Index), 현재의 시점을 기준으로 일정 기간 이 전에 등록(또는 공개)된 특허기술이 현재 어느 정도의 기술적 영향력을 미치고 있는가를 평가하는 지표인 현재영향지수(CII, Current Impact Index), 인용문헌들의 발간시점을 활용하여, 해당 기술 분야의 발전 속도나 특정 국가 또는 기업의 기술혁신의 속도를 측정하기 위해 고안된 지표인 (TCT, Technology Cycle Time) 그리고 특허에 담겨진 기술이 기초과학의 연구 성과와 얼마나 밀접한 관련을 맺고 있는가를 보여주는 과학연계지수(SL, Science Linkage)를 포함한 다양한 기술수준 분석지표가 존재한다. (Korea Institute of Patent Information, 2007)

4. 자율운항선박 관련 특허 정량분석

4.1 특허 정보 수집

4.1.1 특허 검색 조건

검색엔진은 특허청에서 무상으로 제공하는 특허DB인 KIPRIS를 활용하였다. KIPRIS는 한국은 물론 미국, 유럽, 일본, 중국 그리고 국제 특허정보를 보유하고 있으며 동의어 사전이나 유사 검색식 등 다양한 부가기능을 갖추고 있기에 채택하였다.

검색 연도의 경우 특허의 존속기간이 20년이라는 점과 불필요하게 오랜 기간의 자료를 검색할 시 자율운항선박이라는 개념이 확립되기도 전에 출원된 관련성이 떨어지는 특허가 포함될 가능성이 증가하기에 자료조사일자를 기준으로 20년 전까지의 특허를 조사하였다.

특허의 검색 대상국가의 경우 현재 자율운항선박관련 프로젝트가 다수 진행되고 있는 미국과 유럽 그리고 한국과 함께 아시아에서 조선분야를 선도하고 있는 일본과 중국을 대상국가로 선정하였다.

4.1.2 특허 검색 및 선별 과정

분석에 사용되는 관련 특허를 도출함에 있어 다음과 같은 과정을 거쳤다. 앞서 연구대상 세부분야로 채택한 선박 상태 모니터링 기술, 선박 장비 자동화 기술, 자율운항선박 기반기술 분야에 대하여 각 분야별 주요키워드를 도출하였으며 검색의 정확도를 높이기 위한 IPC코드 도출과정을 통해 특허 검색식을 작성하였다. 특허검색에 사용된 검색식은 Table 1과 같다.

Table 1 Search syntax for patents

Category	Search syntax
State monitoring technology in ship	(선박+선체+"배"+보트+무인선+(무인화*선박)+(자율운항*선박)+(자율화*선박)+함선+바지선+요트+화물선+벌크선+유조선+컨테이너선+군함+유람선+LNG선+스마트십+스마트쉽+boat+ship+vessel+(autonomous*vessel)+(autonomous*ship)+(unmanned*surface*vehicle)+(unmanned*ship)+yacht)*(상태+상황+변화+변동+거동+모션+condition+state+situation+motion)*(감시+관찰+모니터링+센싱+감지+센서+observe+observation+monitor+monitoring+check+perception+sensor+sensing)*IPC=[B63+G08]*AD=[19980701~20180701]
Equipment automation technology in ship	(선박+선체+보트+무인선+(무인화*선박)+(자율운항*선박)+(자율화*선박)+바지선+요트+화물선+벌크선+유조선+컨테이너선+유람선+(LNG*선박)+스마트십+스마트쉽+boat+ship+vessel+(autonomous*vessel)+(autonomous*ship)+(unmanned*surface*vehicle)+(unmanned*ship)+yacht)*(e-navigation+(자율*항법)+(스마트*브릿지)+(디지털*트윈)+인공지능+(smart*bridge)+(digital*twin)+AI+(artificial*intelligence)+(AIS+big*data)+VR+AR+(Auto*Identification*System)+(Virtual+Reality)+(artificial*reality))*IPC=[B63+G01+G08+H04]*AD=[19980903~20180903]
Basic technology of autonomous ship	(선박+선체+보트+무인선+(무인화*선박)+(자율운항*선박)+(자율화*선박)+바지선+요트+화물선+벌크선+유조선+컨테이너선+유람선+(LNG*선박)+스마트십+스마트쉽+boat+ship+vessel+(autonomous*vessel)+(autonomous*ship)+(unmanned*surface*vehicle)+(unmanned*ship)+yacht)*(장비+장치+기구+설비+디바이스+엔진+조타기+발전기+의장+equipment+device+engine+outfit+Fittings)*(자동+자율+auto+automation+automatic+autonomous)*IPC=[B63+H04]*AD=[19980903~20180903]

초기에 검색된 데이터는 주제와 관련 없는 내용의 특허도 포함하고 있으므로 분류 과정을 거쳐 기준에 미달하는 데이터를 제외시킨다. 1차 선별과정에서는 특허명을 통해 주제와 관계없는 특허를 제외시켰으며 2차 선별과정에서는 특허의 내용을 확인한 후 관련성이 떨어지는 특허를 제외시켰다. 이러한 과정을 통해 분류별 유효데이터를 최종적으로 도출하였다. 분석에 사용될 특허는 총 859 건으로 각 기술 분류별 국가별 특허 건수는 Table 2와 같다.

Table 2 The number of Patents

Category	KR	US	EP	JP	CN	Sum
State monitoring technology in ship	139	41	20	86	26	312
Equipment automation technology in ship	67	56	28	43	66	260
Basic technology of autonomous ship	107	18	12	58	92	287
Sum	313	115	60	187	184	859

4.1.3 특허 도출 결과

분석에 사용될 특허의 동향을 확인한 결과 선박 상태 모니터링기술의 경우 운항 경로 및 항해 시 필요 데이터 감지 운항 상태 모니터링 기술이 가장 높은 비중을 차지하며 선체의 파공이나 화물창의 슬로싱 등 선체의 상태 감지 선체 상태 모니터링 기술인 선체 상태 모니터링 기술 역시 높은 비중을 차지하는 것을 확인할 수 있었다. 그 외에도 화물 상태를 감시하거나 충돌을 예방하기 위한 기술 등이 포함된 특허를 확인할 수 있었다.

선박 장비 자동화 기술의 경우 추진기관 부터 기타 의장품에 이르기 까지 선박 전반에 걸쳐 자동화가 이루어지고 있는 점을 확인할 수 있었으며 그중 자동 조타 장치가 가장 높은 비중을 차지하는 것을 확인할 수 있었다.

자율운항선박 기반기술의 경우 통신 기술의 경우 자율운항선박이라는 개념이 확립되기 전부터 연구개발이 진행되어 온 분야이기에 대부분의 비중을 차지하고 있는 것을 확인할 수 있지만 최근에 들어서야 부각되고 있는 디지털 트윈, 인공지능 그리고 빅데이터 등의 개념이 적용된 특허는 극소수에 불과하다는 것을 확인할 수 있었다. 또한 한국의 경우 e-navigation과 관련된 특허가 대다수임을 확인할 수 있었다.

4.1.4 특허 정보 수집 과정

도출된 특허에 CPP, PFS 분석기법을 적용하려면 각 특허에 포함된 피인용 횟수와 패밀리특허 정보가 필요하다. 특허검색 시 사용한 KIPRIS는 피인용 횟수 정보를 제공하지 않으므로 필요한 정보를 제공하는 특허 DB인 WIPS ON을 사용하여 각 특허의 정보를 수집하였다.

4.2 특허의 정량분석

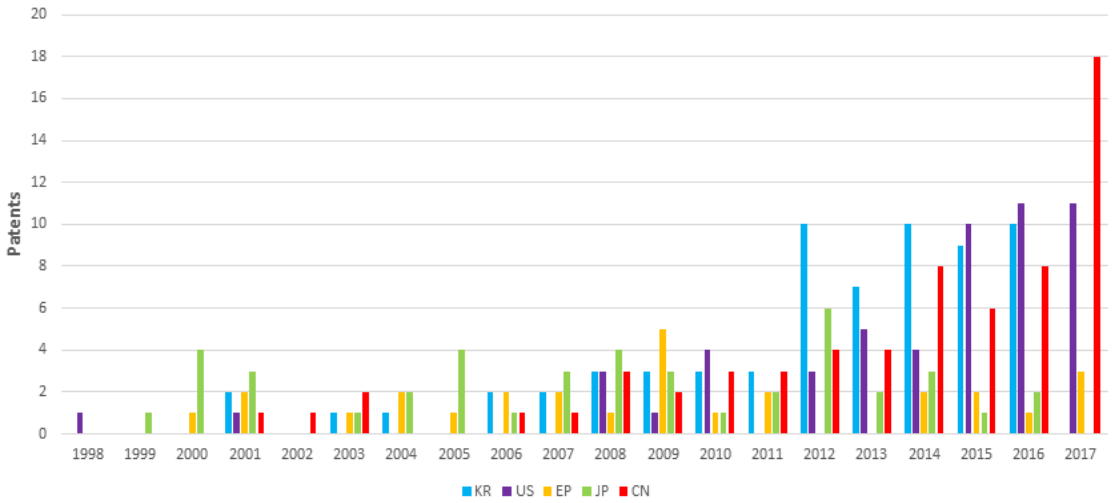


Fig. 2 The patents about equipment Automation technology of each country

수집된 특허정보에 대하여 앞서 채택한 CPP, PFS 분석 기법을 사용하여 정량분석을 실시하였다. 특허에 포함된 정보를 공식에 대입하여 수치화하는 과정을 거쳤다. 각 기술 분류별/국가별 CPP, PFS 점수를 도출하였으며 그 결과는 Table 3과 같다.

Table 3 Results of Quantitative analysis

State monitoring technology in ship						
Cites	KR	US	EP	JP	CN	Average
CPP	1.26	3.32	0.50	3.05	0.50	1.72
PFS	1.53	4.44	6.4	2.57	1.00	3.19
Equipment automation technology in ship						
Cites	KR	US	EP	JP	CN	Average
CPP	1.13	5.88	0.93	3.14	0.74	2.36
PFS	1.16	9.29	6.68	2.23	1.33	4.14
Basic technology of autonomous ship						
Cites	KR	US	EP	JP	CN	Average
CPP	0.89	9.78	0.33	3.95	0.30	3.05
PFS	0.97	6.6	5.5	2.57	1.16	3.36

5. 국가별 자율운항 기술 경쟁력 수준 분석

5.1 자율운항 기술 경쟁력 수준 분석

CPP는 특허의 피인용 수와 비례하기에 그 수치가 크다는 것은 기술성이 높다고 판단할 수 있다.

PFS 지수는 해당 특허의 등록된 패밀리 특허의 수에 비례하며 복잡한 절차로 인해 많은 시간과 비용이 드는 해외 특허 등록의 특성상 그 수치가 클수록 높은 기술력과 큰 시장성을 가졌다고 판단할 수 있다.

5.2 각 국가의 연도별 특허 출원 동향

본 연구에서 각 국가별 출원된 특허에 대한 CPP와 PFS를 통하여 기술별 기술 경쟁력 수준을 분석했으나 최신 특허의 경우 통상 1년 반 정도의 심사기간을 거쳐 출원되므로 최신 특허에 대한 정보가 반영되지 않은 점을 고려하여야한다.

Fig. 2는 선박 장비 자동화 기술의 연도별 특허 출원건수를 나타낸 것이다. Fig. 2에 의하면 2016년과 2017년에 중국과 한국, 미국은 상대적으로 많은 특허가 출원되었는데 분석에 사용되는 피인용 수와 패밀리 특허 수의 특성상 정확한 결과를 위해서는 충분한 기간이 지나야하기 때문에 향후 지속적인 관심이 필요할 것이다.

5.2.1 선박 상태 모니터링 기술 분야의 국가별 경쟁력

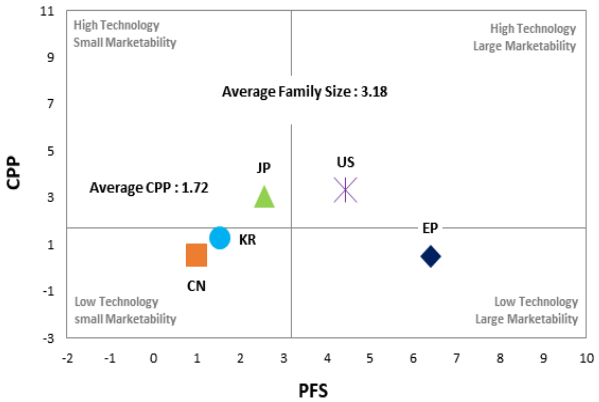


Fig. 3 Analysis Results of State monitoring technology in ship

선박 상태 모니터링 기술 분야는 운항 상태 모니터링 기술, 기상 상태 모니터링 기술, 충돌 예방 기술 등을 포함하고 있는 분야로 선박 상태의 실시간으로 감시를 원활하게 하며 사고를 방지하기 위해 필요한 기술이다. Fig. 3은 국가별 선박 상태 모니터링 기술의 경쟁력을 도시한 것이다.

선박 상태 모니터링 기술 분야의 기술력은 일본(JP)과 미국(US)이 우수하며 상대적으로 한국(KR), 유럽(EP), 중국(CN)이 작은 것으로 나타났다. 또한 미국(US)과 유럽(EP)이 큰 시장성을 가졌고 일본(JP), 중국(CN), 한국(KR)이 작은 시장성을 가진 것으로 분석되었다.

5.2.2 선박 장비 자동화 기술 분야의 국가별 경쟁력

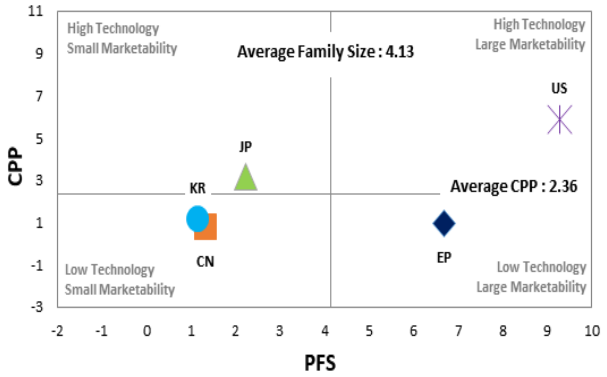


Fig. 4 Analysis Results of Equipment automation technology in ship

선박 장비 자동화 기술 분야는 추진 기관 자동화 기술, 조타 장비 자동화 기술, 환경 규제 장비 자동화 기술 등을 포함하고 있는 분야로 선박의 무인화 혹은 자율화를 위해 반드시 필요한 기술이다. Fig. 4는 국가별 선박 장비 자동화 기술의 경쟁력을 나타내고 있다.

선박 장비 자동화 기술 분야의 기술력은 미국(US)이 가장 우수하며 다음으로 일본(JP), 유럽(EP), 중국(CN) 순으로 나타났다. 시장성의 경우 미국(US)이 가장 크며 다음으로 유럽(EP), 일본(JP), 중국(CN) 마지막으로 한국(KR) 순으로 큰 것으로 분석되었다.

5.2.3 자율운항선박 기반기술 분야의 국가별 경쟁력

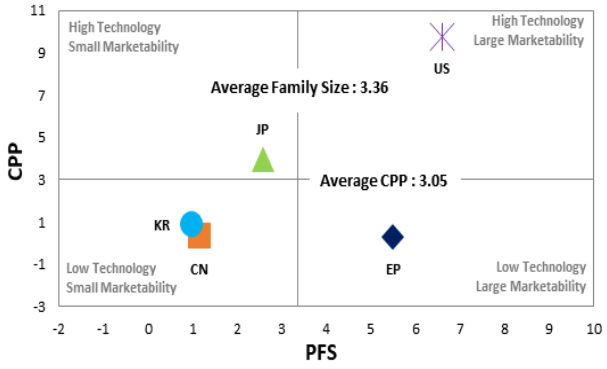


Fig. 5 Results of basic technology of autonomous ship

선박 장비 자동화 기술 분야는 선박용 통신 기술, 인공지능, 디지털 트윈 등을 포함하고 있는 분야로 타 분야 기술을 자율운항선박에 적용하거나 기존 기술의 효율성을 증대시키기 위해 필요한 기술이다. Fig. 5는 국가별 자율운항선박 기반기술의 경쟁력을 나타내고 있다.

자율운항선박 기반기술의 경우 미국(US)이 가장 높은 기술수준을 보유하고 있으며 시장성 또한 높게 나타났고 유럽(EP)은 시장성은 크지만 기술수준은 낮게 나타난다. 일본(JP)은 평균 수준의 기술수준과 시장성을 보유하고 있으며 한국(KR)과 중국(CN)은 기술수준과 시장성 모두 낮은 것으로 분석되었다.

6. 결 론

본 연구에서는 선박의 자율운항시스템에 대한 특허정보 정량지표를 통해 각 국가의 기술경쟁력을 분석하였다. 총 859 건의 특허에 대한 분석이 이루어졌으며 CPP와 PFS 특허 정보 정량분석 기법이 사용되었다.

분석 결과 모든 분야에서 미국은 상대적으로 높은 기술수준과 시장성을 보유하고 있는 것으로 분석되었으며 유럽의 경우 시장성이 큼에 비하여 기술수준이 낮은 것으로 나타났다. 한국과 일본, 중국은 모든 분야에서 시장성이 평균이하로 나타났지만 한국과 중국은 기술수준이 평균 이하임에 비하여 일본은 평균보다는 조금 높은 기술수준을 보유하고 있는 것으로 파악되었다.

자율운항선박이라는 개념은 조선분야를 중심으로 전기/전자, 제어계측 등의 다양한 분야의 기술이 융합되어있기에 단순히 현재까지 개발된 자율운항 선박에 대한 기술력 외에도 뒷받침이 되는 기반 분야에 대한 경쟁력 분석이 더해져야 더욱 정확한 수치의 경쟁력 수준이 도출될 것이므로 이에 대한 연구 또한 필요할 것이다.

References

Kang, J.H., Kim, J.C., Lee, J.H., Park, S.S., Jang, D.S., 2017. Methodology of Prior Art Search Based on Hierarchical Citation Analysis. Journal of Korean Institute of Intelligent Systems, 27(1), 72-78.

KIAT, 2017. *Smart ship technology and policy trends in Europe.* GT

KIPRIS, 1996. *KIPRIS(Korea Intellectual Property Rights Information Service), Free Patent Information Search Service).* [Online] Available at: <http://www-.kipris.or.kr/khome/main.jsp> [Accessed 3 Sep. 2018].

Korea Institute of Patent Information, 2007. *Indicators and Techniques for Analyzing Patent Information Author.* Korea Institute of Patent Information

Telecommunications Technology Association, 2017. *Strategic map standardization ICT.* TTA

The MUNIN Consortium, 2012. *The Autonomous Ship.* [Online] Available at: <http://www.unmanned-ship.- org/munin/about/the-autonomus-ship/> [Accessed 3 Sep. 2018].

WIPS Co., 1999. *WIPS ON.* [Online] Available at: <http://www.wipson.com> [Accessed 10 Oct. 2018].

해양플랜트 공정 배관 임시적 유니트 사용 파이프 내부 클리닝의 청정도 품질 특성

박창수(선박해양플랜트연구소)

해양플랜트 FLNG의 Gas Dehydration 장비 품질특성 연구

박창수(선박해양플랜트연구소)

A Study on the Quality Characteristic of the Gas Dehydration Package for Offshore FLNG Project

Chang-Soo Park(KRISO)

해양플랜트 프로세스 배관 High Pressure Leak Test의 절차 와 품질 특성에 관한 연구

박창수(선박해양플랜트연구소)

A Study on a Quality Characteristics of Procedure and Process Piping High Pressure Leak Test for Offshore Plant

Chang-Soo Park(KRISO)

한국 연안의 기상 해양 자료의 극치해석 결과

신다균* · 박성부* · 정광효*
*부산대학교 조선해양공학과

A Result of Extreme Value Analysis of Met-Ocean Data around Korean Peninsula

Da-Gyun Shin*, Sung-Boo Park* and Kwang-Hyo Jung*

*Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Pusan National University, Busan, Korea

KEY WORDS: Extreme value analysis 극치해석, Significant wave height 유의파고, Weibull distribution 와이블 분포, Return value 재현값, Met-ocean data 기상 해양 자료

ABSTRACT: *Offshore structures and floating wind farm should withstand environmental loads, including wind, wave and current at the project site. For this reason, it is necessary to analyze met-ocean data for each design condition like operating and survival condition. Recently, Korean government prepares for installation and operation of floating offshore wind farm. In this study, the met-ocean data including wind speed, significant wave height and wave peak period are obtained from the 17 buoys built by the Korea Meteorological Administration. The met-ocean data around the Korean peninsula are analyzed for the extreme value analysis using three parameter Weibull distribution. For estimation of three parameters, least square method was applied. The return value of wind and wave at Korea seashores are calculated and the results can be utilized for the offshore structures and floating wind farm which are going to be built around Korea.*

1. 서 론

해양구조물은 설치 해역의 바람, 파도 등의 환경 하중을 반드시 극복해야하므로 조업 중 상황(Operation condition) 또는 극한 상황(Survival condition) 등과 같은 설계 조건을 고려하여 각 상황에 맞는 설계값을 얻어야 한다. 신뢰성 있는 값을 얻기 위해서는 장기간에 걸쳐 실측된 기상 해양 자료(Met-ocean data)를 확률, 통계적인 방법으로 분석하는 것이 합리적이다. 최근 우리나라에서 부유식 해상풍력발전에 대한 관심이 집중됨에 따라 국내 연안의 해양 환경 분석 필요성이 증대되었고 이에 따라 동해, 서해, 남해 3개 해역에 대하여 본 연구를 실시하였다.

2. 기상 해양 자료

본 연구에서 사용한 기상 환경 자료는 기상청 기상자료개방포털에서 제공하는 해양기상부이에서 측정한 시간별 풍속, 풍향, 유의파고, 파의 첨두주기, 파향에 관한 자료이며 17개 지점 중 축적된 자료가 10년 이상인 5개 지점, 5~10년인 4개 지점, 총 9개 지점의 자료를 사용하였다. 이들을 동해(울릉도, 동해, 포항), 서해(덕적도, 칠발도, 외연도), 남해(거문도, 거제도, 마라도)로 분류하였으며 각 지점의 위치 정보 및 데이터 축적 기간은 Table 1, 풍속과 풍향, 유의파고와 파주기에 대한 Scatter diagram은 Figure 1에 도시하였다.

Table 1 Information of buoys around the Korean peninsula

Region	Latitude(°)	Longitude(°)	Period of data
Ulleungdo	37.5	131.1	2011.12.28.00:00~
Deokjeokdo	37.2	126.0	1998.09.19.06:00~
Chilbaldo	34.8	125.8	1998.01.01.00:00~
Geomundo	34.0	127.5	1998.01.07.12:00~
Geojedo	34.8	128.9	1998.04.07.17:00~
Donghae	37.5	130.0	2001.05.18.00:00~
Pohang	36.4	129.8	2008.11.14.19:00~
Marado	33.1	126.0	2008.11.14.19:00~
Oeyeondo	36.3	125.8	2010.01.01.00:00~

Figure 1 Scatter diagram (Geomundo)

Description		Wind direction (deg)												sum
		30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360	
Wind speed (m/s)	1	868	867	769	727	579	514	645	704	787	878	797	913	9048
	3	1793	2140	2287	1447	862	874	1217	1636	2000	1997	1691	1836	19780
	5	1833	2097	3037	1333	532	693	1044	1403	1660	2377	2420	2308	20737
	7	1225	1773	3232	1148	320	404	712	946	1016	1932	2939	2947	18594
	9	695	1525	2606	748	173	219	317	522	489	1177	3163	3098	14732
	11	258	805	1678	354	89	103	165	292	158	523	2501	2298	9224
	13	48	322	747	132	30	60	47	102	60	194	1337	988	4067
	15	11	45	225	36	15	25	10	33	13	63	408	161	1045
	17	1	10	39	2	4	4	4	6	6	18	44	9	147
	19	0	6	11	1	4	2	2	2	1	1	7	2	39
	21	1	1	3	2	0	0	0	0	0	0	1	0	8
	23	0	0	1	0	1	0	0	0	0	0	0	0	2
	25	0	0	0	1	1	0	0	0	0	0	0	0	2
	27	0	0	0	0	0	1	0	1	0	0	0	0	2
	29	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
sum		6733	9591	14635	5931	2610	2899	4163	5647	6190	9160	15308	14560	97427

(a) Wind

Description		Spectral peak period(s)											sum
		1	3	5	7	9	11	13	15	17	19	21	23	
Significant wave height(m)	0.5	1	14482	18272	8397	6732	1421	367	5	5	0	0	0	49682
	1.5	0	4948	21324	8591	3639	1137	624	0	16	0	0	0	40279
	2.5	0	71	1728	3005	1379	354	216	0	13	0	0	0	6766
	3.5	0	1	25	207	462	60	42	0	1	0	0	0	798
	4.5	0	0	0	6	124	64	28	0	0	0	0	0	222
	5.5	0	0	0	0	15	40	18	0	0	0	0	0	73
	6.5	0	0	0	0	3	18	14	0	0	0	0	0	35
	7.5	0	0	0	0	1	4	5	0	0	0	0	0	10
	8.5	0	0	0	0	0	3	6	0	0	0	0	0	9
	9.5	0	0	0	0	0	1	2	0	0	0	0	0	3
	10.5	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	1
	11.5	0	0	0	0	0	0	2	0	0	0	0	0	2
sum		1	19502	41349	20206	12355	3102	1325	5	35	0	0	0	97880

(b) Wave

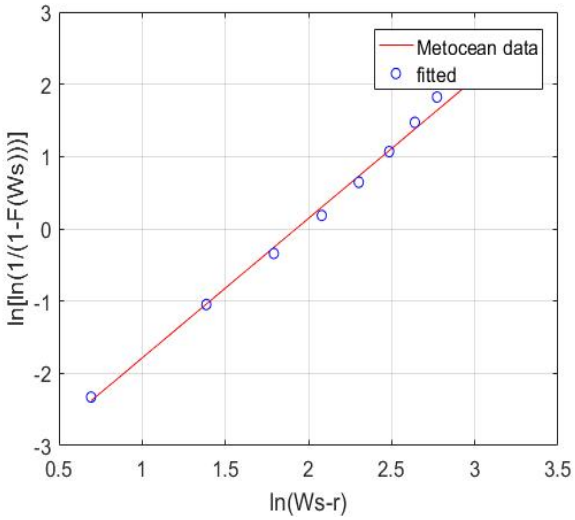
3. 극치해석

극치해석에 주로 쓰이는 확률 분포 함수로는 Weibull 분포, Gumbel 분포, Lognormal 분포 등이 있다. 각각의 함수마다 해석하고자 하는 값의 특징에 따라 다른 양상을 띠고 있지만 어느 정도 신뢰도를 확보한다면 분석 상의 큰 문제는 발생하지 않는다. 따라서 본 연구에서는 3개의 변수를 이용한 3-Parameter Weibull 분포함수를 이용하여 극치해석을 수행하였으며 분포함수의 식은 다음과 같다.

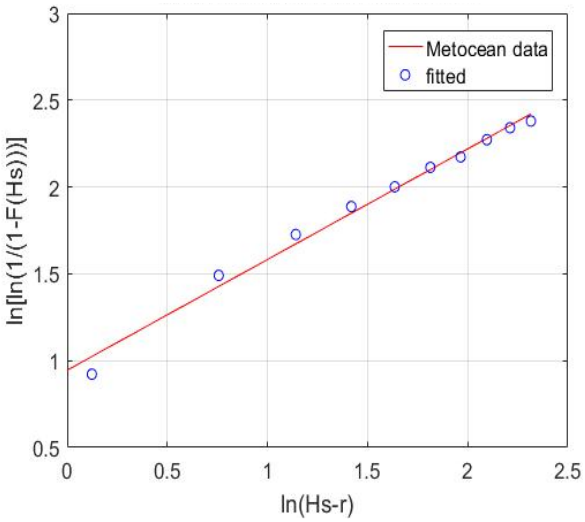
$$F(x) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{x-\gamma}{\alpha}\right)^{\beta}\right] \quad (1)$$

여기서 α는 Scale parameter, β는 Shape parameter, γ는 Location parameter이며 이 3개의 변수들을 최소자승법(Least square method)를 이용하여 추정하였다.

Figure 2 Least square method for estimation of 3 parameters



(a) Wind speed



(b) Significant wave height

4. 극치해석 결과

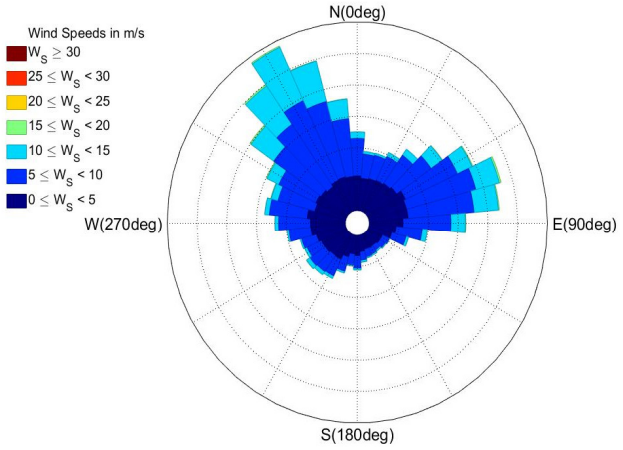
3개 해역 총 9개 지점의 데이터에 대해 3-parameter Weibull 분포함수를 이용하여 극치해석을 수행하였고 최소자승법을 통해 분포함수의 3가지 변수 α, β, γ를 추정하였다. 그리고 이 값을 이용하여 각 지점의 1, 10, 20, 50, 100년별 풍속 및 유의파고를 구하였고 동해, 서해, 남해 3개 해역의 100년 주기 풍속과 유의파고의 평균을 비교한 결과 남해의 풍속이 26.6m/s, 유의파고는 12.9m로 가장 큰 값을 보였으며 동해와 서해에서는 풍속은 비슷하나 동해의 유의파고가 2m 가량 큰 것을 볼 수 있었다.

일반적으로 조업 중 상황(Operation condition)이나 극한 상황(Survival condition)에 따른 설계값은 특정 재현 주기에 따른 최댓값의 형태로 제시되지만 이는 방향을 고려하지 않기 때문에 Rose diagram을 함께 제시해주어야 한다. 풍속과 유의파고의 재현값과 Rose diagram은 각각 Table 2, Figure 3에 도시하였다.

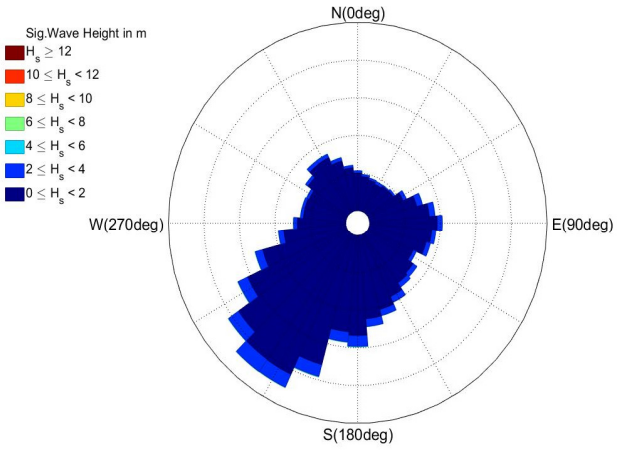
Table 2 Return value (Geomundo)

Return period [year]	Wind speed [m/s]	Significant wave height [m]
1	21.5	8.1
10	24.1	11.2
20	24.9	12.2
50	25.8	13.6
100	26.5	14.6

Figure 3 Rose diagram (Geomundo)



(a) Wind speed



(b) Significant wave height

5. 결 론

본 논문에서는 기상청에서 제공하는 국내 연안 9개 지점의 풍속, 유의파고의 실측 자료를 이용하여 극치해석을 수행하였다. 동해, 서해, 남해 각 해역 당 3개 지점에 대해 3-Parameter Weibull 분포함수를 이용하였고 분포함수의 변수 추정은 최소자승법을 이용하였으며 이 과정에서 얻어진 변수들을 통해 1, 10, 20, 50, 100년 주기의 풍속과 유의파고를 구하였다. 본 연구의 해석 결과를 정리하면 다음과 같다.

(1) 본 연구에서는 각 해역의 풍속과 유의파고의 방향 및 빈도를 제시함으로 부유식 해상풍력발전 등과 같은 해양구조물 설치 시 적합 여부를 판단하는데 근거를 제공한다.

(2) 각 해역의 재현주기별 풍속과 유의파고, 그리고 Rose diagram을 통해 국내 연안에 부유식 해상풍력발전 및 기타 해양구조물 초기설계 시 조업 중 상황(Operation condition)이나 극한 상황(Survival condition) 등의 설계조건에 적합한 설계풍속과 설계파고를 제시한다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부 산업기술혁신사업(과제번호: 10063405) "위치유지와 계류 시스템을 적용하여 ARC7 조건에서 연중운용이 가능한 북극해 기반 부유식 해양구조물 형상 개발" 과제의 지원으로 수행되었음을 밝힙니다.

참 고 문 헌

기상청 기상자료개방포털 (2015). "기상데이터 설명자료"

서경덕, 권혁동, 이동영 (2008). "한국 연안 심해파의 통계적 특성", 한국해안·해양공학회논문집, 제20권, 제4호, pp 342~354.

이상엽 (1997). "부유식해양구조물의 주거성 평가를 위한 극치해석에 관한 연구", 대한건축학회 논문집, 제13권, 제11호, pp 361-368.

정광효, 박성부, 이민경, 유병석 (2014). "해양구조물 설계 기준을 위한 기상 해양학적 자료의 극치해석", 한국생산제조시스템학회, pp 38.

정신택, 김정대, 고동휘, 윤길림 (2008). "한국 연안 최극 고조위의 매개변수 추정 및 분석", 한국해양공학회지, 제20권, 제2호, pp 482-490.

정신택, 김정대, 조홍연 (2004). "한국 연안 심해 설계파고의 극치분포 특성", 한국해안·해양공학회지, 제16권, 제3호, pp 130-141.

Goda, Y. (1988). "On the Methodology of Selecting Design Wave Height", Proc. 21st Int. Conf. Coastal Engineering, pp 899-913.

Goda, Y. and Kobune, K. (1990). "Distribution Function Fitting for Storm Wave Data, Proc. 22nd. Int. Conf. Coastal Engineering, pp 18-31.

Gordon, M.S., Amy, R., Jason, J. and Matthew, A.L. (2016). "The Creation of a Comprehensive Metocean Data Set for Offshore Wind Turbine Simulations", John Wiley & Sons, Wind Energy, Vol 19, pp 1151-1159.

Haldat, A. and Mahadevan, S. (2000). "Probability, Reliability and Statistical Methods in Engineering Design", John-Wiley & Sons, 39.

Judith, v.O., Sofia, C. and Marcel, v.G. (2011). "Guidelines for Metocean Data Analysis", 21st International Offshore and Polar Engineering Conf.

Teng, C.C. (1997). "Design Wave Heights Estimated from Long-term Measurements, Proc. WAVES' 97, ASCE, pp 137-150.

불규칙 운동하의 슬로싱 하중 예측 기법 개발

김지응* · Miaozi Zheng* · 김상엽** · 김용환*
*서울대학교 조선해양공학과
**한국선급 선박해양기술센터

Development of Prescreening Method for Sloshing Loads Under Irregular Sea State

Jieung Kim*, Miaozi Zheng*, Sang-Yeob Kim** and Yonghwan Kim*

*Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Seoul National University, Seoul, Korea
**Ship & Offshore Technology Center, Korea Register, Busan, Korea

KEY WORDS: Sloshing model test 슬로싱 모형 실험, Sloshing severity 슬로싱 심각도, Prescreening 사전 예측, LNG cargo containment system 액화천연가스 화물창 시스템

ABSTRACT: *In this paper, a methodology to anticipate the severity of sloshing is suggested. For efficient sloshing model test, it is important to figure out the severe conditions in advance, which have high potential of violent sloshing impact. By doing so, cost and time for the model test can be reduced. This kind of effort is needed also for numerical simulation of nonlinear sloshing flows. In order to estimate sloshing severity with highly non-linear characteristics, an empirical revision was carried out based on linear calculation using a Rankine Panel Method. A series of irregular test results were used for validating the methodology in practical way. It has found that the sloshing severity can be predicted up to a certain degree of accuracy.*

1. 서 론

최근 액화천연가스 운반선이 대형화됨에 따라 화물창 시스템에서 발생하는 슬로싱 현상의 심각성이 대두되고 있으며, 이로 인하여 슬로싱 충격압력을 예측하기 위한 다양한 접근이 이루어졌다. 슬로싱 현상을 재현하기 위해서는 슬로싱 모형실험이나 CFD 기반의 계산을 수행하고 있으나, 강한 비선형성을 가진 슬로싱 충격압력의 정확한 예측은 쉽지 않은 과제이다. 현재의 기술수준에서 보면, 슬로싱 모형실험을 통해 최대 충격압력을 예측하는 방식에 대한 신뢰성이 그나마 높은 상황이다.

선박의 화물창 설계를 위한 슬로싱 모형실험에서는 실선 기준 5시간 범위에서 슬로싱 충격압력을 수집해야하는 선급의 권고사항이 있다. (LR, 2009; BV, 2011; DNV, 2014) 또한, 다양한 선수각, 유의파고, 평균파주기를 고려하여 슬로싱 현상이 발생할 만한 해상상태에서 실험을 모두 수행해야하며, 슬로싱 충격압력이 주로 발생하는 위치에 다량의 압력센서를 배치하여 충격압력을 측정해야한다. 이러한 권고사항을 모두 만족시키는 슬로싱 모형실험을 수행하게 되면, 시간과 재화에 낭비가 발생할 수밖에 없다.

따라서 효율적인 슬로싱 모형실험을 수행하기 위해서는 낮은 슬로싱 충격압력이 발생하는 불필요한 실험들을 최소화하며, 높은 슬로싱 충격압력이 발생하는 조건들에 대해서 집중적으로 실험을 진행해야 한다. 슬로싱 충격압력이 높게 나타나는 실험의 경우에는, 실선 기준 5시간의 실험만으로 통계압력의 수렴성을 확보하기 어렵기 때문에 (Kim et al., 2014) 절약된 실험조건들로 추가적인 반복실험을 진행할 수 있게 된다. 이를 모형실험 전에 예측하기 위해서는 슬로싱 심각도 (Sloshing severity)를 정의해야 한다.

특정 해상상태에서의 슬로싱 심각도는 퍼텐셜이론을 기반으로 계산되기 때문에 계산속도가 매우 빠르다는 장점이 있다. 본 논문에서 제시하는 방법은, 랜킨 패널법 (Rankine panel method)을 이용하여 일차적인 계산을 수행한 이후에 (Gou et al., 2011), 규칙 모형실험 결과를 기반으로 계산된 값을 보완하는 것이다. 이를 통하여 퍼텐셜이론에서 다루지 못하는 슬로싱 현상의 비선형성을 고려할 수 있게 된다.

본 연구에서 개발된 슬로싱 하중 예측 기법을 검증하기 위해서 다섯 가지의 불규칙 슬로싱 모형실험 결과를 비교하였다. 각 모형실험에서 슬로싱 심각도가 크게 나온 해상상태와, 실제 슬로싱 충격압력이 크게 나온 해상상태가 일치하는 정도를 계산할 수 있었고, 슬로싱 하중 예측 기법의 활용도를 검증할 수 있었다.

2. 슬로싱 심각도 계산

슬로싱 심각도를 얻기 위한 첫 번째 단계는 랜킨 패널법을 이용하여 슬로싱 유동을 계산하는 것이다. 계산 이후에 얻을 수 있는 수많은 매개변수들 중에서 최대 자유수면 높이를 슬로싱 현상의 격렬함을 나타내는 지표로 설정하였다. 선형 이론을 바

탕으로 계산된 최대 자유수면 높이는 실제 현상을 완벽히 모사하지 못하기 때문에, 규칙 실험과의 비교를 통하여 슬로싱의 비선형성을 반영하게 된다.

규칙실험은 Zheng et al. (2013)에 의해 이루어졌으며, 적재깊이는 탱크 높이의 10%, 15%, 30%, 50%, 70%, 90%, 95% 등 총 일곱 가지가 고려되었다. 그리고 네 가지 운동 방향 (전후동요, 좌우동요, 횡동요, 종동요)에 대하여 다양한 진동수로 500번의 조화운동을 수행하였으며, 검출된 슬로싱 충격 압력 중, 상위 1/10의 압력 평균값을 지표로 사용하였다.

슬로싱 선형 계산과 규칙실험 결과는 각각 자유수면의 최대 높이, 충격 압력을 나타내고 있기 때문에 직접적인 비교가 불가능하다. 따라서 위의 일곱 가지 적재깊이와 네 가지 운동 방향 중 최대의 자유수면 높이로 선형 계산 결과를 무차원화 하며, 최대의 충격압력으로 모든 충격 압력들을 무차원화 한다. 이때, 진동수에 따른 무차원화된 자유수면 높이를 슬로싱 운동응답 (Sloshing severity RAO)이라고 정의할 수 있다. 슬로싱 운동응답은 아래의 식(1)과 같이 수정되어, 무차원화된 규칙운동 결과를 따르게 된다.

$$SSR_{new}\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)=\alpha\times SSR_i\left(\beta\frac{\omega}{\omega_0}+\gamma\right) \tag{1}$$

위 식에서 아래첨자 i와 new는 수정되기 전과 수정된 후를 나타낸다. 그리고, α, β, γ는 그래프의 모형을 변형시키는 값으로 각각 그래프의 출력값에 대한 배율, 그래프의 입력값에 대한 배율, 그래프의 이동을 의미한다. 이에 대한 예로, 아래의 Fig. 1에 탱크높이의 95% 적재깊이, 전후동요 운동에서 그래프의 수정이 이루어지는 것을 나타내었다. 각 적재깊이별, 운동방향별로 이와 같은 그래프 변형 계수들을 얻어낼 수 있다.

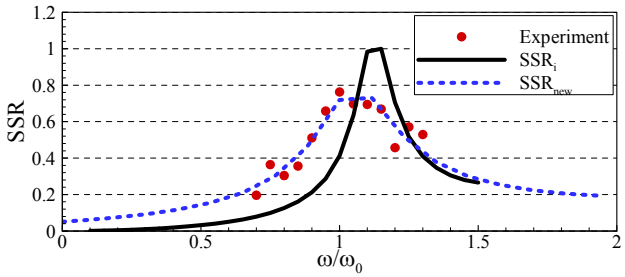


Fig. 1 Modification of linear calculation based on regular test

모든 적재깊이와 운동방향에서 일련의 수정을 거친 이후에는, 불규칙 운동에서의 슬로싱 심각도를 구하기 위하여 실제 탱크의 운동응답을 고려해야 한다. 탱크의 운동응답은 선박의 운동응답에서 좌표변환을 통해 얻을 수 있으며, 운동응답을 고려한 예상 최대 자유수면 높이 (SSR)는 아래와 같이 구할 수 있다.

$$SSR(\omega)=\sqrt{\sum_{i=1}^{6}\left(SSR_{new,j}\times\xi_{t,j}\right)^2} \tag{2}$$

위 식에서 지수 j는 운동방향에 대한 지표를 나타내며, ξ는 탱크의 운동응답을 규칙운동에서의 가진 진폭으로 무차원화한 값을 나타낸다. 슬로싱 운동응답을 얻은 이후에는 불규칙 해상상태의 파 스펙트럼($S(\omega)$)을 이용하여 각 진동수별 파의 진폭을 곱하여 식 (3)으로 정의되는 최종적인 슬로싱 응답을 얻어낼 수 있다. 이때, 슬로싱 응답의 최댓값을 슬로싱 심각도 (sloshing severity index, SSI)로 정의한다. 슬로싱 응답의 최댓값을 슬로싱 심각도로 정의하는 이유는, 불규칙 슬로싱 모형실험에서 공진주기 부근의 최대의 가진이 일어날 때 주로 큰 슬로싱 충격압력이 발생하기 때문이다.

$$SSI=\max\left(\sqrt{2S(\omega)\Delta\omega}\times SSR(\omega)\right) \tag{3}$$

3. 슬로싱 심각도 검증 방법

본 연구에서 제시한 슬로싱 심각도를 검증하기 위하여, 다섯 가지 모형탱크에서 수행된 불규칙 실험 결과들을 사용하였다. 모형탱크의 설계는 한국의 조선소들로부터 제공받았으며, 각각의 모형실험의 목적에 따라 다양한 실험조건들에 대해서 실험이 수행되었다.

슬로싱 심각도를 계산할 때, 높은 적재깊이 실험과 낮은 적재깊이 실험결과를 별도로 수행하였다. 주로 발생하는 슬로싱 충격압력의 형태가 다르고 설치된 압력센서의 위치도 다르기 때문이다. 높은 적재깊이와 낮은 적재깊이를 나누는 기준은 탱크높이의 40%로 정의된다. 이와 같이 분류된 각 모형탱크의 실험 조건의 개수를 Table 1에 요약하여 나타내었다.

Table 1 Summarization of test conditions

Tank index	High filling		Low filling	
	Number of cases	Filling ratio	Number of cases	Filling ratio
1	37	95%, 70%, 50%	24	30%, 15%
2	44	95%, 80%, 70%	32	30%, 15%, 10%
3	102	95%, 80%, 70%	25	10%
4	106	95%, 80%, 70%	34	10%
5	60	95%, 70%, 50%	44	30%, 20%, 10%

모든 불규칙 슬로싱 모형실험의 결과는 실선 기준 5시간동안 수집한 슬로싱 충격압력들을 기반으로 Weibull 분포를 이용하여 얻어낸 3시간에 해당하는 최대 충격압력으로 나타낸다 (Mathiesen,1976; Graczyk, 2008; Kim et al., 2014). 불규칙 모형실험에서 최대 슬로싱 충격 압력이 높게 나타난 순으로 해상상태를 정렬할 수 있으며, 이는 슬로싱 심각도를 계산한 이후에도 마찬가지로 정렬이 가능하다.

본 연구의 목적은 슬로싱 하중이 크게 나타나는 해상상태를 예측하는 것이기 때문에, 모형실험 결과에서 상위 10%에 해당하는 해상상태가 슬로싱 심각도 상위 30%에 해당하는 해상상태에 포함되는 비율에 초점을 둔다. 즉, 비율 (예측률)이 100%가 된다면, 모형실험을 수행하기 이전에 슬로싱 심각도를 계산하여 전체 실험 조건의 70%를 절약함과 동시에 상위 30% 실험 조건들에 대해서 집중적으로 실험을 수행할 수 있게 된다.

4. 슬로싱 심각도 검증 결과

각 모형 탱크별 높은 적재깊이 조건과 낮은 적재깊이 조건에서의 예측률을 아래의 Table 2에 정리하였으며, 각 예측률이 계산되는 하나의 예를 Table 3에 나타내었다. 전체적으로 높은 적재깊이 조건에서는 예측률이 60% 이상으로 고루 분포하였다면, 낮은 적재깊이 조건에서는 100% 혹은 0%의 예측률을 보이고 있다. 슬로싱 심각도의 예측률이 100%가 아닌 이상 예측기법의 신뢰성을 확보하기 어렵기 때문에, 본 장에서는 예측률이 100%에 미치지 않은 실험들에 대해서 중점적으로 다루고자 한다.

Table 2 Prediction rate for each tank

Tank index	High filling	Low filling
1	100%	100%
2	75%	100%
3	90%	0%
4	60%	100%
5	83%	100%

우선 낮은 적재깊이에서의 예측률이 0%인 3번 탱크의 실험 조건은 탱크높이의 10%만으로 제한된다. 이 적재깊이 조건에서는 다른 적재깊이 조건들에 비해 비선형성이 매우 강하게 나타나므로 선형 계산을 기반으로 예측하는 본 기법이 효율적이지 못하다. 따라서 예측률이 100%로 나온 4번 탱크의 경우에도 10% 적재깊이 조건 실험이기 때문에 신뢰성을 확보하기 어려우며, 본 연구에서 제시하는 방법론은 10% 적재깊이에 제한된 실험에는 적용이 힘들다는 결론을 낼 수 있다.

높은 적재깊이 실험에서는 예측률이 100%에 미치지 못하는 탱크들이 대다수로 나타났다. 1번 탱크의 경우에는 규칙 실험이 수행되었던 탱크이기 때문에 높은 적재깊이에서도 완벽한 예측률을 보이는 것이므로, 나머지 탱크 결과들을 중심으로 예측률이 낮게 나오는 원인을 찾아보았다. 높은 적재깊이 조건에서 예측률에 가장 큰 영향을 미치는 영향은 적재깊이의 분류로 나타났다. 예측률을 계산하기 앞서, 높은 적재깊이와 낮은 적재깊이로 분류한 이유는 유동의 형태가 다르며, 충격이 발생하는 위치가 다르기 때문이다. 그런데, 분류된 적재깊이 조건들이 모두 비슷한 유동을 보이는지 확인할 필요가 있다.

80% 이하의 적재깊이 조건과 95% 적재깊이 조건사이의 유동 형태의 차이를 아래의 Fig. 2와 Fig. 3에 나타내었다. 이는 실제 불규칙 모형실험의 영상이 아닌, 2차원 탱크 실험의 영상 중 일부이다. 95% 적재깊이 조건의 경우에는 자유수면의 이동이 제한되어, 격렬한 슬로싱 유동을 발생시키지 못한다. 그러나 개별의 충격이 다량의 유체로부터 야기되기 때문에 충격압력은 크게 나타날 수 있다. 반면 80% 이하의 적재깊이 조건에서는 자유수면의 이동이 비교적 자유로우며, 이로 인하여 격렬한 슬로싱 유동이 발생한다. 이러한 차이가 예측률의 저하를 발생시켰다고 볼 수 있다. 또한, 95% 적재깊이의 경우에는 지붕효과 (Roof effect)에 의한 영향을 무시할 수 없다.

Table 3 Example of prediction rate (tank index=1, low filling condition)

Target: Sea state of 10% largest pressure			
Filling (%)	Heading (°)	Tz (s)	Hs (m)
30	90	7.5	8.3
30	90	10.5	11.8
Top 30% sea state (Sloshing severity)			
Filling (%)	Heading (°)	Tz (s)	Hs (m)
30	90	10.5	11.8
30	90	9	10.6
30	90	12	12
30	90	10.5	9.5
30	90	13.5	11
30	90	7.5	8.3
30	90	13.5	7.5

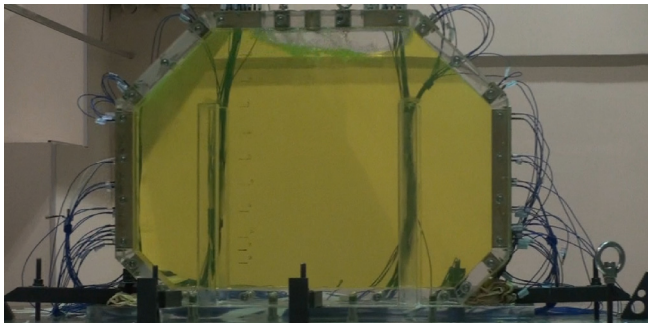


Fig. 2 Sloshing impact type in 95% filling ratio

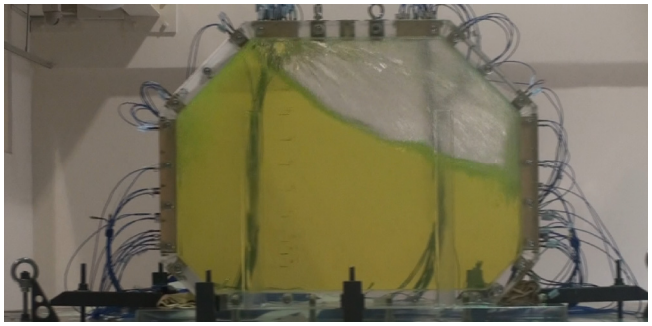


Fig. 3 Sloshing impact type in 70% filling ratio

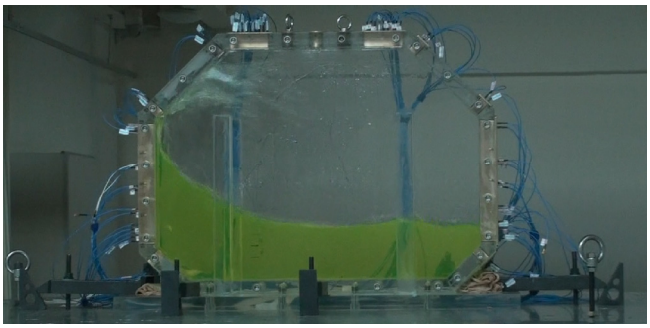


Fig. 4 Sloshing impact type in 30% filling ratio

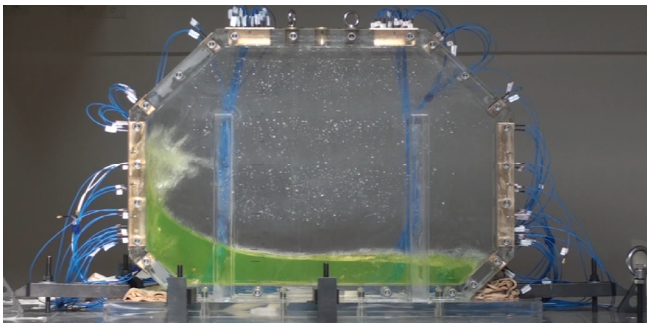


Fig. 5 Sloshing impact type in 15% filling ratio

반면, 위의 Fig. 4와 Fig. 5에서 확인할 수 있듯이, 낮은 적재깊이 조건에서는 높은 충격압력이 발생하는 형태가 유사한 것을 확인할 수 있다. 이는 실제 불규칙 모형실험의 영상이 아닌, 2차원 탱크 실험의 영상 중 일부이다. 비선형성이 강한 10% 적재깊이 조건에서도 위의 그림처럼 공진점에서 탱크 측면의 하단부에 큰 슬로싱 충격압력을 가하기 때문에, 10% 적재깊이 조건이 다른 적재깊이 조건과 같이 포함되어 있어도 높은 예측률을 보이게 되는 것이다.

5. 결 론

본 논문에서는 슬로싱 모형실험의 효율성을 높이기 위하여 슬로싱 심각도를 예측하는 방법론을 제시하였다. 빠른 계산을 위해 랜킨패널법을 사용하여 슬로싱 유동을 계산하고, 규칙실험을 기반으로 값을 수정하여 비선형성을 이후에 반영하였다. 본 논문에서 제시한 방법론을 검증하기 위하여 실제 진행되었던 불규칙 모형실험들에 적용하였고, 이로부터 다음의 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 낮은 적재깊이 조건 실험에서는 슬로싱 심각도가 100%의 예측률로 높은 슬로싱 충격압력이 발생하는 조건들을 구별해내는 것을 확인할 수 있다. 다만, 10% 적재깊이 조건만을 제한적으로 수행하는 실험의 경우에는 비선형성이 매우 강하기 때문에 적용이 불가하다. 즉, 다양한 낮은 적재깊이 조건에 대해서 실험할 때에는 기존에 설정한 해상상태 중 슬로싱 심각도가 상위 30%로 나타나는 해상상태에 대해서 실험을 집중적으로 진행할 수 있다.

(2) 높은 적재깊이 조건 실험에서는 슬로싱 심각도가 낮은 적재깊이 조건 실험에 비해 비교적 낮은 예측률을 보이고 있음을 확인할 수 있다. 이는 높은 적재깊이 조건 실험에서 유동형태가 다른 95% 적재깊이 조건과 나머지 적재깊이 조건들이 함께 분류되었기 때문이다. 또한, 95% 적재깊이에서 발생하는 지붕효과(Roof effect)로 인하여 슬로싱 심각도가 실제 현상을 완벽히 모사하지 못하기 때문이다. 따라서 본 연구에서 제시한 슬로싱 심각도가 높은 적재깊이에서 사용되기 위해서는 보다 더 세밀한 분류가 필요할 것이며, 또한 95% 적재깊이 조건의 슬로싱 현상의 강한 비선형성을 배제해야 할 것으로 보인다.

후 기

본 연구는 로이드기금 연구센터 (Lloyd's Register Foundation Funded Research Center (LRFC))의 지원으로 수행된 연구결과임을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

Bureau Veritas. (2011). "Design Sloshing Loads for LNG Membrane Tanks", Guidance Note NI 544.

Det Norske Veritas. (2014). "Sloshing analysis of LNG membrane tanks", Classification notes No.30.9.

Gou, Y., Kim, Y., Kim, S.Y., Kim, K.H., and Ahn, Y.J. (2011). "Study on Sloshing Severity Prediction: Computation vs. Experiment", Proc. of the Seventh International Workshop on Ship Hydrodynamics (IWSH), Shanghai, China, pp 311-315.

Graczyk M. (2008). "Experimental Investigation of Sloshig Loading and Load Effects in Membrane LNG Tanks Subjected to Random Excitation", Ph.D. thesis, Norwegian University of Science and Technology, Norway.

Kim, S.Y., Kim, Y., and Kim, K.H. (2014). "Statistical Analysis of Sloshing-Induced Random Impact Pressures", Journal of Engineering for the Maritime Environment, Vol. 1228(3), pp 235-248.

Lloyd Register. (2009). "Sloshing Assessment Guidance Document for Membrane Tank LNG Operations", Guidance Note, London, UK.

Mathiesen, J. (1976). "Sloshing Loads due to random pitching", Norwegian Maritime Res, 4(3), pp 2-13.

Zheng, M., Kim, Y., Kim, S.Y., and Ahn, Y.J. (2013). "Study on the Prediction of Sloshing Severity", Proc. of the Twenty-third International Offshore and Polar Engineering (ISOPE), Anchorage, USA, pp 320-329.

통계적 독립 데이터의 극한 해석

최용호*, 연성모, 김현조, 이동연
삼성중공업㈜ 선박해양연구센터

Extreme Value Analysis of Statistically Independent Stochastic Variables

Yongho Choi*, Seongmo Yeon, Hyunjoe Kim, and Dongyeon Lee
Ship & Offshore Research Center, Samsung Heavy Industries Co. Ltd., Daejeon, Korea

KEY WORDS: EVA, EVT, CDF, Weibull, GPD, IID, GEV, PACF, MEF, Python

ABSTRACT:
An extreme value analysis (EVA) is essential to obtain a design value for highly nonlinear variables such as longterm environmental data of wind and waves, and slamming or sloshing impact pressures. According to the extreme value theory, an extreme value distribution is derived by multiplying initial cumulative distribution functions for independent and identically distributed (IID) random variables. The Position Mooring of DNVGL, however, even refers that sampled global maxima of mooring line tension are assumed to be IID stochastic variables without checking their independence. ITTC Recommended Procedures and Guidelines for Sloshing Model Tests never deals with the independence of sampling data. Hence, the estimated design value without IID check would be under- or over-estimated by regarding outlier far away from Weibull or generalized Pareto distribution (GPD) fitting lines. In this study, at first, IID of sampling data is checked for EVA. For no IID random variables, automatic resampling scheme is recommended by using block maxima approach for generalized extreme value distribution and peaks over threshold approach for GPD. For checking IID, a partial autocorrelation function is used in this study. From this study, resampling IID variables can reduce the number of outliers, and more accurate design value can be achieved.

1. Introduction

Extreme value theory (EVT) by Fisher-Tippett theorem (Fisher 1928) describes the distribution of extreme and rare events, especially in highly nonlinear slamming or sloshing impact and longterm environmental applications. An inference about extremes is usually hard to be achieved due to the lack of data. In this case, a tail behavior of the distribution is of important. There are mainly two popular extreme value models in EVT such as the block maximum model and the Peaks-Over-Threshold (POT) method. According to the 1st EVT theorem referred to as Fisher-Tippett-Gnedenko or Fisher-Tippett theorem, a distribution of the block maxima yields a generalized extreme value (GEV) distribution. POT data also consists of two distributions such as Poisson distribution for the number of events per given unit time period and generalized Pareto (*Italy*) distribution (GPD), used in this study, for the size of the exceedances. The 2nd EVT theorem referred to as Pickands-Balkema-de Haan theorem (Balkema 1974, Pickands 1975), is used in the tail-fitting for POT.

This study will focus only on EVT for the design value for sloshing impact pressures from sloshing model test. It can be understandably applied to obtain a design environmental condition. In order to be able to apply EVT, the observations need to be independent and identically distributed (IID). Hence, IID is to be checked for measured sloshing impact pressures. But DNVGL (DNVGL-OS-E301) even describes that sampled global maxima of mooring line tension are assumed to be independent stochastic variables without checking IID. ITTC (2017) never covers an independence of sampling pressures from sloshing model test. Consequently, the assumption that consecutive data are IID may not be theoretically well justified and the common positive correlation of successive data may lead to conservative estimates by simply regarding outlier far away from Weibull or generalized Pareto distribution (GPD) fitting lines., and vice versa.

In this study, at first, the IID of sampling data is checked for GEV. If random variables do not pass the IID checking, resampling schemes by using block maxima approach for GEV and POT approach for GPD are used. A partial autocorrelation function (PACF) is used to check IID automatically. Finally resampled IID data is used to estimate the extreme design value.

2. Theoretical Background

2.1 Extreme value theory

Since Choi (2016) describes the historical and theoretical background of EVT in advance, simple explanation will be referred in this study. L.H.C. Fisher-Tippett (1928) developed and organized the GEV with 3 asymptotic limit distributions such as Gumbel, Fréchet and Weibull distributions (Ochi 1990). Gnedenko (1943) and Gumbel (1954) gave the credit for the GEV or convergence to type theorem.

$$G_{GEV}(x;\mu,\sigma,\xi)=\begin{cases}\exp\left[-(1+\xi\,(x-\mu)/\sigma)^{-1/\xi}\right] & \xi\neq 0\\ \exp[-\exp(-(x-\mu)/\sigma)] & \xi=0\end{cases} \quad (1)$$

, in which μ,σ and ξ represents the shift, scale and shape parameters, respectively. In general, r return period value x_r is obtained by,

$$x_r=\begin{cases}\hat{\mu}+\hat{\sigma}\;\hat{\xi}^{-1}\left[-(\ln(1-r^{-1}))^{-\hat{\xi}}-1\right] & \xi\neq 0\\ \hat{\mu}-\hat{\sigma}\ln(-\ln(1-r^{-1})) & \xi=0\end{cases} \quad (2)$$

A symbol $\hat{}$ represents the estimates. For sloshing test, a return period r in model scale for arbitrary Hr-hour in real scale is obtained by using test duration, D, in hour, the number of peak pressures, N_p, an average time interval of impacts in second, dt, and the real to model scale ratio, λ.

$r=Hr\times 3600/dt/\sqrt{\lambda}=Hr/D\times N_p, dt=D\times 3600/N_p/\sqrt{\lambda},$.

The maximum likelihood method (MLM) is used to estimate GEV parameters by maximizing a likelihood function (L) or minimizing a negative log-likelihood function ($-l$).

$L(\mu,\sigma,\xi;x)=\prod_i^n g_{GEV}(x)=\prod_i^n\frac{\partial G_{GEV}(x)}{\partial x}=\sigma^{-n}\cdot\prod_i^n[1+\xi\,(x_i-\mu)/\sigma]^{-(1+1/\xi)}\cdot\prod_i^n\exp\left[-(1+\xi\,(x_i-\mu)/\sigma)^{-1/\xi}\right]$.

$-l(\mu,\sigma,\xi;x)=-\ln L(\mu,\sigma,\xi;x)=n\ln\sigma+(1+\xi^{-1})\cdot\sum_i^n\ln[1+\xi\,(x_i-\mu)/\sigma]+\sum_i^n(1+\xi\,(x_i-\mu)/\sigma)^{-1/\xi}$.

A Hessian matrix H is to be defined to obtain SE (standard error= $stdev/\sqrt{n}$) for CI (confidence interval). It is a square matrix of 2nd order partial derivatives of a scalar-valued negative log-likelihood function. The estimation symbol $\hat{}$ is dropped hereafter. An inverse matrix of Hyields the variance-covariance matrix V. The SEs of distribution parameters are obtained by square root of the diagonal terms of V.

$$V=H(-l)^{-1},\; H(-l)=\begin{pmatrix}-\frac{\partial^2 l}{\partial\mu^2} & -\frac{\partial^2 l}{\partial\sigma\partial\mu} & -\frac{\partial^2 l}{\partial\xi\partial\mu}\\ -\frac{\partial^2 l}{\partial\sigma\partial\mu} & -\frac{\partial^2 l}{\partial\sigma^2} & -\frac{\partial^2 l}{\partial\xi\partial\sigma}\\ -\frac{\partial^2 l}{\partial\xi\partial\mu} & -\frac{\partial^2 l}{\partial\xi\partial\sigma} & -\frac{\partial^2 l}{\partial\xi^2}\end{pmatrix} \quad (3)$$

Since SEs of r return period extreme values are more practical than SEs of distribution, the Delta (∇) method (Xu 2005) for GEV is used. Hence, SE is a square root of a variance of r return period extreme value $\hat{x}_r$.

$$SE_{\hat{x}_r}=\sqrt{Var(\hat{x}_r)}\approx\sqrt{\nabla x_r^T\cdot V\cdot\nabla x_r},\qquad y_r=-\ln(1-r^{-1}) \quad (5)$$

$$\nabla x_r=\begin{pmatrix}\frac{\partial x_r}{\partial\mu}\\ \frac{\partial x_r}{\partial\sigma}\\ \frac{\partial x_r}{\partial\xi}\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}1\\ -\xi^{-1}\left(1-y_r^{-\xi}\right)\\ \sigma\xi^{-2}\left(1-y_r^{-\xi}\right)-\sigma\xi^{-1}y_r^{-\xi}\ln y_r\end{pmatrix}\text{ for GEV}$$

Next, Balkema (1974) and Pickands (1975) verified that the exceedances over sufficiently large threshold value u yields the GPD approximately when IID variables follow GEV distribution

The GPD is derived by using the conditional exceedance distribution function for IID random variables.

$$G_{GPD}(y)=\begin{cases}1-(1+\xi\,y/\sigma_u)^{-1/\xi} & \xi\neq 0\\ 1-\exp(-y/\sigma_u) & \xi=0\end{cases},\;\sigma_u=\sigma+\xi(u-\mu) \quad (6)$$

The r return period value x_r for the GPD is shown in equation below. In this equation, n_y is the number of measured points for unit time (1 Hour for sloshing test, 1 year for environments) and $\hat{\lambda}_u=\Pr(X>u)=1-F(u)$ is the "Rate" (empirical threshold exceedance rate). (e.g. $r=r'n_y=r'\times 365.25\times 24/\Delta,\Delta$ is measuring interval in hour and r' in year for environments, and $r=r'n_y=Hr\times 3600/dt/\sqrt{\lambda}$ for sloshing test).

$$x_r=\begin{cases}u+\hat{\sigma}\;\hat{\xi}^{-1}\left[\left(r'n_y\hat{\lambda}_u\right)^{-\hat{\xi}}-1\right] & \xi\neq 0\\ u-\hat{\sigma}\ln\left(r'n_y\hat{\lambda}_u\right) & \xi=0\end{cases} \quad (7)$$

The negative log-likelihood function ($-l$) for GPD is,

$-l(\mu,\sigma,\xi;y)=n\ln\sigma+(1+\xi^{-1})\cdot\sum_i^n(-\xi\,y_i/\sigma)$.

The Delta method for GPD for SEs of r return period extreme values is shown in equation below. Hereafter, $\leftarrow r'n_y$, $\lambda\leftarrow\hat{\lambda}_u$.

$$\nabla x_r=\begin{pmatrix}\frac{\partial x_r}{\partial\mu}\\ \frac{\partial x_r}{\partial\sigma}\\ \frac{\partial x_r}{\partial\xi}\end{pmatrix}=\begin{pmatrix}\sigma t(t\;\lambda)^{\xi-1}\\ \xi^{-1}\left[(t\;\lambda)^{\xi}-1\right]\\ -\sigma\xi^{-2}\left[(t\;\lambda)^{\xi}-1\right]+\sigma\xi^{-1}(t\;\lambda)^{\xi}\ln(t\;\lambda)\end{pmatrix}$$

The determination of u is essential for GPD since POT approach provides a model for IID exceedances over a high threshold. Various methods to determine u are capable such as MEF (mean excess function or MRL: mean residual life, most popular method (김수영 2012)) plot, parameter stability plot, dispersion index plot, rule of thumb and multiple-threshold model method (Bommier 2014). Since MEF is a linear function of u, a proper value as a starting point of linearity from this plot is to be the threshold value.

$MEF=e(u)=E[X-u|X>u]=(\sigma+\xi u)/(1-\xi)$

2.2 Confidence interval

Assuming normally distributed extreme quantiles, Linear (Greenwood) CI is obtained. Without this assumption, Log CI can be used as a better CI. But, as conventional analysis procedure so far, CI is not calculated for the sloshing test data in this study. And it will be future work.

$CI_{\hat{x}_r}^{Lin}=\hat{x}_r\pm z_{1-\alpha/2}\cdot SE_{\hat{x}_r}$

$CI_{\hat{x}_r}^{Log}=(\hat{x}_r)^{1/\theta}$ and $(\hat{x}_r)^{\theta},\;\theta=\exp\left[\frac{z_{1-\alpha/2}\cdot stdev}{\log\hat{x}_r}\right]$

2.3 Other distributions

In conventional analysis procedure of sloshing test up to date, 3-parameter Weibull distribution, which is one of GEV when $\xi<0$, or GPD is used to estimate the extreme design value. Hence, it is used and compared with GEV and GPD. 3-para. Weibull for highest 10% data according to popular industry

practice is also studied and compared. It is a hybrid approach with POT and GEV instead of GPD.

2.4 Autocorrelation and partial autocorrelation

The data for EVT is to be IID stochastic variables. Since zero correlation shows that variables are linearly independent, an independency is checked by the correlation. An autocorrelation coefficient (ACF),$r_x(\tau)$represents the correlation with lag τ between $x(t)$ and $x(t-\tau)$ in a given time series. The PACF, $p_x(\tau,\tau)$ is defined by the autocorrelation between $x(t)$ and $x(t-\tau)$ in a given time series with the linear dependence of $x(t)$ on $x(t-1), x(t-2), \cdots, x(t-\tau-1)$ removed.

$$r_x(\tau) = \sum_{t=1}^{n-\tau}(x_t-\bar{x})(x_{t+\tau}-\bar{x}) / \sum_{t=1}^{n}(x_t-\bar{x})^2 \quad (8)$$

$$p_x(\tau,\tau) = \frac{cov(x_i, x_{i-\tau}|x_{i-1},\cdots,x_{i-\tau+1})}{\sqrt{var(x_i|x_{i-1},\cdots,x_{i-\tau+1})\cdot var(x_{i-\tau}|x_{i-1},\cdots,x_{i-\tau+1})}} \quad (9)$$

$$p_x(1,1) = r_x(1) \qquad \text{for } \tau = 1$$

$$p_x(\tau,\tau) = \frac{r_x(\tau)-\sum_{j=1}^{\tau-1} p_x(\tau-1,j) r_x(\tau-j)}{1-\sum_{j=1}^{\tau-1} p_x(\tau-1,j) r_x(j)} \qquad \text{for } \tau = 2,3,\cdots,n$$

$$p_x(\tau,j) = p_x(\tau-1,j) - p_x(\tau,\tau)\cdot p_x(\tau-1,\tau-j)$$

A program for all statistical analyses except for CI for sloshing impact pressures is realized by Python programming language in this study rather than "R" programming language and an in-house code used in Choi (2016) for extreme environmental condition.

3. Sloshing Impact Pressures and Conventional Fitting

Data to be analyzed in this study is obtained from sloshing model test with real to model scale ratio, $\lambda = 50$. Fig.1 shows an extracted 764 sloshing peak pressures with an initial threshold 2.5kPa and time window 0.2sec, which is hereafter defined as one block for block maxima approach, in model scale. The measured maximum pressure is 244.7kPa in model scale. Total test duration is 2545.6sec in model scale ($D = 5hr$ in real scale). $N_p = 764, dt = 3.33sec$.

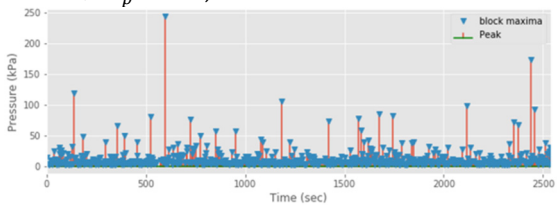


Fig. 1 764 sloshing peak pressures (initial threshold 2.5kPa, time window 0.2sec in model scale)

Fig.2 shows the result of conventional procedure by 3-para. Weibull fitting with all 764 data. Estimated 3hr MPM ($Q = 1/r = 0.002$) as a return level for 3hr return period is 147.9kPa and it may be underestimated considering last two large outliers. $r = 3/5 \times 764 = 458.4$.

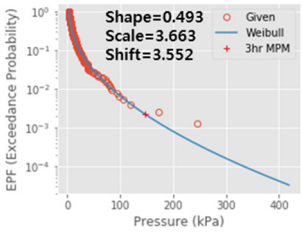


Fig. 2 3-para. Weibull fitting with all 764 data

For reference, Sloshing model test for No.2 tank of 160k conventional LNG carrier conducted for 30% filling with water and air in 1yr North Atlantic beam sea condition. 147.9kPa yields 75.4bar for water and 35.4bar for LNG in real scale. And it may be larger than design value.

Since the conventional procedure does not check IID, no one makes sure that 3hr MPM 147.9kPa is correct, or not. To avoid it, linearly independence is checked by PACF as shown in Fig. 3. Two diagnostic plots such as P-P plot and Q-Q plot as shown in Fig.4 are also used for goodness of fit.

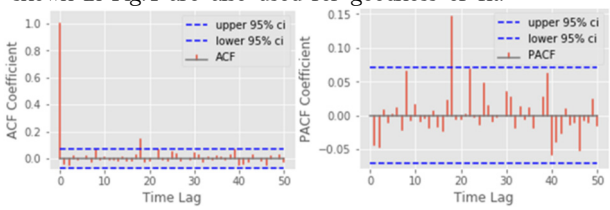


Fig. 3 ACF and PACF for all 764 data

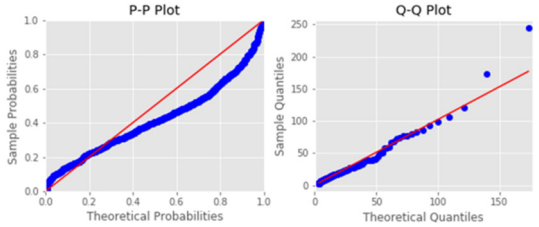


Fig. 4 Graphical diagnostic plots for all 764 data

Since one point at lag τ=18 of PACF in Fig.3 exceeds the 95%CI, and plots in Fig.4 look bad at body and tail of data, one can say that all 764 data are not IID. Hence, 3hr MPM 147.9kPa is unconvincing.

The other conventional procedure is GPD for the largest 8% data as a rule of thumb used in SNU. Fig.5 and Fig.6 show the largest 8% data and GPD fitting, respectively. In these figure, GPD threshold u= 24.5kPa and N_p= 62. Estimated 3hr MPM is 162.5kPa which is 9.9% larger than 147.9kPa for 3-para. Weibull fitting with all 764 data. Fitting results look good. But since this high threshold reduces the bias and the number of data but increases the variance, it is necessary to choose lower threshold to increase the number of data with no significant increasing variance.

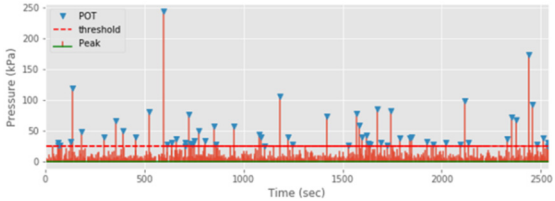


Fig. 5 62 largest 8% sloshing peak pressures

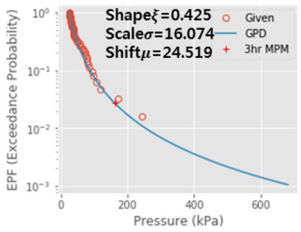


Fig. 6 GPD fitting with 62 largest 8% sloshing peak pressures

Considering Fig.7 and Fig.8 to check IID and goodness of fit, these figures show somewhat nice fitting. MEF plot as shown in Fig.9 shows that the choice of threshold 24.5kPa is not bad, because the MEF shows linear tendency above threshold except for high threshold due to the lack of data. Hence it can be said that a proper threshold is around 24.5kPa. Furthermore, since the shape parameter ξ = 0.425 > 0, the data will follows Fréchet distribution rather than Weibull distribution.

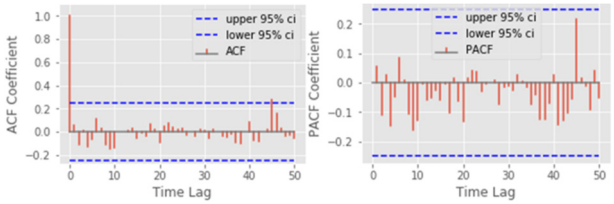


Fig. 7 ACF and PACF for largest 8% data (N_p= 62, u= 24.5kPa)

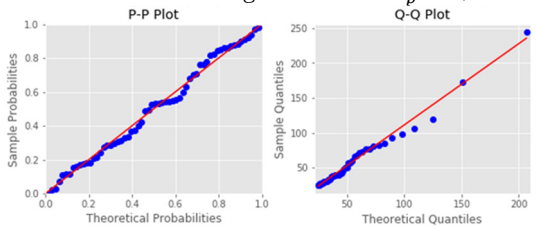


Fig. 8 Graphical diagnostic plots for largest 8% data

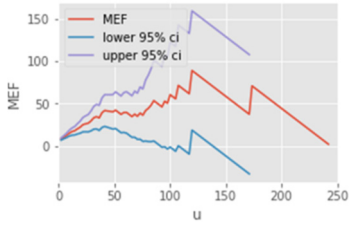


Fig. 9 MEF plot for all 764 data

Next, considering industry practice of 3-para. Weibull fitting, 3hr MPM of 145.0kPa is obtained for the largest 10% data as shown in Fig.10. This is lower than 147.9kPa for 3-para. Weibull fitting with all 764 data. In this figure, u= 21.2kPa and N_p= 77. Since GPD shape ξ > 0 in Fig.6, Weibull is not proper distribution for data in this case.

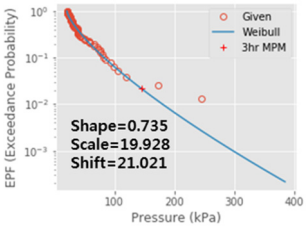


Fig. 10 3-para. Weibull fitting with 77 largest 10% data

4. GEV and GPD for IID Variables

Since data to be analyzed for GEV and GPD are to be IID random variables, Block maxima for GEV and Exceedances over threshold for GPD are used to check IID by using PACF and MEF in this study, respectively. For MEF in Fig.9, it is, however, somewhat challenging to interpret for linear region to choose the threshold and disadvantageous to eliminate the manual work for determining the threshold. Hence, PACF is also used in checking IID for GPD in this case. An automatic procedure is programmed by Python.

For GPD, Fig.7, Fig.11 and Fig.12 show ACF and PACF for largest 8%, 10% and 11% data, respectively. All PACF in these figures satisfy 95% CI, hence all cases pass IID checks. 11% case has the largest number of data (N_p = 83) among them and data larger than 11% cannot pass IID check. Therefore u= 20.0kPa for 11% case is finally chosen for GPD threshold. Fig.13 shows the GPD fitting with 83 largest 11% data. Final estimated 3hr MPM for GPD is 164.3kPa.

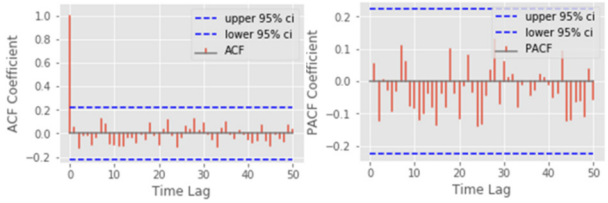


Fig. 11 ACF and PACF for largest 10% data (N_p = 77, u = 21.2kPa)

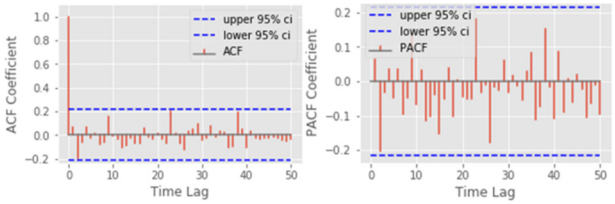


Fig. 12 ACF and PACF for largest 11% data (N_p =83, u = 20.0kPa)

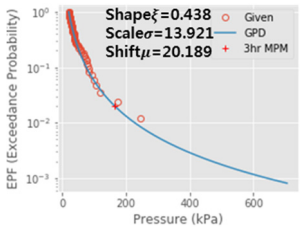


Fig. 13 GPD fitting with 83 largest 11% data

For GEV, Fig.14 to 16 and Fig.17 to 19 show the correlation coefficients (ACF, PACF) and the graphical diagnostic (P-P and Q-Q) plots for block size 4, 6 and 10 respectively. From PACF, all cases pass the IID checks. But, Q-Q plots say that the case of block size 10 is the most proper choice. Hence the final block size of this study is 10 which means the time windows is 2.0sec. Fig.20 shows the GEV fitting. From right hand side of figure, the final estimated 3hr MPM for GEV is 184.7kPa which is 24.9% larger than 147.9kPa for 3-para. Weibull fitting

with all 764 data.

From final GPD and GEV fitting figures, it can be said that the last two large measured pressures seem to be no more outliers, and these fitting methods give more accurate design pressure

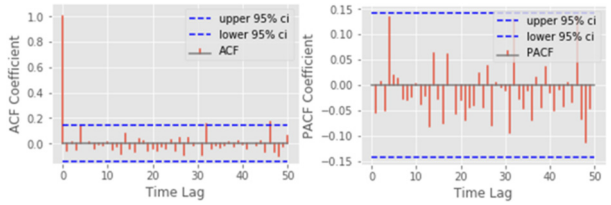


Fig. 14 ACF and PACF for block size 4 (0.8sec) (N_p= 191)

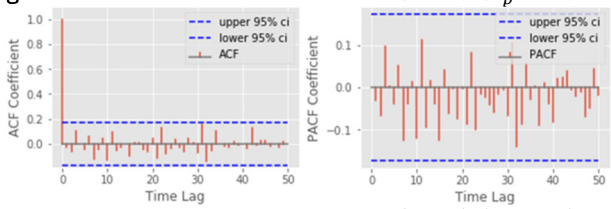


Fig. 15 ACF and PACF for block size 6 (1.8sec) (N_p= 128)

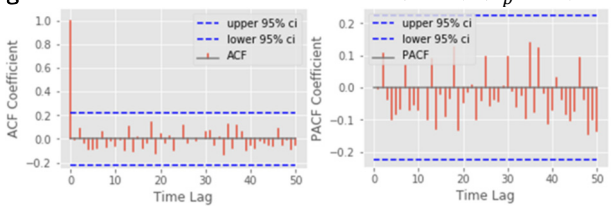


Fig. 16 ACF and PACF for block size 10 (2.0sec) (N_p= 77)

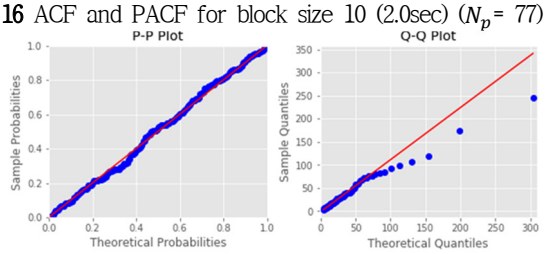


Fig. 17 Graphical diagnostic plots for block size 4

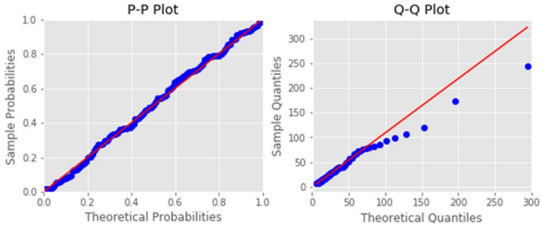


Fig. 18 Graphical diagnostic plots for block size 6

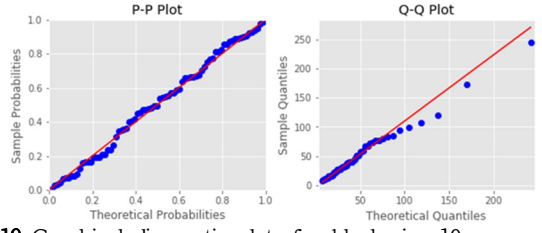


Fig. 19 Graphical diagnostic plots for block size 10

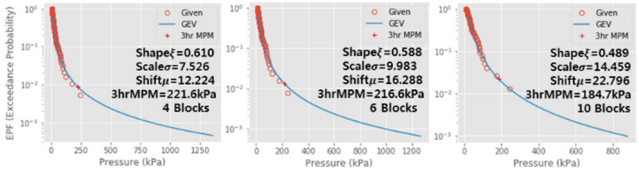


Fig. 20 GEV fitting for block size 4, 6 and 10

4. Concluding Remarks

In this study GEV and GPD are used to fit IID random variables from sloshing model test as well as the conventional analysis procedures. In order to apply GEV and GPD, IID check is carried out for highly nonlinear data by MEF and graphical diagnostic plots. The achieved concluding remarks from this study are as follows:

(1) In the case of impact pressures obtained sloshing model test in this study, 3-parameter Weibull is not proper distribution for all sampling data by conventional procedure with initial threshold and time window.

(2) GPD fitting for the largest 8% data as one of the conventional procedure gives relatively reasonable design pressure. But since this high threshold reduces the bias and the number of data but increases the variance, it is necessary to choose lower threshold to increase the number of data with no significant increasing variance. And positive GPD shape parameter gives evidence that the data to be analyzed in this study is Fréchet distribution rather than Weibull distribution.

(3) 3-parameter Weibull fitting for the largest 10% data as an industry practice shows bad performance because of positive GPD shape parameter.

(4) Resampling IID variables by MEF and graphical diagnostic plots for GEV and GPD give larger design pressures than conventional sloshing analysis procedure. From this study, resampling IID variables can reduce the number of outliers, and more accurate design value can be achieved.

References

김수영, 송종우 (2012). “POT방법론을 이용한 자동차보험 손해율 추정”, 응용통계연구(2012), 25(1), 101-114.

Balkema, A., de Haan, L. (1974). “Residual life time at great age”, Annals of Probability, 2, 792–804.

Bommier, E. (2014). “Peaks-over-threshold modeling of environmental data”, Project Report 2014:33, Department of Mathematics, Uppsala University.

Choi, Yongho (2016), “Extreme value analysis of environmental data”, Proceedings of The Korean Society of Ocean Engineers, Nov. 11-18, 2016.

DNVGL-OS-E301 (2015). “Position mooring”, July 2015, DNVGL.

Fisher, R.A., Tippett, L.H.C. (1928). “Limiting forms of the frequency distribution of the largest and smallest member of a sample”, Proc. Cambridge Phil. Soc., 24: 180-190.

Gnedenko, B.V. (1943). “Sur la distribution limite du terme

maximum d'une série aléatoire", Annals of Mathematics 44, 423–453.

Gumbel, E.J. (2004) [1958], "Statistics of Extremes", Mineola, NY: Dover, ISBN 0-486-43604-7.

ITTC (2017). "ITTC Quality System Manual – Recommended Procedures and Guidelines – Procedure – Sloshing Model Tests", 7.5-02-07-02.7, 2017.

Ochi, M.K. (1990). " Applied Probability and Stochastic Processes – In Engineering and Physical Sciences", John Wiley & Sons.

Pickands, J. (1975). "Statistical inference using extreme order statistics", Annals of Statistics, 3, 119–131.

Xu, J., Long J.S. (2005). "Using the Delta Method to construct Confidence Intervals for predicted probabilities, rates, and discrete changes " , Lecture notes, Indiana University, August 22, 2005.

극저온 유체의 Filling Ratio에 따른 BOR추정에 관한 CFD 시뮬레이션

최재영 · 전규목 · 박종천(부산대학교)

LNG(Liquefied Natural Gas)는 액체 형태의 천연 가스로 기체일 때보다 약 600배의 부피가 줄어들어 선박을 통한 운송을 용이하게 합니다. 하지만 액체 상태의 천연가스는 끓는 온도가 -163℃로 매우 낮은 극저온의 유체입니다. 따라서 이를 탱크에 실어 운반하게 되면 탱크에 단열재가 있다고 하더라도 외부에서 유입되는 열로 인해 상당한 양의 LNG가 증발할 것으로 예상됩니다. 이러한 극저온 유체가 증발하여 생기는 기체를 BOG(Boil Off Gas)라고 하고 BOG가 생기는 비율을 BOR(Boil Off Rate)로 정의할 수 있습니다. 이러한 BOR을 추정하는 것은 LNG를 운반하는데 매우 중요합니다. BOR은 운송기간 동안에 생기는 LNG의 손실량을 추정할 수 있을 뿐만 아니라 발생한 BOG의 연료 사용 및 재액화 등 재사용 방법을 추정할 수 있기 때문입니다.

본 연구에서는 극저온 유체중 하나인 액화 질소가 담긴 C-Type 탱크의 Filling Ratio에 따른 BOR 추정을 CFD 시뮬레이션을 통해 수행하고 실험과 비교하였습니다. 시뮬레이션은 상용 소프트웨어인 STAR-CCM+11.06을 사용하였고 총 3가지의 케이스로 나누어 수행하였습니다. 첫 번째로 유체를 고려하지 않고 내벽에 실험에서 주어진 온도 조건을 바로 입력하여 수행하였습니다. 두 번째는 기체와 액체를 각각 강체로 가정하여 수행하였습니다. 마지막으로 유체를 자유표면을 고려한 VOF(Volume of Fluid)를 사용하여 수행하여 각각의 케이스에 대하여 BOR을 추정하고 실험 논문과 비교하였습니다.

해양구조물의 갑판 침수 시 충격 압력에 대한 통계적 예측 기법에 대한 연구

남현승* · 임동현* · 김용환*
*서울대학교 조선해양공학과

Stochastic Approach on the Prediction of Deck Slamming Impact Pressure for Offshore Structures

Hyun-Seung Nam*, Dong-Hyun Lim* and Yonghwan Kim*

**Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Seoul National University. Seoul, Korea*

KEY WORDS: Stochastic approach 통계기법, Joint probability density function 결합확률밀도함수, Relative wave elevation 상대파고, Relative wave velocity 상대속력, Two-term Volterra series 2차 볼테라 시리즈, Hermite moment method 에르미트 모멘트 방법

ABSTRACT: *Deck slamming phenomenon, which can cause large impact on the structure, is one of important considerations in the design of the offshore platform. However, the analytical estimation of deck-slamming impact pressure is very difficult due to the nonlinearity of motion and wave elevation. In this paper, a stochastic approach to predict the deck-slamming occurrence is proposed. The joint probability density function of nonlinear relative wave elevation and velocity is formulated and, based on Hermite moment method, the probability distribution of relative wave velocity is derived. Using these results, deck slamming impact pressure distribution is estimated. A TLP model is selected to apply the presented method, and the effect of the 2nd-order component of relative wave elevation for deck slamming impact pressure is investigated.*

1. 서 론

해저 유전 개발을 위해 해양구조물이 보다 깊고 가혹한 환경에서 운용됨에 따라, 자유수면이 갑판 하부를 쳐 구조물에 강한 충격을 가하는 갑판 침수 현상에 대한 연구가 많이 이루어지고 있다. 이러한 갑판 침수 현상의 해석을 위해서는 구조물의 운동과 절대파고를 고려한, 상대파고에 대한 이해가 필요하다. 그러나 기둥 주변의 파고의 경우 2차 성분이 전체 성분의 30% 이상을 차지하고 있다는 것이 알려져 있으며 (Kriebel, 1992), 해양구조물 운동의 2차 성분 또한 해석에 같이 고려되어야 한다. 이러한 비선형성으로 인해 주로 모형 시험이나 전산유체역학을 이용하여 갑판 침수 시 충격 압력을 예측하나, 시간 및 비용의 문제로 통계적 기법을 사용하여 효율적으로 갑판 침수 현상을 분석하고자 하는 연구들이 있어 왔다.

먼저 통계적 방법을 이용해 상대파고의 크기를 예측한 연구로서, Sweetman (2004)등은 2차 성분까지 포함한 상대파고에 대하여 Hermite-moment 방법을 적용해 해양구조물의 갑판과 상대파고 사이의 Air-gap 예측에 관해 연구한 바 있다. 그러나 갑판 침수 시 충격 압력에 관한 연구는 진행 되지 않아 갑판 침수 현상을 제대로 해석하지 못하였다는 한계점이 있다. 이와 관련해, 상대파고에 의한 충격 압력을 통계적으로 분석한 논문으로서, Ochi and Motter (1973)는 선박에 대해 선형파 이론을 기반으로 하여 해석 위치의 갑판 높이와 상대속력에 대한 결합확률밀도함수를 이용해 슬래밍 시 충격 압력을 계산하였다. 그러나 앞서 언급하였듯이 갑판 침수 현상은 비선형성이 포함된 현상이기 때문에 이에 한계점이 있다.

따라서 본 연구에서는 비선형 상대파고를 고려하여 해양구조물의 갑판 침수 시 충격 압력을 산정할 수 있는 통계적 예측 기법을 제시하였다. 비정규분포를 따르는 상대파고를 표현하기 위해 포텐셜 이론을 기반으로 상대파고를 2차의 볼테라 시리즈로 이상화 하여, 특성치 문제로부터 통계적 모멘트들을 계산하고, Hermite-moment 방법을 적용하였다. 또한 상대파고와 상대속력의 결합확률밀도함수를 유도하여 비선형 상대파고를 고려한 갑판 침수 시 충격 압력 분포를 계산하였다. 이 기법을 TLP(Tension Leg Platform)에 적용하여 상대파고의 2차 성분이 충격 압력 분포에 미치는 영향에 대해 연구하였다.

2. 배경 이론

플랫폼 아래의 점 (x,y)에서 구조물의 운동 및 절대파고를 고려한 상대파고 η_R은 구조물의 운동이 작다는 가정 하에 다음과 같이 표현된다.

$$\eta_R = \eta - \xi_3 + x\xi_5 - y\xi_4 \tag{1}$$

식 (1)에서의 η는 절대파고를 의미하며 ξ_j는 구조물 운동의 j성분을 의미한다. 식 (1)로 표현된 상대파고는 1차 및 2차 주파수 영역 응답함수를 이용하여 다음과 같이 2차 볼테라 시리즈로 나타 낼 수 있다.

$$\eta_R(t) = Re[\sum_{j=1}^{\infty} A_j H_R^{(1)}(\omega_j) e^{i\omega_j t}] + Re\left[\sum_{j=1}^{\infty}\sum_{k=1}^{\infty} A_j A_k H_R^{(2)}(\omega_j,\omega_k) e^{i(\omega_j+\omega_k)t}\right] + Re\left[\sum_{j=1}^{\infty}\sum_{k=1}^{\infty} A_j A_k^* H_R^{(2)}(\omega_j,-\omega_k) e^{i(\omega_j-\omega_k)t}\right] \quad (2)$$

$$H_R^{(i)} = H_W^{(i)} - H_{M,3}^{(i)} + x H_{M,5}^{(i)} - y H_{M,4}^{(i)} \quad (3)$$

식 (2)에서의 A_j는 이산화 된 주파수 성분 ω_j에 대한 복소수 진폭을 나타내며 $H_R^{(i)}$는 상대파고의 i차 주파수 영역 응답함수, $H_W^{(i)}$는 절대파고에 대한 i차 응답함수, $H_{M,j}^{(i)}$는 해양구조물 운동의 j번째 성분의 i차 응답함수를 나타낸다.

식 (2)로부터 Kac and Siegert(1947)는 2차 주파수영역 응답함수로 계산되는 Hermitian Kernel을 통해 고유치 (Eigenvalue) 문제를 정의하였다.

$$\int_{-\infty}^{\infty} K(\omega_1,\omega_2)\psi_j(\omega_2)d\omega_2 = \lambda_j\psi_j(\omega_1) \quad (4)$$

$$K(\omega_1,-\omega_2) = \begin{cases} \sqrt{S(|\omega_1|)S(|\omega_2|)}\, H_R^{(2)}(\omega_1,\omega_2), & \omega_1\omega_2 \geq 0 \\ 0, & \omega_1\omega_2 < 0 \end{cases} \quad (5)$$

식 (5)의 $S(\omega)$는 입사파의 파워 스펙트럼을 나타내며 $K(\omega_1,\omega_2)$는 Hermitian Kernal을 의미한다. 위 식으로부터 구해진 고유치 λ_j와 고유함수 ψ_j를 이용하여 모멘트 생성 함수를 다음과 같이 구할 수 있다(Naess, 1986).

$$M(\theta) = \frac{1}{\prod_{j=1}^{\infty}(1-2\lambda_j\theta)^{1/2}} e^{\sum_{j=1}^{\infty}\frac{c_j^2\theta^2}{2(1-2\lambda_j\theta)}} \quad (6)$$

$$c_j = \left| \int_{-\infty}^{\infty} H_1(\omega)\sqrt{S(\omega)}\,\psi_j^*(\omega)d\omega \right| \quad (7)$$

모멘트 생성함수로부터 N개의 주파수로 이산화 된 상대파고 확률모델의 평균, 분산, 왜도, 첨도가 아래와 같이 계산된다.

$$m_\eta = \sum_{j=1}^{N}\lambda_j,\ \sigma_\eta^2 = \sum_{j=1}^{N}(c_j^2+2\lambda_j^2), \quad \alpha_3 = \sum_{j=1}^{N}\left(\frac{6c_j^2\lambda_j+8\lambda_j^3}{\sigma^3}\right),\ \alpha_4 = 3+\sum_{j=1}^{N}\frac{48(c_j^2\lambda_j^2+8\lambda_j^4)}{\sigma^4} \quad (8)$$

위로부터 계산된 상대파고에 대한 통계학적 모멘트들을 이용하여 비정규분포를 따르는 상대파고 η_R을 표준정규분포 변수 u로 바꾸는 사상함수를 정의할 수 있다 (Winterstein, 1988).

$$\eta_R = g(u) = m_\eta + \kappa\sigma_\eta\left[u + \sum_{n=3}^{4}\widehat{h_n} He_{n-1}(u)\right] \quad (9)$$

식 (9)에서 He_n는 n차 Hermite polynomial을 의미한다. 위 사상함수에서의 미정계수인 $\kappa,\widehat{h_3},\widehat{h_4}$는 상대파고의 분산, 왜도, 첨도를 통하여 구할 수 있으며 자세한 내용은 Winterstein et al. (1994)를 참고 할 수 있다. 식 (9)로부터 상대파고의 상대속력 $\dot{\eta_R}$은 다음과 같이 표현 될 수 있다.

$$\dot{\eta_R} = \frac{dg(u)}{dt} = \kappa\sigma_\eta\left[1+\sum_{n=3}^{4}(n-1)\widehat{h_n} He_{n-2}(u)\right]\dot{u} \quad (10)$$

위 식에서 표준정규분포변수 u의 시간미분 항 $\dot{u}$은 정규분포를 따르며 u와 통계학적으로 독립임이 알려져 있다. 따라서 u와 $\dot{u}$의 결합확률밀도함수는 식 (11)으로 표현된다. 식 (11)에서 $\sigma_{\dot{u}}$는 $\dot{u}$의 표준편차를 의미하며, u의 스펙트럼의 2차 면적 모멘트를 이용하여 식 (12)와 같이 계산된다. u의 스펙트럼의 2차 면적 모멘트 $m_{u,2}$은 u의 스펙트럼과 상대파고의 스펙트럼과의 관계 (Winterstein, 1988)로부터 해석적으로 구할 수 있으며, 자세한 내용은 Lim and Kim(2017)을 참고 할 수 있다.

$$P_1(u,\dot{u}) = \frac{1}{2\pi\sigma_{\dot{u}}} e^{-\frac{1}{2}\left(u^2+\frac{\dot{u}^2}{\sigma_{\dot{u}}^2}\right)} \quad (11)$$

$$\sigma_{\dot{u}}^2 = \int_0^{\infty} S_{\dot{u}}(\omega)d\omega = \int_0^{\infty}\omega^2 S_u(\omega)d\omega = m_{u,2} \quad (12)$$

최종적으로 u와 $\dot{u}$의 결합확률밀도함수로부터의 역변환을 통해 상대파고 η_R과 상대속력 $\dot{\eta_R}$의 결합확률밀도함수를 다음과 같이 유도할 수 있다.

$$P_2(\eta_R,\dot{\eta_R}) = P_1(u,\dot{u})\left|\frac{\partial(u,\dot{u})}{\partial(\eta_R,\dot{\eta_R})}\right| = \left[\frac{1}{g'(g^{-1}(\eta_R))}\right]^2 P_1\left(g^{-1}(\eta_R), \frac{1}{g'(g^{-1}(\eta_R))}\dot{\eta_R}\right) \quad (13)$$

갑판 침수가 일어날 때는 상대파고 η_R이 정수 중 갑판 높이 d에 해당하는 값을 가질 때 이다. 식 (13)로부터 갑판 상향통과 시 상대파고의 상대속력 분포를 다음과 같이 유도할 수 있다.

$$P(\dot{\eta_R}|\eta_R = d) = \frac{[g'(g^{-1}(d))]^2}{\sigma_{\dot{u}}^2}\dot{\eta_R} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{[g'(g^{-1}(d))]\dot{\eta_R}}{\sigma_{\dot{u}}}\right)^2} \qquad \dot{\eta_R} > 0 \quad (14)$$

갑판 침수 시 충격 압력 p_s의 확률 분포 산정은 Ochi and Motter (1973)가 제안한 상대속력과 충격 압력에 대한 식 (15)를 기반으로 식 (16)과 같이 계산 할 수 있다.

$$p_s = \frac{1}{2}\rho k \dot{\eta}_R^{\,2} \tag{15}$$

$$P(p_s \mid \eta_R = d) = \frac{\left[g'(g^{-1}(d))\right]^2}{\rho k \sigma_u^2} e^{-\frac{\left[g'(g^{-1}(d))\right]^2}{\rho k \sigma_u^2} p_s} \tag{16}$$

식 (15)에서 k는 슬래밍 계수(Slamming coefficient)로서 본 연구에서는 평판에 대하여 가장 대중적으로 사용되는 값 π를 사용하였다.

3. 해석 모델

본 연구에서는 TLP를 대상으로 하여 위에서 제시된 통계적 방법을 검증하고 시험해 보았다. Fig. 1은 해석에 사용된 TLP 모델의 형상과 본 연구의 확률모델을 적용한 두 개의 점을 보여주고 있으며, Table 1에 구조물 관련 주요 제원이 정리되어 있다. TLP의 설치 수심은 1830m이다.

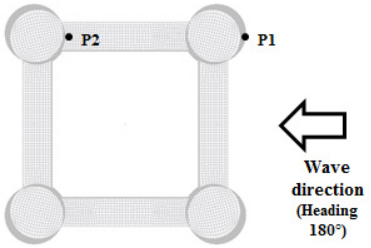


Fig. 1 Platform geometry of TLP and offset points for the computation of relative wave elevation

Table 1 Principal dimension of TLP

Quantity	Value	Unit
Column diameter	19.52	m
Pontoon length	41.48	m
Draft	31.42	m
Deck clearance	30.00	m
Displacement	35290	ton
Total length of tendons	1800	m

Fig. 1에서 표시한 두 점에서의 주파수영역 전달함수는 DNV-GL에서 개발된 WADAM을 통해, 선수파 조건에서 계산되었다. 분석에 사용된 환경조건으로는 유의파고 13m, 피크주기 14s를 선정하였다. 파랑 스펙트럼으로는 JONSWAP 스펙트럼이 사용되었으며 Gamma 계수의 값은 3.3을 적용하였다.

4. 결 과

본 연구에서 제시된 확률 모델을 적용시키기에 앞서, 상대파고의 2차 성분이 상대속력의 분포에 미치는 영향에 대한 분석이 진행되었다. Fig. 2는 점 P2에서, 볼테라 시리즈를 통해 계산된 상대파고의 2차 성분의 유무에 따른 상대속력의 누적분포를 보여주고 있다. 총 1000시간의 시계열을 통해 일정 상대파고 이상에 해당하는 조건부 상대속력의 분포를 비교하였다.

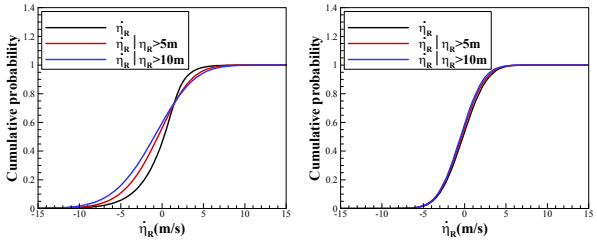


Fig. 2 Cumulative probability distribution of $\dot{\eta}_R$ for η_R with (left) and without (right) 2nd-order components on P2

선형 성분만을 고려한 상대파고의 경우, 상대파고의 크기에 관계없이 거의 동일한 상대속력의 분포를 나타내는 것을 볼 수 있다. 허나 2차 성분까지 고려한 비선형 상대파고의 상대속력 분포는 상대파고에 크기에 영향을 받음을 알 수 있다. 이는 곧 비선형 성분이 포함될 경우 상대파고와 상대속력은 통계학적으로 독립이 아니기 때문에, 상대파고의 2차 성분이 침수 시 충격 압력 확률분포에 영향을 미칠 수 있음을 의미한다.

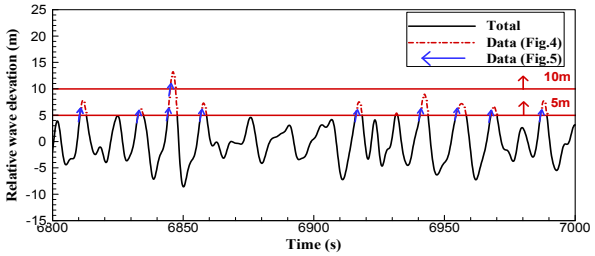


Fig. 3 Explanation of analysis data for relative wave velocity distribution

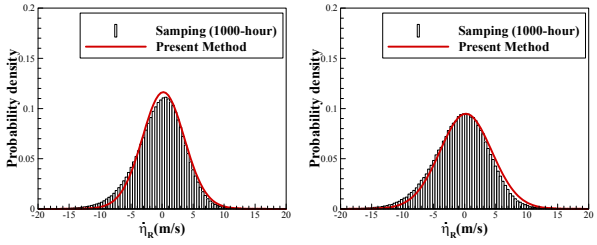


Fig. 4 Conditional probability distribution of $\dot{\eta}_R$ for η_R over 5m (left) and 10m (right) on P2

Table 2 Statistical moment for distribution of $\dot{\eta}_R$

Quantity	Sampling		Present method	
	$\eta_R > 5m$	$\eta_R > 10m$	$\eta_R > 5m$	$\eta_R > 10m$
Mean	-0.29	-0.52	0.00	0.00
Standard Deviation	3.72	4.33	3.50	4.26
Skewness	-0.40	-0.29	0.00	0.00
Kurtosis	3.61	3.30	3.23	3.14

다음으로 본 연구에서 제시된 결합확률분포를 통한, 상대속력 분포에 대한 검증이 진행되었다. Fig. 3는 결과의 보다 쉬운 이해를 위해, 상대속력 분포 검증에 사용된 데이터들을 보여주고 있다. Fig. 4는 점 P2에서 상대파고가 5m, 10m 이상일 때의

조건부 상대속력을 샘플링 결과와 비교하고 있으며, Table 2에 분포의 모멘트가 정리되어 있다. 본 연구의 확률모델은 상대파고의 크기에 따른 상대속력 분포의 경향성을 잘 따라가고 있는 것을 확인 할 수 있었다. 다만 샘플링 결과의 모멘트 값을 정확히 표현하지는 못했는데, 이는 본 연구의 확률기법이 비선형 상대파고를 통해 상대속력을 계산하였기 때문으로 생각된다. 그럼에도 불구하고 제시된 확률모델이 상대파고의 크기에 따른 분산의 변화를 잘 표현하고 있으며, 첨도와 왜도 또한 상대파고가 높아질수록 예측된 분포의 모멘트 값에 수렴하기에 현재 방법을 이용한 상대속력 분포의 예측이 어느 정도 가능함을 보여준다. 다만 평균의 경우 더 높은 상대파고에 대해 오차가 커지는 경향을 보여 이에 한계점은 존재한다.

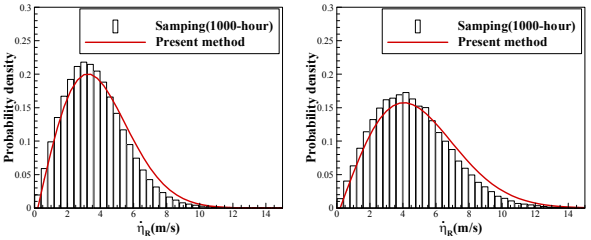


Fig. 5 Conditional probability distribution of $\dot{\eta}_R$ for η_R at 5m (left) and 10m (right) on P2

Fig. 5는 일정 상대파고에서 상향통과 할 때의 상대속력 분포를 샘플링 결과와 비교하고 있다. 위에서 언급한 바와 같이, 본 연구의 확률모델이 상대파고의 크기에 따른 상대속력 분포의 경향성을 잘 따라가는 것을 확인 할 수 있었다. 그러나 결합확률밀도함수의 평균의 문제로 인해 본 연구의 확률모델이 상향 통과 시 조금 더 큰 상대속력의 분포를 예측하고 있으므로, 본 연구에서부터 계산된 충격 압력 분포의 그래프는 실제보다 조금 더 큰 분포를 제시해줄 수 있음에 유의해야 한다.

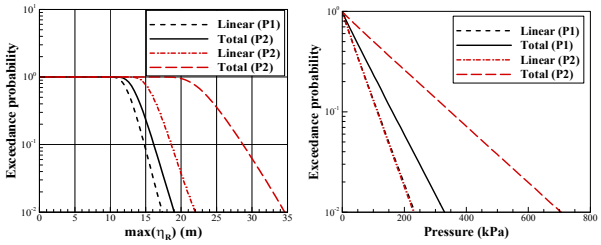


Fig. 6 Exceedance probability distribution of maximum relative wave elevation in 3 hours (left) and deck slamming pressure distribution (right)

최종적으로 제시된 확률 모델을 이용해 계산한 갑판 침수 시 충격압력의 그래프는 Fig. 6의 오른쪽과 같다. 점 P1, P2 모두에 대해, 상대파고의 2차 성분까지 고려한 경우가 선형 성분만 고려한 경우에 비해 큰 갑판 침수 시 충격 압력 분포를 예측한다. 이는 상대파고의 2차 성분이 침수 시 상대속력을 증가시켜, 충격 압력을 증가시킴을 의미한다. 점 P1과 P2를 비교해 보면, 선형성분만 고려할 경우 점 P2에서 충격 시 예상 압력은 P1과 거의 비슷하나, 2차 성분이 포함 될 경우 상대파고의 2차 성분의 크기가 큰 P2에서(남현승 등, 2017) 더 큰 충격 압력 분포를 예측하고 있다. 따라서 다시 한 번 갑판 침수 시 충격 압력 예측에 있어 2차 성분의 중요성을 시사해준다.

5. 결 론

본 연구에서는 비선형 상대파고를 고려한 해양구조물의 갑판 침수 시 충격 압력을 통계적 기법을 이용하여 보다 효율적으로 예측할 수 있는 방법을 제시하였다. 본 연구를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 2차 성분을 고려한 상대파고의 상대속력의 분포는 상대파고와 통계학적으로 독립이 아니므로, 실제 갑판 침수 시 충격압력을 계산 할 때에 이에 대한 고려가 필요하다.

(2) 본 연구에서 제시한 통계 모델은 상대파고의 크기에 따른 상대속력 분포의 경향성을 잘 따라감을 확인하였으며, 다만 샘플링 결과의 평균을 표현함에 있어 한계점을 보였다.

(3) 상대파고의 2차 성분이 침수 시 상대속력을 증가시켜 더 큰 충격압력을 나타내는 것을 확인 할 수 있었으며, 상대파고의 2차 성분이 큰 점 P2에서 더 큰 충격 압력 분포를 나타내었다.

후 기

본 연구는 과학기술정보통신부에서 지원하고 한국연구재단에서 시행하는 국제협력사업(2016K2A9A1A06929705)의 일환으로 수행되었습니다.

참 고 문 헌

남현승, 임동현, 김용환 (2017). “해양구조물의 갑판 침수 발현의 통계적 예측 기법에 대한 연구”, 2017 한국해양공학회 추계학술대회, 거제, 한국.

Kac, M. and Siegert, A.J.F (1947). “An explicit representation of a stationary Gaussian process”, Annals of Mathematical Statistics, Vol 18, pp438-442.

Kriebel, D.L. (1992). “Nonlinear Wave Interaction with a Vertical Circular Cylinder. Part Ⅱ : Wave Run-up”, J. Ocean Engng., Vol 19(1), pp 75-99.

Lim, D.H. and Kim, Y. (2017). “A Comparative Study of Probabilistic Models for Second-Order Hydrodynamic Responses of Offshore Platforms”, The 32nd International Workshop on Water Waves and Floating Bodies, Dalian, China.

Naess, A. (1986). “The statistical distribution of second-order slowly-varying forces and motions”, Appl. Ocean Res., Vol 8(2), pp 110-118.

Ochi, M.K. and Motter, L.E. (1973). “Prediction of slamming characteristics and hull responses for ship design. Trans. SNAME, 81, pp 144-176.

Sweetman, B. (2004). “Practical Airgap Prediction for Offshore Structures”, J. Offshore Mech. Arct. Eng., Vol 126(2), pp147-155.

Winterstein, S.R. (1988). “Nonlinear Vibration Models for Extremes and Fatigue”, J. Eng. Mech., Vol 114(10), pp 1772-1790.

Winterstein, S.R., Ude, T.C. and Kleiven,G. (1994). “Springing and slow-drift responses: predicted extremes and fatigue vs. simulation”, Proc. BOSS-94, Cambridge, July, 1994.

해양구조물의 플레어 각도에 따른 Green water 현상의 압력특성에 관한 연구

이강남* · 정광효* · 서성부**
*부산대학교 조선해양공학과
**동의대학교 조선해양공학과

Experimental Study on Characteristics of Pressure distributions due to Green Water with Various Flare Angle

Gang Nam Lee*, Kwang Hyo Jung* and Sung Bu Suh**

*Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Pusan National University, Busan, Republic of Korea
**Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Dong-Eui University, Busan, Republic of Korea

KEY WORDS: Green water 청수 현상, Flare angle 플레어 각도, FPSO 부유식 원유생산저장하역설비, Impact pressure 충격압력, Pressure oscillation 압력진동

ABSTRACT: *In this study, a series of experiments are conducted to investigate the characteristics of pressure distributions due to green water on a fixed rectangular structure with various flare angles. The experiments are performed in 2-D wave flume using a simplified model of BW Pioneer FPSO (Floating production storage and off-loading) operating in the Gulf of Mexico and its 100-year return period wave conditions that are sclaed down by the ratio of 1:125. The pressure distributions due to green water phenomena are obtained along the surface of the rectangular structure using piezo-resistive type pressure sensors. In present paper, a method for determination of the order of low-pass filter is suggested to remove the background noise in pressure signal. The impulsiveness of pressures is also studied for the impact pressures occurred from green water phenomena and natural frequencies in pressure oscillations due to air cavity are investigated and compared with analytical solutions.*

1. 서 론

거친 해양환경에서 운영되는 선박 및 해양구조물은 파도가 갑판위로 넘어오는 현상인 Green water에 의해 큰 충격하중을 받을 수 있으며, 이에 의해 선체 및 갑판 위 장비들에 큰 피해를 입을 수 있다.

본 연구에서는, 2차원 조파수조에서 다양한 플레어 각도를 가진 해양구조물에 발생하는 Green water 현상을 실험적으로 구현하고, Green water에 의해 구조물 표면에 작용하는 압력을 계측하였다. 또한, Green water에 의해 발생되는 기포에 의한 압력진동에 대한 분석을 수행하였다.

2. 극한조건의 상사

본 연구에 사용된 구조물은 Gulf of Mexico에서 운영 중인 BW Pioneer FPSO를 1:125의 상사비로 그 크기를 결정하였으며, 파랑조건 역시 Gulf of Mexico의 100년 재현주기를 가지는 유의파고(Significant wave height) 및 파정 주기 (Peak period)를 같은 비로 상사하여 결정하였다 (Table 1,2).

Table 1 Principle dimensions for FPSO and model

	BW Pioneer	Model
Length (m)	241	N/A
Breadth (m)	42	0.336
Depth (m)	20.4	0.163
Freeboard (m)	6.5	0.052
Draft (m)	13.9	0.111

Table 2 Wave conditions of Gulf of Mexico and the model test

	West central of GOM	Model test
Wave height (m)	12.5 ($H_{1/3}$)	0.100 ($H_{1/3}$) 0.127 ($H_{1/10}$) 0.166 ($H_{1/100}$)
Peak period (s)	13	1.16

Green water에 의해 구조물 표면에 작용하는 압력을 계측하기 위해 동압과 정압을 동시에 계측 가능한 Kistler사의 Piezo-resistive type 4043A2 센서를 사용하였으며, 구조물의 벽

면에 3지점 및 갑판의 2지점에서 압력을 계측하였다 (Fig. 1).

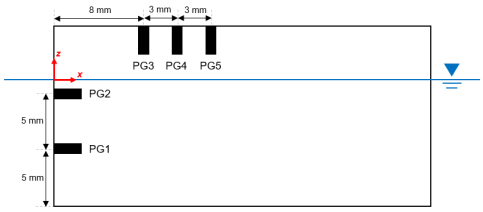


Fig. 1 Schematic view of pressure sensors on experimental model

3. 실험 결과

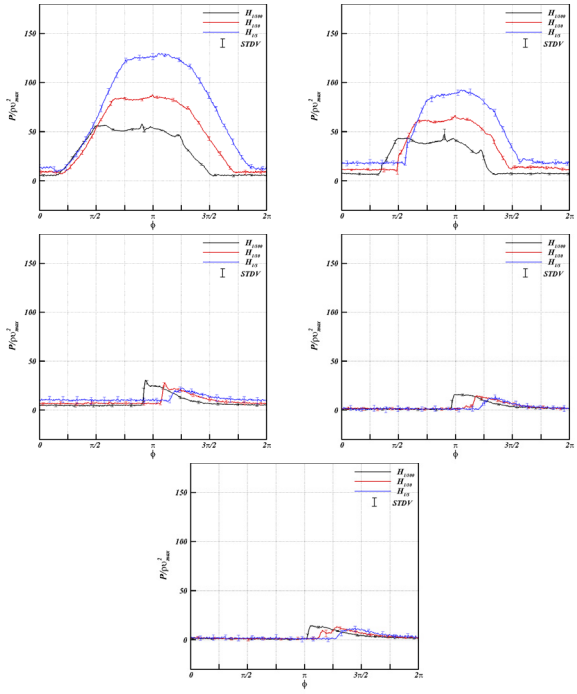


Fig. 2 Pressure time series with flare angle of 45°

Fig. 2는 플레어 각도가 45°일 때 Green water 현상에 의해 발생하는 압력을 시간에 따라 보여주고 있다. 압력은 $\rho u^{2\max}$로 무차원화 하여 표시되었다. 플레어 각도가 90°일 때와 달리, 구조물 벽면(P1, P2)에서 충격압력이 발생하지 않은 것으로 보이며, 자유수면의 상승에 따른 정수압의 증가가 지배적인 것으로 보인다. 또한, 90°에서 발생한 압력진동 역시 계측되지 않았음을 알 수 있다. 갑판 위에서 계측된 압력(P3, P4, P5)은 플레어 각도가 90°일 때와 같이 비슷한 최댓값을 보이며, 입사파의 수평방향 최대속도에 선형적인 관계를 가진다는 것을 알 수 있다.

Green water 현상의 발생과정 중 구조물의 벽면에서는 air pocket이 발달하게 되며, 이 air pocket은 압축 및 인장을 반복하며 진동하게 된다. 본 연구에서 구현한 Green water 현상에서는 플레어 각도 90° 및 75°와 입사파고 $H_{1/100}$ 및 $H_{1/10}$일 때 air pocket에 의한 진동이 계측되었으며, 그 고유진동수는 Topliss et al.(1992) 과 Abrahamsen and Faltinsen(2012)이 제안한 고유진동수 이론식과 비교하여 Fig. 3에 나타내었다. Topliss et al.(1992)에서 제안한 방법이 Abrahamsen and Faltinsen(2012)이 제안한 방법에 비해 air pocket의 고유진동수를 더 잘 예측하고 있는 것을 알 수 있으며, 실험결과와의 차이는 제안된 식의 3차원 효과 및 air pocket의 정확한 형상에 대한 고려가 불가능함에 기인하는 것으로 판단된다.

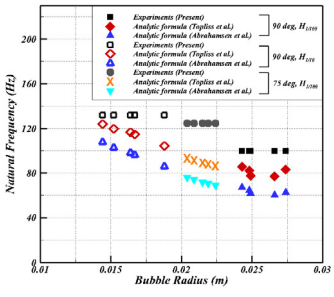


Fig. 3 Comparison in natural frequency of air pocket between experimental results and theoretical results

4. 결 론

본 연구에서는 2차원 조파수조에서 다양한 플레어 각도를 가진 구조물에 발생하는 Green water 현상을 실험적으로 구현하였으며, 이에 의해 구조물 표면에 작용하는 압력을 계측 및 분석하였다.

플레어 각도가 작아지면서 구조물의 벽면에서 발생하던 충격압력이 사라지는 것을 확인할 수 있었으며, Green water 발생과정에서 생성되는 기포가 사라지면서 압력진동현상이 관측되지 않았다. 플레어 각도가 90° 및 75°일 때 발생한 압력진동현상은 air pocket의 진동으로 인한 것으로, 이의 고유진동수를 타 연구에서 제안한 이론적 방법과 비교하였고, 그 결과가 비슷함을 보였다.

후 기

This work was supported by the National Research Foundation of Korea (NRF) grant funded by the Korea government (MSIP) through GCRC-SOP(No. 2011-0030013).

참 고 문 헌

Abrahamsen, B., Faltinsen, O., 2012. The natural frequency of the pressure oscillations inside a water-wave entrapped air pocket on a rigid wall. Journal of Fluids and Structures 35, 200-212.

Topliss, M., Cooker, M., Peregrine, D., 1993. Pressure oscillations during wave impact on vertical walls, Coastal Engineering 1992, pp. 1639-1650.

선박형 해양구조물의 선수 사파에 기인한 측면 갑판침수현상에 대한 CFD 해석

황성철* · 남보우* · 홍사영* · 김경환* · 하윤진* · 조석규*
*선박해양플랜트연구소

CFD analysis of sidewall green water along a ship-shaped offshore structure in bow quartering waves

Sung-Chul Hwang*, Bo Woo Nam*, Sa Young Hong*, Kyung-Hwan Kim*, Yoon-Jin Ha* and Seok Kyu Cho*
Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering, Daejon, Korea

KEY WORDS: Sidewall Green water 측벽 갑판 침수, Ship-shaped offshore structure 선박형 해양구조물, Bow quatering wave 선수사파, Relative wave motion 상대파고

ABSTRACT: *In this study, a numerical simulation performed for a green water problem on ship-shaped offshore structure to exposed oblique waves. The results of a simulation compared with an experimental result to verify feasibility of CFD based numerical simulation method to apply on a analysis of motion of offshore structures. The relative waves along the side of offshore structure are compared with numerical simulation results in order to check the accuracy of the numerical method for the green water problems. By comparison steel photos of the experiment and snap shots of the numerical simulation, a physical procedure of sidewall green water are discussed.*

1. 서 론

해양구조물을 설계 시 갑판침수는 매우 중요한 고려 요소이다. 갑판침수는 선체운동과 선체에 작용하는 극한파랑의 상호작용에 의해서 발생하는 현상으로 상대파고가 건현보다 높아 갑판과 상부 구조물이 파랑에 노출되는 현상이다. 해양구조물의 갑판에 설치된 해양장비들이 갑판침수에 의해 발생된 충격하중에 의해 구조적 손상을 입을 수 있고 해상 작업자들의 안전에 치명적인 영향을 미칠 수 있다. 해양구조물의 해상조건을 고려한 설계단계에서 갑판 침수를 고려한 건현의 예측은 매우 중요하다.

실제 해양구조물의 설치 환경의 경우 바람, 조류 파랑에 대한 서로 동축 조건을 만족하는 경우는 거의 없으며, 일반적인 파랑에 유입각과 선수차가 15~30도의 선수 사파의 형태를 띈다 (Buchner, 1999). 선수 사파의 경우 선체 측면 벽과 상호작용을 통해서 강한 비선형성 특성을 가지고 있다.

국내의 경우 해양구조물 보다는 전진하는 상선에 대한 선수부에 발생하는 갑판침수 현상에 대한 실험과 수치해석을 이용한 다양한 연구가 (하윤진 등, 2012, 김용직 등, 2017)이루어 졌다. 김용직 등 (2017)은 선체 구조물 강도 설계의 조건을 산출하기 해상조건을 고려하여 해석 조건을 도출하고 2차 상류차분 기반의 Predictor-corrector 기반의 CFD기법을 적용하여 유동시뮬레이션을 수행하였다. 운항조건에 따른 국부 최대 압력산출을 통해 설계 하중 산출에 대한 검토를 진행하였다.

국외의 경우, Buchner (1999)는 선수사파에 따른 측면에 대한 갑판침수현상에 대하여 선형 3차원 파랑회절이론 기반으로 상대파고와 건현의 높이차를 이용하여 갑판침수 현상에 대한 예측을 수행하였다. 이러한 방법은 정수중 수면위 선박 형상에 대한 고려가 없으며, 파랑의 선형 중첩이론의 한계에 의한 파랑 상호작용에 의한 비선형성에 대한 영향을 고려할 수 없다는 한계점을 가지고 있다. 최근 대용량 연산기술의 발달로 인해, CFD기반의 유동해석 기법이 이러한 비선형성을 고려하기 위한 대안으로 부상하고 있다.

Ruggeri et al. (2015)은 규칙파 중 바지형 FPSO에 작용하는 선수파, 횡파 사파에 대한 갑판침수현상에 대하여 실험을 수행하고 이를 BEM기반의 포텐셜 해석 기법인 WAMIT을 이용한 수치해석 결과와 CFD기반의 수치해석 결과를 함께 비교하였다. 모형시험의 파랑장 정보와 선체 운동 정보를 적용하여 수치해석을 수행하였다. WAMIT과 CFD해석 결과 모두 상대적으로 높은 파경사를 갖는 입사파 조건에 대한 최대파고가 실험과 잘 일치하였고, 갑판침수 발생시 갑판위에서 계측한 최대파고의 CFD해석 결과가 실험보다 다소 과도하게 예측되는 경향을 보였다.

Silva et al. (2016)은 바지현 FPSO에 대하여 측면파와 사파에 대한 갑판침수 현상을 CFD를 이용하여 해석을 수행하였다. 불규칙파랑데이터를 기반으로 최대파고를 갖는 특정 시간 영역에 대하여 파랑 생성을 수행하고 모형시험에서 계측된 부유체의 거동을 적용하여 갑판침수 현상에 대하여 수치재현을 수행하고 구현된 현상을 분석하였다.

Table 1 Principal dimension of a ship-shaped FPSO

Item	Ship	Model
L_{PP}	306.7	6.134
B	58.8	1.176
d	16.0	0.320
FB	11.2	0.224

본 연구에서는 선박형 해양구조물을 이용하여 선수 사파에 대한 선체 운동에 대한 모형시험 및 수치해석을 수행하였다. 이때 선체 주변 상대파고 및 갑판침수의 파고를 계측한 결과를 상대비교 하고 이를 통해 갑판침수 현상에 대한 분석 및 검토를 수행하였다.

2. 모형실험조건

본 연구는 TESK-JIP의 일환으로 수행되었으며, 모형시험은 선박해양플랜트연구소 해양공학수조에서 Kim et al. (2018)에 의해 수행되었다. Tanker형태 FPSO (Floating Production Storage and Offloading)를 이용하여 실험을 수행하였다. Fig. 1은 실험에 사용된 모형선으로 해당 선박의 주요제원은 Table.1과 같다. 모형시험에 사용된 축적비는 1/50이다.

Fig. 2는 선체 주변에 설치된 상대파고계의 배치도를 나타낸다. 파랑중 선체 운동성능 검토를 위해 선수와 선미 2지점에 스프링을 이용하여 계류를 하였으며, 총 12개의 상대파고계가 설치되었으며, 5개는 선체 측면 외부에 설치되었으며, 7개는 갑판 위에 설치하여 갑판침수 발생시 파고를 계측할 수 있도록 하였다. 모형시험에 사용된 파랑의 파고는 20.16m, 주기 11.45초의 규칙파 조건을 적용하였으며, 선수 사파 조건을 위한 선수각은 150도이다.

3. 수치해석 조건

수치해석을 위해 URaNS(Unsteady Reynolds averaged Navier-Stokes) 기반 CFD해석 상용프로그램인 StarCCM+ 11.06 버전을 이용하여 해석을 수행하였다.

수치해석은 모형시험과 동일한 스케일로 수행되었다. Fig. 3은 계산영역을 표시한 것으로, 계산영역 크기는 길이 30m, 폭 30m, 높이 5.2m이며 이때 수심이 3.2m이다. 선체 운동을 구현하기 위해 Overset grid 방법을 적용하였으며, 선체 운동은 선체배수량과 관성정보를 이용한 6DoF(Degree of Freedom)를 적용하였다. Background와 Overset 영역간의 경계면 물리보간법은 선형보간법을 적용하였다. 자유표면 거동해석을 VOF(Volume of Fraction)법을 적용하였으며, 파랑생성은 EOM(Euler Overlay Method)를 적용하여 계산영역의 크기를 경제적으로 설정하였다. Overset 영역의 크기는 길이 13m, 폭 6m, 높이 1.4m로 Overset 영역의 중점에 선박의 CoG(Center of Gravity)를 배치하였다. Fig.3의 검은 선은 계산영역의 크기이며, 보라색 선은 파랑생성과 Overset 영역에 대한 격자 조밀

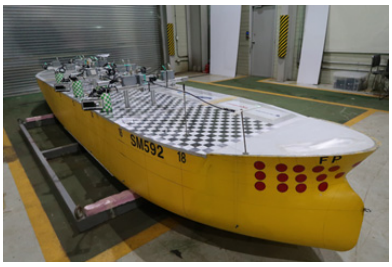


Fig. 1 Photo of a ship-shaped FPSO

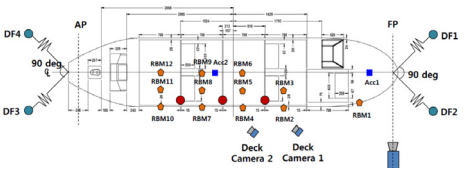


Fig. 2 Measurement locations of relative wave elevations in model test (Kim et al., 2018)

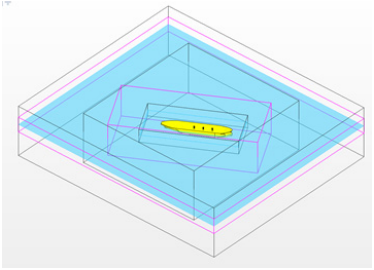


Fig. 3 Computational domain and grid refinement zones for fine grids.

도를 높게 설정한 영역으로 2차원 파랑 생성 조건을 통해서 도출하였으며, Background 영역의 경우 Δx는 1/40λ, Δy는 1/20λ, Δz 1/14H를 사용하였으며, Overset 영역에 대하여서는 Δx는 1/80λ, Δy는 1/80λ, Δz 1/14H을 적용하였다. 해석에 사용된 격자수는 Background 영역의 경우 약 250만개, Overset 영역에 100만개를 사용하였다. 시간적분은 2nd order Euler implicit 스킴을 적용하였으며, Δt는 0.001초를 적용하였다.

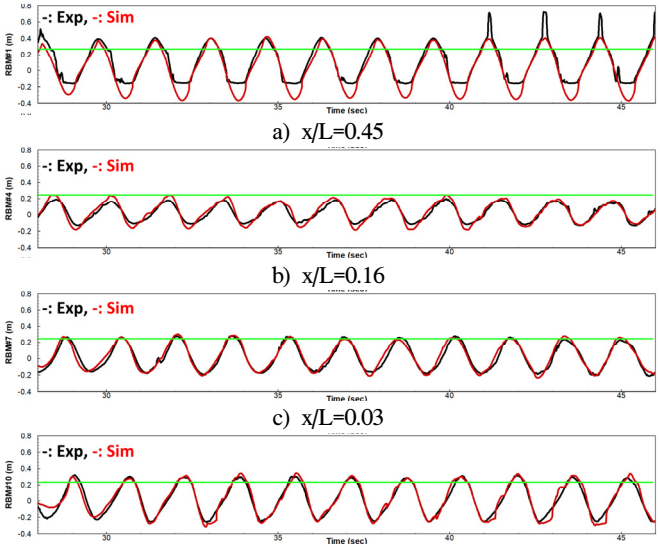
4. 실험과 수치해석 결과 비교

Fig. 4는 선체 측면에 설치된 파고의 시계열을 수치해석과 실험과 비교 하였다. 검은색 선은 실험 결과이고 붉은색 선은 CFD 해석 결과이다. 녹색 선은 건현으로 실스케일 11.2m이고 1/50 모형의 0.22m로 갑판침수 여부 확인을 위해서 표시하였다. Fig.4a는 파저부분에서 실험과 해석의 차이가 있는데 이것은 실험 시 설치된 상대파고계의 계측범위를 벗어나는 현상에 의해 계측되지 않아 발생한 오차이다. 상대파고의 오차율은 최소 약 3%~12%이지만 실제 파고의 오차는 0.02m 이하로 입사파의 파고 0.40m의 5%이하로 CFD기반의 수치해석을 통한 갑판침수 현상에 대한 평가의 타당성이 있어 보인다.

Table 2 Comparison of averaged positive amplitude of relative wave and error ratio between experiments and numerical simulation

x/L	Averaged positive amplitude(m) Experiments	Simulation	Error ratio (%)
0.45	0.40	0.41	1.97
0.29	0.27	0.24	10.69
0.16	0.21	0.19	12.10
0.03	0.26	0.25	1.85
-0.09	0.31	0.30	3.47

Fig. 5는 선체 길이에 따른 최대 상대파고를 실험과 수치해석 결과를 비교한 그래프이다. 선수에서 가장 높은 상대파고를 보이고 선체중앙 평행부가 시작하는 지점(x/L=0.25)를 기점으로 작아지는 상대파고가 선미로 갈수록 다시 커지는 경향을 보이고 있다. 파고의 경우 건현을 나누어 무차원화 하여 나타낸 것으로 1.0을 넘을 경우 갑판 침수가 발생하는 것으로 확인 할 수 있다. 실험과 수치해석 결과에 대하여 상대파고의 5주기 동안의 최대파고를 평균하여 모형시험 오차에 대하여 Table. 2에 나타내었다. 최대파고에 대한 오차가 약 2~12%에서 결과가 상대적으로 잘 일치함을 확인 할 수 있다.



a) x/L=0.45

b) x/L=0.16

c) x/L=0.03

d) x/L=-0.09

Fig. 4 Comparison of relative wave motion along the sidewall of FPSO between experiments and numerical simulation. (x/L=0 is midship section of FPSO)

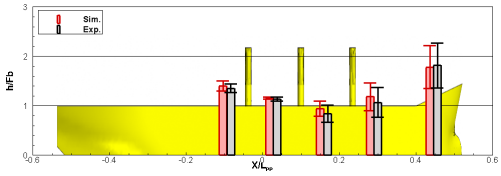
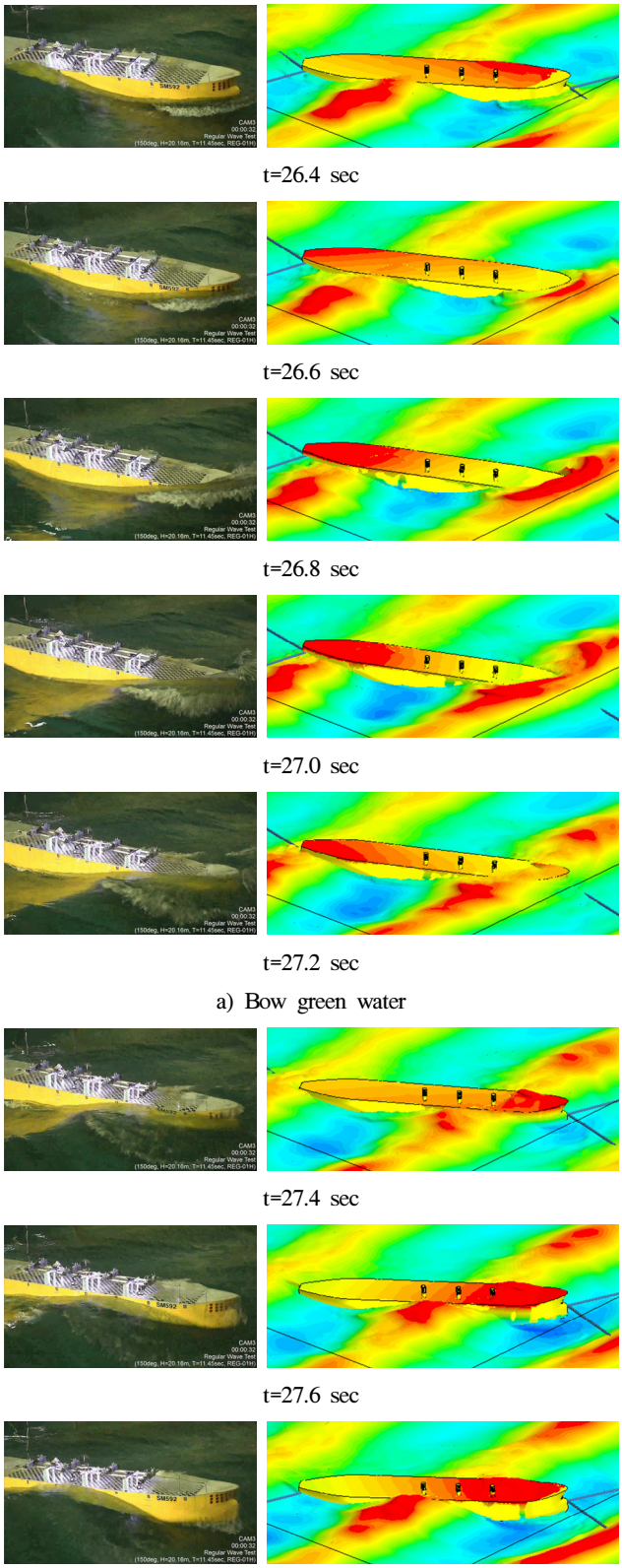


Fig. 5 Comparison of average positive amplitude between experiments and numerical simulation. (x/L=0 is midship section of FPSO)



t=26.4 sec

t=26.6 sec

t=26.8 sec

t=27.0 sec

t=27.2 sec

a) Bow green water

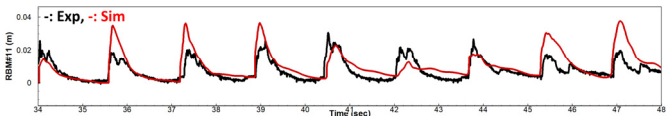
t=27.4 sec

t=27.6 sec

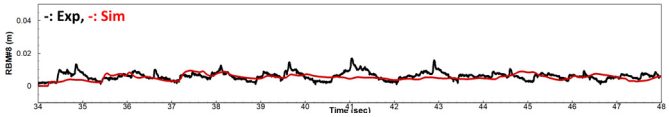
t=27.8 sec

b) Sidewall green water

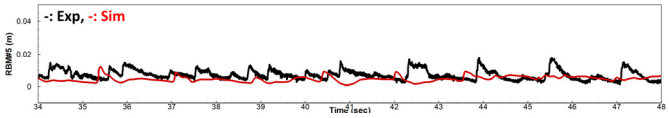
Fig. 6 Comparison snap photo at same time between experiments and simulation. (Left: Exp., Right: Sim.)



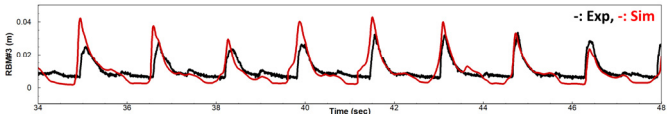
a) x/L=0.29



b) x/L=0.16



c) x/L=0.03



d) x/L=-0.09

Fig. 7 Comparison of wave height of green water on the deck of FPSO between experiments and numerical simulation. (x/L0=0 is midship section of FPSO)

Fig. 6은 동일한 시간에서 선체와 자유표면 및 유동장의 비교를 위해 이미지와 실험 결과를 비교해보았다. Fig. 6a와 같이, 입사파가 선수부에 유입되며 선수 트림이 발생하게 되고 이로 인해 갑판에 침수현상이 발생한다. 선수의 침수와 함께 선수부 형상으로 방사파가 발생하게 된다. 이로 인해 입사파의 마루와 방사파의 골이 중첩되어 선체중앙 평행부의 시작부분에서 상대파고가 다소 낮아지는 것을 확인 할 수 있다. Fig. 6b와 같이, 낮아진 파고가 선체 측면을 따라 선미로 갈수록 파고가 높아지며 갑판침수가 선미에서 크게 다시 발생하는 현상을 확인 할 수 있다.

Fig. 7은 갑판상부 측면에서 계측한 파고로 갑판침수의 파고를 시간에 따라 계측한 결과와 시뮬레이션의 결과 비교로 선수와 선미에서 상대적으로 높은 파고의 침수파가 발생하는 것을 확인 할 수 있으며 선체중앙부 인근에서는 다소 낮은 파고가 발생하는 것은 앞서 살펴본 파랑과 선체의 상호작용 뿐 아니라 선체에 유체 충격하중 계측을 위해 갑판에 설치한 원통형 구조물들에 의한 차폐효과로 살펴진다.

5. 결 론

본 연구는 선수사파 조건에서 FPSO의 갑판침수문제에 대한 CFD기반의 수치해석을 이용하여 갑판침수현상에 대한 수치구현 가능성을 모형시험 결과와 비교를 통해서 타당성 검토를 수행하였다. 선체 주변 상대파고의 시계열 모형 실험 데이터와 비교를 통해서 수치해석 기법의 정확도를 비교해 보았다. 대파고 규칙파랑에 대한 수치해석을 통한 갑판침수 현상에 대한 평가의 가능성이 있음을 확인 하였다 추후 불규칙 파랑중 해양구조물에 대한 타당성 검토와 갑판침수에 의한 유체 충격하중에 대한 평가에 CFD기반 수치해석 기법 적용 가능성에 대한 검토를 수행할 예정이다.

후 기

본 연구는 삼성중공업(주)의 지원으로 수행된 “SHI-KRISO 해양공학수조 활용 해양설계엔지니어링 공동연구(PIS8680)”와 해양수산부의 국가연구개발사업인 “심해공학수조 운용을 위한 연구인프라 구축 및 심해플랜트 Pre-FEED 원천핵심기술개발”(PMS3850)의 연구결과 중 일부임을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

김용직, 김인철, 신상묵 (2017) “고속선박의 선수부 상자형 구조물에 작용하는 Green Water 설계 충격하중의 산출”, 대한조선학회논문집, Vol54(1), pp.34-42.

하윤진, 이영길, 정광열 (2012) “규칙파 중 갑판침수 입수 충격하중 감소를 위한 선수형상 설계”, 한국해양공학회지, Vol 26(4), pp.15-22.

Buchner, B. (1999) “Green water from the side of a weathervaning FPSO” Proc. of OMAE99, Newfoundland, Canada, OMAE99/OFT-4022.

Kim, K.-H., Ha, Y.-J., Nam, B.W. Hong, S.Y. and Kim. H.J. (2018) “An Experimental Study on Bow Impact Loads of FPSO by Breaking Waves”, 8th International Conference on HYDROELASTICITY IN MARINE TECHNOLOGY, Seoul, Korea, pp 261-272.

Ruggeri, F., Watai, R.A., de Mello, P.C., Sampaio, C.M.P., Simos, A.N., Silva, D.F.C. (2015) ““Fundamental green water study for head, beam and quartering seas for a simplified FPSO geometry using mixed experimental and numerical approach“, Mar. Syst. Ocean Tehcnol., 10(20) pp. 71-90.

Silva, D., Experanca, P. and Coutinho, A. (2017) “Green water loads on FPSOs Exposed to veam and quartering seas, Part II: CFD simulations”, Ocean Engineering, 140, 434-452.

수직 실린더에 작용하는 극한파의 충격하중에 관한 CFD 시뮬레이션

박슬기 · 전규목 · 박종천(부산대학교)

CFD Simulation of Extream Wave Impact Loads on a Circular Cylinder

Seul-Ki Park · Gyu-Mok Jeon · Jong-Chun Park(Pusan National University)

The rogue waves, which are also known as big waves, freak waves, extreme waves, monster waves, focused waves, giant waves and abnormal waves etc., are unexpected and suddenly appearing in the sea, and can have a breaking force to destroy the structure even though modern structures are designed to tolerate a breaking wave. Therefore, it is necessary to investigate the physical characteristics of the rogue waves for safer design and re-assessment of offshore structures reflecting real sea environment effects.

In the present study, a series of focused waves resembling the rogue waves in the real sea are numerically reproduced using a CFD (Computational Fluid Dynamics) commercial S/W, Star-CCM+. These waves are generated by linearly superposing the waves with different frequencies to a target point at a specific time. To demonstrate the capability and accuracy of the CFD simulation, the simulation results of wave profiles near the focal point and the magnitude of impact load are compared with experiments conducted in the scaled wave flume at KRISO, Korea. Additionally, the impact load of fixed floating body interacting with the reproduced focused waves are simulated and the effect of focused waves in terms of wave steepness is discussed.

KEY WORDS: Focused waves, Extream wave, Impact loads Computational Fluid Dynamics (CFD)

Acknowledgements

This work was supported by the Industrial Strategic Technology Development Program (10076473, Development of Fundamental Technology for Evaluating Safety of Ship and Offshore Structure with Rogue Wave Effect) funded by the Ministry of Trade, Industry & Energy (MOTIE, Korea).

Experimental Study on Wave-in-deck Loading due to Irregular Waves

Tien Trung Duong, Gang Nam Lee and Kwang Hyo Jung

Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Pusan National University, Busan, Korea

KEY WORDS: Flow kinematics, Pressure distribution, Particle image velocimetry, Focused wave

ABSTRACT: *High force resulting from wave impact on decks under extreme ocean environment can increase safety risks of offshore structures and need to be considered in the structure design. Many theoretical methods were developed to compute wave forces on horizontal decks. However, they are unable to accurately predict wave-in-deck forces due to highly nonlinear effects. Therefore, it is important to experimentally investigate the interaction of irregular waves with a horizontal deck. In this study, a series of laboratory experiments was performed to measure the global forces and local pressure distributions under horizontal deck subjected to focused wave groups. Simultaneously, the velocity fields under the deck were also obtained by using Particle Image Velocimetry technique. The velocity profiles ware analyzed to investigate the effects of the deck on wave kinematics. The model was tested with different conditions including wave height, wave period and deck clearance to quantify their influences on global forces, local pressure distributions as well as flow kinematics.*

1. Introduction

In the design of offshore structures, a sufficient air gap between underside of the lowest deck and crest height is required to prevent wave loads on deck. However, the uncertainty of determination of extreme wave crests as well as sea-level raise can lead to the generation of wave forces under the deck.

In this study, the wave-in-deck loading phenomena caused by focused waves in two-dimensional wave flume were investigated with the application of PIV technique. The global forces, pressure distributions and the wave kinematics were analyzed to understand the loading phenomena.

2. Experiments

The experiments were conducted in the wave flume having a length of 32 m, a width of 0.6 m with a piston-type wave maker as shown in Fig. 1. The 0.4 m× 0.6 m×0.008 m model was scaled down from fixed jacket platform in the Gulf of Suez (Raheem, 2016).

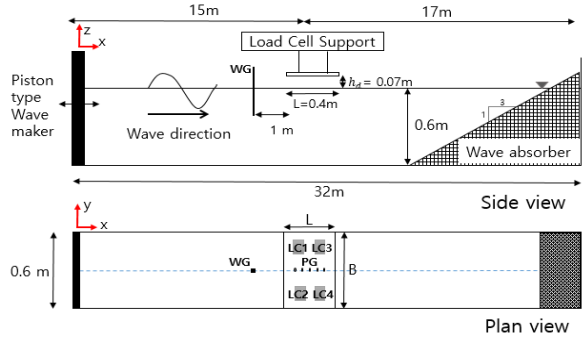


Fig. 1 Sketch of experimental setup

The vertical forces and pressure distributions were measured by using four load cells and five piezo-resistive pressure sensors, respectively. The velocity fields under the deck were obtained by using the PIV technique with the field of view was 0.44 m x 0.32 m. The PIV images were analyzed by using the adaptive correlation (Theunissen *et al.*, 2007) with 50% overlap.

The wave conditions used in the experiments were selected to model the conditions for the 100-year return period of Gulf of Suez. The center of the deck was chosen as the focal point. In addition, the wave elevation values were adjusted from the original values to examine the effects of wave characteristics on the loading phenomena. Fig. 2 shows the elevations of undisturbed waves measured at the center of the deck.

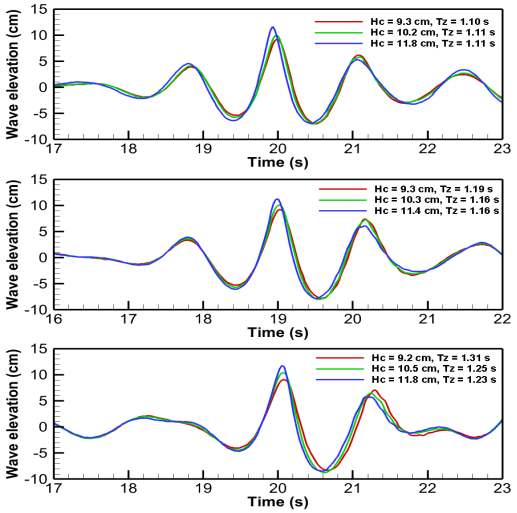


Fig. 2 Wave elevations at center of the deck

3. Experimental Results and Discussions

The measured pressures were integrated and compared with the forces obtained from load cells. Fig. 3 shows a good agreement between the pressure integration and the measured force. However, the pressure integration shows five different peaks correspond to five pressure peaks obtained by the pressure sensors.

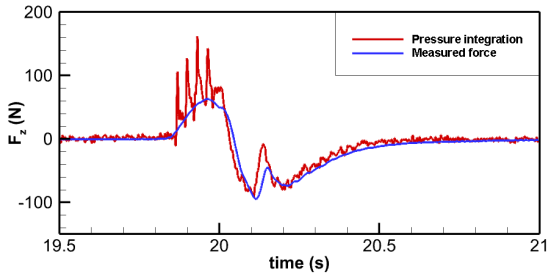
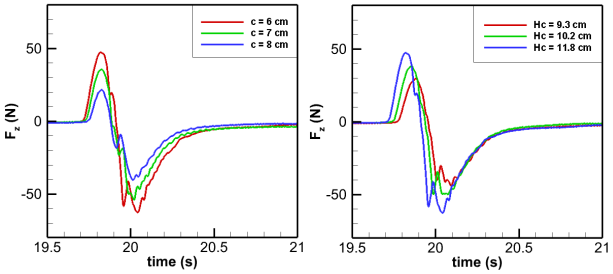


Fig. 3 Comparison between pressure integration and measured force ($Tz = 1.31$ s, $Hc = 9.2$ cm, $c = 6$ cm)

3.1 Vertical forces



(a) Changing c (b) Changing Hc

Fig. 4 Vertical force time histories with changing deck clearance (c) and crest height (Hc).

Fig. 4 shows the time histories of the vertical force with different deck clearance ($Tz = 1.11\,s, Hc = 11.8\,cm$) and wave height ($Tz = 1.11\,s, c = 6\,cm$). It is shown that the positive and negative vertical forces increase as the deck clearance decrease as well as the crest height increase. With the lower deck clearance, the momentum of water would be larger and the wetted length increased as well. Besides, the duration of negative vertical force increases with the reduction in the deck clearance and the increase in the crest height.

3.2 Pressure distributions

FIR (finite impulse response) low pass filter was used to remove background noise from the measured pressure data with cut-off frequency of 150 Hz and order of 91. Fig. 5 shows the time histories of the local pressure measured at five pressure sensors. When the wave hit the deck at the position of the pressure sensor, the pressure dramatically increased to the maximum value in a short duration. Then the pressure decreased slowly to a negative value when the free-surface separated from the deck. Similar trends were found in all the pressure time histories and the peak values reached up to 0.017-0.018 bar along the deck.

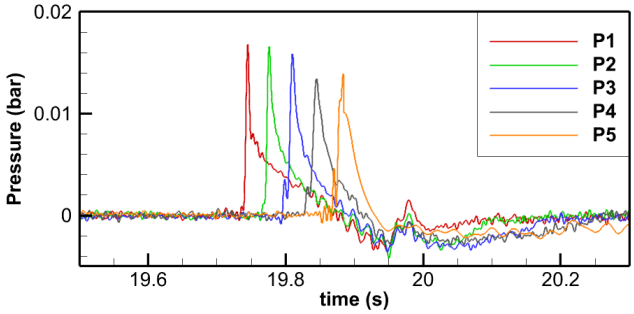


Fig. 5 Pressure time histories ($Tz = 1.11\,s$, $Hc = 11.8\,cm$, $c = 6\,cm$)

4. Conclusions

A series of experiments was conducted in two-dimensional wave flume to investigate the wave impact phenomena under fixed horizontal deck subjected to focused waves. Vertical forces, pressure distributions were analyzed to understand the impact process. The study shows that:

(1) Maximum positive and negative vertical forces are sensitive to both deck clearance and crest height. Reduction in deck clearance or increase in crest height result in increased positive and negative vertical forces.

(2) The pressure integration agrees well with the direct force.

(3) When the wave approaches the pressure sensor, the pressure raises sharply to the maximum value and decreases slowly to a negative value when the wave recedes.

Aknowledgements

This work was supported by the National Research Foundation of Korea (NRF) grant funded by the Korea government (MSIP) through GCRC-SOP (No. 2011-0030013).

References

Raheem, A., (2016). "Nonlinear behaviour of steel fixed offshore platform under environmental loads", Ship and Offshore Structures, Vol 11, pp 1-15.

Theunissen, R., Scarano, F., & Riethmuller, M., L. (2007). "An adaptive sampling and windowing interrogation method in PIV", Measurement Science and Technology, Vol 18, pp 275-287.

수평관에서 중유-물 중심-환상유동(Core-annular flow)에 대한 고찰

조철희 · 황수진 · 강요섭*
*인하대학교 조선해양공학과

Analysis of Core-annular flow in horizontal pipe

Chul-Hee Jo*, Su-jin Hwang*, Yo-seop Kang*

Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Inha University, Incheon, Korea

KEY WORDS: Core-annular flow (중심-환상유동), High viscous oil-water,

ABSTRACT: *중국과 인도가 신흥경제국가로 발돋움함에 따라 석유소비량은 계속 증가할 것으로 전망된다. 그러나 이미 밝혀진 유전들은 대부분 개발되었고, 그 중 일부 유전은 고갈되고 있다. 따라서 중유(Heavy oil), 심해(Deep sea), 셰일(Shale) 석유 등 비전통적 석유를 위한 유전개발이 필요하다. 중유(Heavy oil)는 높은 점도로 인해 운반이 제한된다. 가열, 희석을 통하여 점도를 낮출 수는 있으나 이는 비용이 크며 장거리 운반에는 적용할 수 없다. 중심-환상유동(Core-annular flow)은 중유의 특성을 변화시키는 것이 아니라 중유와 관 벽과의 접촉을 차단하여 높은 점성에 의한 마찰에 따른 압력, 속도 강하를 막을 수 있다는 장점이 있다. 그러나 중심-환상유동은 제한적인 조건에서만 발생된다는 단점이 있다. 본 연구에서는 ANSYS FLUENT를 이용하여 중심-환상유동 안정성에 영향을 미치는 요소들 중 두 액체 사이의 경계면 형성에 영향을 주는 요소들을 확인하였다. 유량과 표면장력을 고려하여 수평관에서의 중심-환상유동 흐름을 모사하였고 각 흐름별 압력강하, 흐름형상 등을 조사하였다.*

1. 서 론

지난 수십 년간 원유 시장에서 경질유(Light oil)는 주된 상품으로 취급되어 왔다. 그러나 최근 중국, 인도와 같은 신흥경제국들의 출현과 기존 유전들의 고갈은 비전통적 석유인 중유(Heavy oil)와 심해(Deep sea), 셰일(Shale) 석유 등에 대한 개발 수요를 불러일으킨다.

중유는 API도가 20 이하인 원유로 향후 일일 80 million 배럴까지 그 수요가 증가할 것으로 판단된다 (Hasan et al, 2010). 그러나 중유는 그 높은 점성 때문에 벽면과 큰 마찰을 일으켜 관을 통한 수송이 어렵다. 이를 개선하기 위해 가열, 희석을 통해 점도를 낮출 수는 있으나 이는 비용이 크며 장거리 운반에는 적용할 수 없다.

중심-환상유동(Core-annular flow)은 관 중심으로는 중유가, 주변으로는 물과 같은 낮은 점성의 액체가 흐르는 흐름으로 낮은 점성의 액체가 중유와 관 벽과의 접촉을 차단하여 중유의 특성을 변화시키지 않고도 마찰에 따른 압력, 속도 강하를 최소화 시킬 수 있다는 장점이 있다. 그러나 중심-환상유동에서는 각 상(Phase)의 유속비율에 따라 다양한 흐름형태를 볼 수 있으며, 두 액체의 밀도차이에 의해 중심이 관 상부에 접촉하거나 두 액체 경계면이 물결형태로 진행되는 모습들을 확인 할 수 있는데 이들은 모두 중심-환상유동 안정성을 저해시키는 요소들이다.

이러한 내용들과 관련하여 중심 액체의 종류와 상관없이 흐름형태를 분류할 수 있는 무차원수인 점성력에 대한 중력의 비가 (G/V) 가 제안되었으며 (Shi, J. and Yeung. H, 2017), 상 경계면 형태가 환상 액체의 전단레이놀즈수에 영향을 받는다는 것도 연구되었다 (Tripathi, S. et al, 2017).

본 연구에서는 Tripathi et al. (2017)의 수평관에서의 중심-환상유동 흐름을 ANSYS FLUENT를 이용하여 모사하였고 Interface tension에 따라 흐름형상 및 전단계수, Capillary number를 살펴보았다.

2. FLUENT CFD 해석

2.1 모델링 (Modelling)

유동모사를 위해 2차원, Axisymmetry, Transient 모델을 적용하여 수평관을 모델링했다. 모델 형상은 Figure 1과 같으며 관 직경은 15.5mm 이며 길이는 5m이다. 관 입구에 인젝터(Injector)가 부착되어 있으며 중심, 환상액체는 인젝터를 통해 주입되었다.

환상액체는 물로 밀도는 998.2 kg/m3, 점성계수는 0.001003 kg/m-s (동점성계수 1x10e-6 m2/s) 이며 중심액체는 밀도 988.2 kg/m3, 점성계수는 0.09882 kg/m-s (동점성계수 1x10e-4 m2/s)로 지정하였다.

흐름은 Turbulent로 Realizable k-epsilon을 적용하였고 PRESTO와 PISO 알고리즘을 사용하였으며, 모멘텀, Turbulent kinetic energy 그리고 dissipation rate로 the second order upwind를 적용하였다.

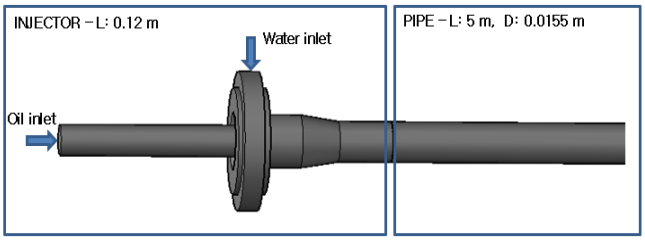


Fig. 1 Yaw RAO

2.2 Volume of Fluid(VOF) 모델 및 지배방정식

중심-환상유동 흐름 형상을 볼 때에는 각 액체들은 서로 섞이지 않으며 분명한 경계선을 갖는다는 가정이 전제되어 있다. 이 경계선은 유동 흐름에 따라 시시각각 변하는데 이러한 특징을 가진 흐름을 해석하는데 VOF 모델이 유용하다 (Ranade, 2002).

VOF 모델 역시 각각의 액체들이 서로 섞이지 않는다고 가정하기에 하나의 셀에서의 각 액체들이 차지하는 부피비의 합은 1이다. VOF 모델은 하나의 연속방정식과 운동량 방정식을 해석하여 각 유체들이 도메인 전체에서 차지하는 체적비율을 구한다.

ANSYS FLUENT는 VOF 모델에 대해 다음과 같은 연속방정식과 모멘트 방정식을 제공한다.

연속방정식:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \tag{1}$$

모멘트방정식:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{u}) + \nabla \cdot (\rho \vec{u}\vec{u}) = -\nabla \rho + \nabla \cdot [\mu(\nabla \vec{u} + \nabla \vec{u}^{T})] + \rho g + \vec{F} \tag{2}$$

두 유체의 경계면은 먼저는 중심 유체(Secondary phase)에 대한 연속방정식을 해석하고, 중심유체와 환상유체의 부피비의 합은 1임을 이용하여 얻어진다. 즉, 검사체적 (Control volume)에서 중심유체와 환상유체는 각각 0 혹은 1의 값을 가지며 경계면서 0과 1사이의 값을 갖는다.

$$\frac{\partial(\rho_o \alpha_o)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_o \alpha_o u) = 0 \tag{3}$$

$$\alpha_o + \alpha_w = 1 \tag{4}$$

2.3 표면장력(Surface tension)

VOF모델에서는 모멘트 방정식에서 보는 F항에 표면장력에 관련한 식을 넣어줄 수 있다. The continuum surface force (CSF) model을 사용하였다.

$$\vec{F} = \sigma k \frac{\rho \nabla \alpha_o}{0.5(\rho_o + \rho_w)} \tag{5}$$

$\sigma, \nabla \alpha_o$ 그리고 k 는 각각 표면장력(Surface tension), 중심의 부피 변화율(The oil phase volume fraction gradient) 그리고 경계면 곡률(Interface curvature)을 의미한다.

3. FLUENT CFD 결과

3.1 압력강하 및 Holdup ratio 비교

Tripathi et al. (2017)은 단위거리에 따른 압력강하식과 Holdup ratio 식을 다음과 같이 제시하였다.

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{C_\tau \rho_a}{\pi^2} \frac{Q_c^2}{R^5} \left[1 + \frac{1}{\alpha} \frac{Q_a}{Q_c}\right]^2 \tag{6}$$

$$\langle e_o \rangle = \frac{1}{1 + \frac{1}{\alpha} \frac{Q_a}{Q_c}} \tag{7}$$

$$C_\tau = 0.00704, \ \alpha = 0.74$$

본 연구에서는 Qa=3 lpm 일 때 Qc가 각각 3.5, 5.2, 6.0, 6.5, 9.1, 11.2 12,5 lpm 로 하여 흐름모사를 하였다. 그 결과로 Holdup ratio은 대해 전범위에 대해 유사한 경향성을 보였다. 그러나 Pressure drop 은 9.2 lpm까지만 상당한 정확도를 보였고 그 위로는 값이 일치하지 않았다. 따라서 본 연구에서는 3.5, 5.2, 6.0, 6.5, 9.1 lpm에 대한 해석결과만을 활용하였다.

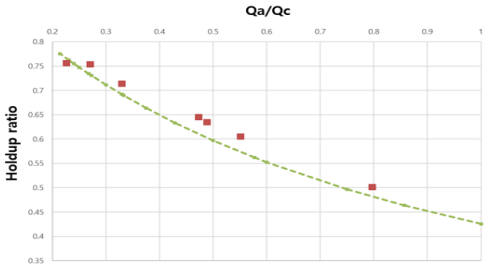


Fig. 1 유량비에 따른 Holdup ratio

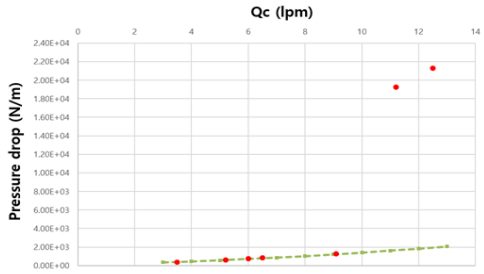


Fig. 2 중심유량에 대한 단위길이에 따른 압력강하

3.2 Contour profiles 및 수치해석 결과

Tripathi et al (2017)은 경계면의 요동과 벽 전단응력의 상관관계를 고려하여 무차원 계수인 전단 레이놀즈수(Shear reynolds number, $U_c a/\nu_a$)를 제안하였고 전단 레이놀즈수와 유속비(U_a/U_c)에 따라 경계면의 흐름형태가 결정된다고 하였다.

해석 결과 일반 레이놀즈수($U_w D_{we}/\nu_w$)보다도 전단레이놀즈수가 흐름형태와 강한 상관관계를 보여주며, Tripathi et al (2017)의 결과와 동일하게 낮은 전단레이놀즈에서는 긴 파장의 경계면이, 높은 전단레이놀즈에서는 짧은 파장의 경계면이 형성됨을 확인하였다. 그러나 전단레이놀즈수가 증가할 때 유량비(Q_a/Q_c) 역시 감소하는 것으로 보아 한 단면에 흐르는 두 유체의 속도비보다는 유량비가 흐름형태에 더 영향을 주는 요소임을 추정할 수 있다.

Table 1 Contour 결과 (Qa = 3 lpm, 표면장력=0.02 N/m)

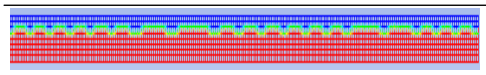
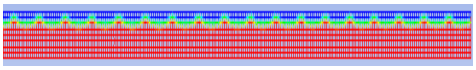
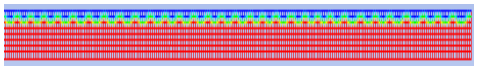
Contour	Qc
	3.5
	5.2
	6.5

Table 2 수치 해석 결과 (Qa = 3 lpm, 표면장력=0.02 N/m)

Qc (lpm)	레이놀즈수	전단 레이놀즈수	Ua/Uc	Qa/Qc
3.5	2,025	1,403	0.799	0.797
5.2	2,129	2,148	0.846	0.551
6.0	2,168	2,493	0.847	0.489
6.5	2,263	2,676	0.861	0.473
9.1	2,172	3,923	0.822	0.330

본 연구에서는 추가로 표면장력을 변수로 고려하였으며 0.01부터 0.03까지 0.01 크기로 적용하였다. 일반적으로, 표면장력은 경계면의 흐름 모양에 영향을 주는 요소이다. 중간정도의 점성비($\mu_o/\mu_w = 18.8$)를 가진 두 액체사이에의 마찰은 그 흐름에 큰 영향을 미치며(Shi et al. 2017), 경계면의 요동은 중심-환상유동의 안정성을 저해시키는 요소로 단위 길이에 따른 높은 압력강하를 유도한다(Bai et al. 1996). 그러나 경계면의 흐름변화에도 불구하고 각 경우에 따른 전단 레이놀즈수(Shear Reynolds number)나 마찰계수(Friction factor)에 대한 변화가 없었다. 섞이지 않는 두 액체의 경계면 사이에 작용하는 표면장력에 대한 점성력의 비를 나타내는 Ca값(Capillary number, $\mu V/\sigma$)을 고려해 본다면 중심유체의 점성이 클수록 중심-환상 유체 간 표면장력은 중요하지 않게 됨을 확인할 수 있다.

Table 3 Contour 결과 (Qa = 3, Qc = 3.5 lpm)

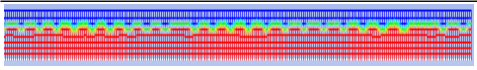
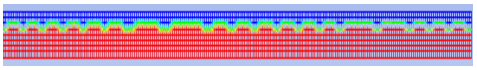
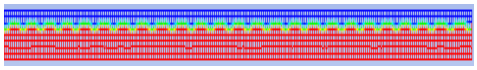
Contour	표면장력(N/m)
	0.01
	0.02
	0.03

Table 4 수치 해석 결과 (Qa = 3, Qc = 3.5 lpm)

표면장력 (N/m2)	전단 레이놀즈수	전단응력	Ca
0.01	1,356	6.31E-03	6.289
0.02	1,403	6.37E-03	3.151
0.03	1,358	6.30E-03	2.108

4. 결 론

상용코드 Fluent를 이용하여 Tripathi el al. (2017)의 흐름연구를 모사, 표면장력 변화에 따른 흐름분석이 본 연구를 통하여 이루어졌다. 먼저는 수치 해석과 실험 데이터 값을 비교분석하여 경계면을 결정하는 요소들을 확인하였고 그 다음 표면장력에 변화를 주어 경계면 형성에 영향을 주는 인자를 확인하였다.

결론적으로, 한 단면에서 각 액체의 유량비(Q_a/Q_c)와 전단레이놀즈수($U_c a/\nu_a$) 그리고 중심유체의 점성(Viscosity)이 두 액체 사이의 경계면 형태를 결정하는 요소들임을 확인하였다.

5. 향 후 연 구 계 획

두 유체 사이에서의 표면장력(Surface tension)은 각 유체의 특성에 따라 결정된다. 그러나 이번 연구에서 알 수 있듯이 중심유체의 점성이 높을수록 표면장력에 의한 영향은 줄어든다는 것이 확인되었다. 전단레이놀즈수가 중심유체의 유속과 환상유체의 두께를 고려한 계수인 점을 고려한다면, 중심유체의 점성이 높을수록 유속, 유량과 같은 초기조건에 의해 경계면의 상태가 결정된다고 추정할 수 있다.

특별히, 환상유체의 두께가 얇아질수록 환상유체에 의한 요동이 강하게 발생한다는 점을 고려하여 우선 초기조건과 환상유체 두께간의 상관관계를 조사하고, 두께에 따른 경계면 상태도 조사하여 초기조건과 경계면 상태와의 관계를 알아볼 것이다.

후 기

본 연구는 2018년 해양수산부 재원으로 한국해양과학기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구임. (해양에너지 융복합 인력양성)

본 연구는 산업통상자원부 '산업전문인력역량강화사업'의 재원으로 한국산업기술진흥원(KIAT)의 지원을 받아 수행하였음. (2018년 한-영 해양플랜트 글로벌 전문인력 양성사업, 과제번호 : N0001287)

참 고 문 헌

BABAKHANI DEHKORDI, P.A.R.H.A.M., (2017). "Experimental and numerical analysis of multiphase flow within horizontal pipeline with variable cross-sectional area"

Bai, R., Kelkar, K and Joseph, D.D., (1996). "Direct simulation of interfacial waves in a high-viscosity-ratio and axisymmetric core-annular flow. Journal of Fluid Mechanics, 327, pp 1-34.

Hasan, S.W., Ghannam, M.T. and Esmail, N. (2010). "Heavy crude oil viscosity reduction and rheology for pipeline transportation", Fuel, 89(5), pp 1095~1100.

Ranade, V. (2002). "Computational flow modeling for chemical reactor", Engineering Bath:Academic Press

Shi, J., Gourma, M., & Yeung, H. (2017). "CFD simulation of horizontal oil-water flow with matched density and medium viscosity ratio in different flow regimes." Journal of Petroleum Science and Engineering, 151, pp 373-383.

Tripathi, S., Tabor, R.F., Singh, R. and Bhattacharya, A., (2017). "Characterization of interfacial waves and pressure drop in horizontal oil-water core-annular flows." Physics of Fluids 29, no. 8, p.082109.

이차원 미니 조파 수조용 소파 장치에 대한 실험적 연구

권도수* · 구원철* · 김성재*
*인하대학교 조선해양공학과

An Experimental Study of Wave Absorber in Two-Dimensional Mini Wave Tank

Do-Soo Kwon*, WeonCheol Koo* and Sung-Jae Kim*

Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Inha University, Incheon, Korea

KEY WORDS: Separation technique of incident and reflected waves 입·반사파 분리 기술, Reflected wave 반사파, Reflection coefficient 반사 계수, Mini 2D wave tank 이차원 미니 수조, Wave absorber 소파 장치

ABSTRACT: An optimized design of wave absorber system is required to remove the reflected waves and realize the open sea condition in the two-dimensional wave tank experiment. In this study, the reflected waves in the wave tank were separated from the experimental data by using three-point method with three wave height meters. To investigate the performance of wave absorber, several conditions near the end of wave tank were proposed. As a result, the optimal reflection condition was found when the level of water surface was about 0.01m higher than the water bottom in the end wall. It was confirmed that the waves generated in the two-dimensional mini wave tank were steadily propagated.

1. 서 론

해양파와 관련된 수조 실험은 대부분 이차원의 단순한 규칙파 또는 다양한 규칙파의 중첩으로 생성한 삼차원 불규칙파가 사용된다. 이차원 조파수조는 규모가 작지만, 이차원의 특성상 실험이 용이하고 비교적 정확한 파가 생성됨을 쉽게 확인할 수 있기 때문에, 해양파 특성에 관한 기본 연구나 파와 물체 간의 상호작용에 대한 실험 연구에 있어서 중요한 실험 장비로서의 역할을 하고 있다. 그러나 실제 수조 실험은 한정된 길이의 조파 수조에서 수행되기 때문에 조파기에서 생성된 진행파가 수조의 끝 벽면에서 반사되어 조파기로 유입되는 반사파가 발생한다. 이로 인해 조파기에서 생성된 파랑과 수조 벽면에서 반사된 반사파가 중첩되어, 초기 생성파가 변형된다. 이러한 현상은, 실제 해양환경에서는 일어나지 않는 비실제적인 현상이며, 이와 같은 다중 반사파를 최소화하기 위해 수조 끝 벽면에 적절한 소파장치의 설치가 필수적이다.

소규모 조파 수조에 대한 소파장치 개발 연구에서 Lee et al.(2001)은 그물식 구조의 유연한 망을 여러 겹으로 겹친 소파장치를 제안하여 파장보다 긴 길이의 소파 장치를 설치했을 때 뛰어난 성능을 발휘함을 밝혀냈다. Zhen-Zhong et al.(2013)은 소파 장치의 두께가 반사파 흡수에 상당한 영향을 미침을 확인하였고 소파 장치의 설치 각도를 변화시킴에 따라 부피가 달라져서 결과적으로 반사 계수가 달라짐을 조사하였다.

본 연구에서는 이차원 미니 조파 수조를 이용하여 수조 벽면의 반사파를 최소화하기 위한 최적의 소파장치에 관한 실험적 연구를 수행하였다. 소파 장치의 성능 확인을 위해, 세개의 파고계를 이용한 최소자승법에 의한 반사파 분리 방법을 적용하였다(Park et al. 1992). 이를 이용하여 소파장치 유무와 다양한 소파장치 조건에 따른 소파성능을 확인하였다. 소파장치는 경사면과 편평한 바닥면을 조합한 Slope-wall type을 적용하였으며, 소파장치의 경사도와 바닥면 높이를 조절하면서 소파 성능의 차이를 확인하였다.

2. 이차원 수조 실험

2.1 반사파의 분리

파고가 H이고 파랑의 주파수가 w인 규칙파는 입사파와 반사파의 중첩으로 나타낼 수 있다. 입사파(ζ_I)와 반사파(ζ_R)를 다음과 같이 표현할 때,

$$\zeta_I = \frac{H_I}{2}\cos(kx - wt + \varepsilon_I) \quad (1)$$

$$\zeta_R = \frac{H_R}{2}\cos(kx + wt + \varepsilon_R) \quad (2)$$

여기서, H_I와 H_R은 각각 입사파 파고와 반사파 파고를, ϵ_I와 ϵ_R은 각각 입사파의 위상차와 반사파의 위상차를, k는 파수(Wave number)를 의미한다. 이를 통해 파고계에 계측되는 파랑의 시계열 자료를 위 식 1과 2로 나타내면, 다음과 같다.

$$\zeta_n(t)=\frac{H_I}{2}\cos(kl_n-wt+\varepsilon_I)+\frac{H_R}{2}\cos(kl_n+wt+\varepsilon_R)+e_n(t) \quad (3)$$

여기서, $e_n(t)$는 n번째 파고계에 계측된 파고기록에 포함된 계측오차를, l_n은 기준점으로부터 n번째 파고계까지의 거리를 의미한다. 본 실험에서의 기준점은 첫 번째 파고계로부터 조파기의 방향으로 1 m 거리의 지점으로 정의한다. 식 3을 코사인 분리법칙을 이용해 정리하면 식 4과 같이 나타낼 수 있으며, 식 4의 변수들은 식 5~8이 나타낸다.

$$\zeta_n(t)=X_1\cos(wt-kl_n)+X_2\cos(wt+kl_n)+X_3\sin(wt-kl_n)-X_4\sin(wt+kl_n)+e_n(t) \quad (4)$$

$$X_1=\frac{H_I}{2}\cos(\varepsilon_I) \quad (5)$$

$$X_2=\frac{H_R}{2}\cos(\varepsilon_R) \quad (6)$$

$$X_3=\frac{H_I}{2}\sin(\varepsilon_I) \quad (7)$$

$$X_4=\frac{H_R}{2}\sin(\varepsilon_R) \quad (8)$$

한편, 최소 자승법을 활용한 반사파의 분리를 위해 파고계 계측 데이터의 에러를 다음과 같이 계측오차 제곱의 총합으로 나타낼 수 있다.

$$E=\sum_{n=1}^{N}\int_0^{T_m}(e_n(t))^2dt \quad (9)$$

여기서, N은 파고계의 개수를 나타내며, T_m는 계측된 시간을 나타낸다. 이 에러를 파고와 위상에 관련된 계수인 X_i에 대해 최소화함으로써 입·반사파의 파고와 위상을 구할 수 있다.

$$\frac{\partial E}{\partial X_i}=0 \quad (10)$$

이로부터 다음의 선형 대수방정식을 구할 수 있다.

$$\begin{pmatrix}C_{11}&C_{12}&C_{13}&C_{14}\\C_{21}&C_{22}&C_{23}&C_{24}\\C_{31}&C_{32}&C_{33}&C_{34}\\C_{41}&C_{42}&C_{43}&C_{44}\end{pmatrix}\begin{Bmatrix}X_1\\X_2\\X_3\\X_4\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}F_1\\F_2\\F_3\\F_4\end{Bmatrix} \quad (11)$$

여기서 계수들은 식 12와 13이 나타내고 있다.

$$C_{11}=\sum_{k=1}^{N}\int_0^{T_m}\cos^2(wt-kl_n)dt$$

$$C_{12}=C_{21}=\sum_{k=1}^{N}\int_0^{T_m}\cos(wt-kl_n)\sin(wt+kl_n)dt$$

$$C_{13}=C_{31}=\sum_{k=1}^{N}\int_0^{T_m}\cos(wt-kl_n)\sin(wt-kl_n)dt$$

$$C_{14}=C_{41}=\sum_{k=1}^{N}\int_0^{T_m}-\cos(wt-kl_n)\sin(wt+kl_n)dt$$

$$C_{22}=\sum_{k=1}^{N}\int_0^{T_m}\cos^2(wt+kl_n)dt$$

$$C_{23}=C_{32}=\sum_{k=1}^{N}\int_0^{T_m}\cos(wt+kl_n)\sin(wt-kl_n)dt$$

$$C_{24}=C_{42}=\sum_{k=1}^{N}\int_0^{T_m}-\cos(wt+kl_n)\sin(wt+kl_n)dt$$

$$C_{33}=\sum_{k=1}^{N}\int_0^{T_m}\sin^2(wt-kl_n)dt$$

$$C_{34}=C_{43}=\sum_{k=1}^{N}\int_0^{T_m}-\sin(wt-kl_n)\sin(wt+kl_n)dt$$

$$C_{44}=\sum_{k=1}^{N}\int_0^{T_m}\sin^2(wt+kl_n)dt \quad (12)$$

$$F_1=\sum_{k=1}^{N}\int_0^{T_m}\cos(wt-kl_n)\zeta_n(t)dt$$

$$F_2=\sum_{k=1}^{N}\int_0^{T_m}\cos(wt+kl_n)\zeta_n(t)dt$$

$$F_3=\sum_{k=1}^{N}\int_0^{T_m}\sin(wt-kl_n)\zeta_n(t)dt$$

$$F_4=\sum_{k=1}^{N}\int_0^{T_m}-\sin(wt+kl_n)\zeta_n(t)dt \quad (13)$$

이를 바탕으로 계측된 파고의 계수인 X를 계산할 수 있으며, X를 식 14~17에 적용하여 입사파와 반사의 파고와 위상차를 구할 수 있다.

$$\varepsilon_I=\tan^{-1}\frac{X_3}{X_1} \quad (14)$$

$$\varepsilon_R=\tan^{-1}\frac{X_4}{X_2} \quad (15)$$

$$H_I=\frac{2X_1}{\cos(\varepsilon_I)}\ \text{or}\ \frac{2X_3}{\sin(\varepsilon_I)} \quad (16)$$

$$H_R=\frac{2X_2}{\cos(\varepsilon_R)}\ \text{or}\ \frac{2X_4}{\cos(\varepsilon_R)} \quad (17)$$

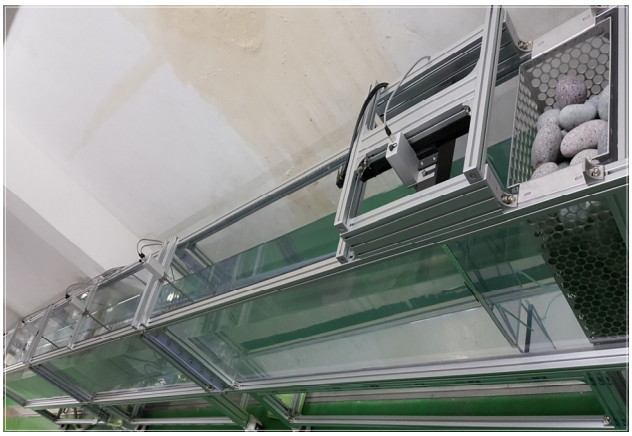


Fig. 1 Two dimensional mini wave channel

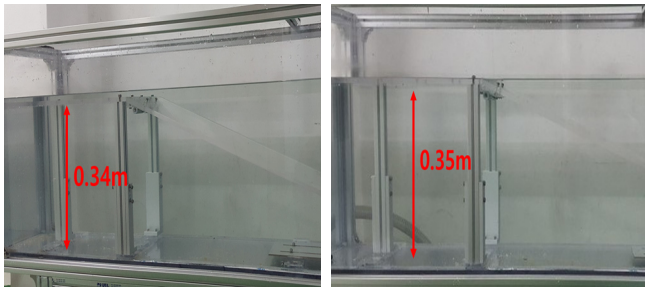
2.2 이차원 미니 조파 수조

본 연구에서는 인하대학교의 이차원 미니 조파 수조를 이용하였다. 수조의 제원은 폭 0.3 m, 길이 6 m, 높이 0.5 m로 측면과 밑면 투명한 재질의 아크릴로 되어있어 어느 방향이든 파랑의 관측이 가능하다(Fig. 1). 현 조파수조에서의 조파기 및 파고계의 특성 분석에 따라 입사파 주기 0.6초~1.1초의 범위에서 2 cm 및 3 cm 균일 파고의 규칙파를 생성하였으며 초당 20개의 파고 데이터를 측정하였다. 수심 0.35 m에서 1 m 간격으로 설치된 세개의 용량식 파고계를 설치하였고, 각 파고계를 1번, 2번, 3번 파고계로 명칭 하였다. 용량식 파고계는 전기 저항 방식으로. 센서 와이어를 사용하므로 출력값에 대한 선형성과 응답성이 뛰어나고, 소형, 경량으로 취급이 간단하다는 장점이 있다. 소파장치는 sloping-wall-type을 사용하였고 반사파를 효과적으로 제거하기 위해 조파수조 끝부분에 설치하였다. 최적의 소파장치 조건을 산정하기 위해 각 주파수별로 실험을 진행했으며, 소파장치의 flat한 부분이 수면과 평행(Fig. 2(a))하거나 수면으로부터 1 cm 만큼 잠기도록(Fig. 2(b))하였다.

3. 반사파 분리 실험 결과 및 해석

본 실험에서는 소파장치의 설치 유무에 따른 반사파 정도를 각각 분석하여 소파장치의 효과를 확인하였고 소파장치 경사면의 기울기를 조절하며 높이를 변화시키면서 반사율을 분석하였다.

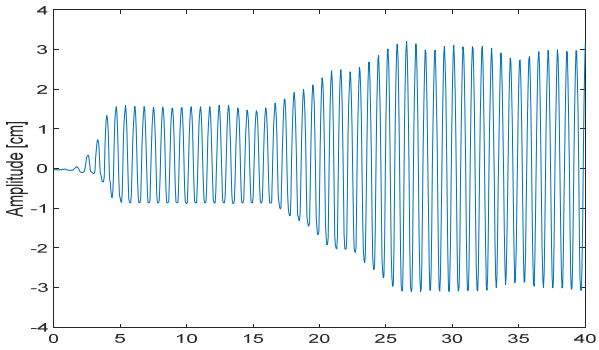
먼저, Fig. 3는 3 cm 파고에 파주기 0.7 s를 갖는 파랑에 대한 40초간의 시계열 자료로서 (a)는 소파장치가 없을 때, (b)는 높이 0.35 m의 소파장치를 설치하였을 때 그리고 (c)는 높이 0.34 m의 소파장치를 설치했을 때의 파를 나타낸다. 파고계는 용량식 파고계 세 개가 사용되었으며 각 파고계는 1 m 간격으로 배치하고 1번 파고계에 계측된 파랑만을 그림에 나타내었다. 1번 파고계에 계측된 시계열 자료의 차이를 통해 소파장치 설치 후 반사파를 효과적으로 제거했음을 확인할 수 있다. 반사파 분리는 반사파가 생성되어 모든 파고계에서 입사파와 반사파가 계측되고 있는 측정 구간으로 설정하였다. 반사파 분리를 위해 3-Point method를 활용하여 MATLAB 프로그램을 개발하여 적용하였다. 파고가 증가함에 따라 반사계수가 약 10 %정도 감소하였고, 소파 장치로 인해 약 56 %~70 %까지 반사계수가 감소하였다. 특히, 소파장치의 편평 바닥 높이가 1 cm이하의 수심일 때, 즉 전체 소파장치 높이가 0.34 m인 경우(수심은 0.35 m) 약 8~9%의 반사계수가 발생하였다.



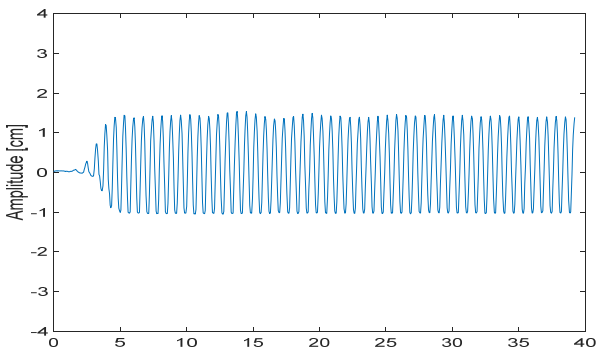
(a) 0.34m height absorber (b) 0.35m height absorber

Fig. 2 Installation conditions of wave absorber

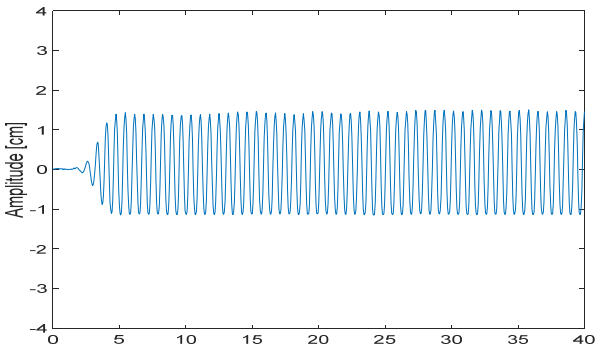
Fig. 4는 다양한 파고 조건(2 cm or 3 cm)와 다양한 소파 장치(0.35 m or 0.34 m)를 적용하였을 때의 반사 계수를 비교하였다. 소파장치가 없는 경우, 반사파는 파주기가 증가함에 따라 증가하였고, 장파에서 반사 계수가 약 80~90 %에 달하였다. 소파 장치의 편평한 바닥 높이가 수면과 같은 0.35 m 조건에서는 반사계수가 약 20~30 % 로 감소하였지만, 소파장치의 편평한 바닥 높이를 1 cm 낮췄을 때는 대부분의 입사파 주기에 대해 반사계수가 약 40~60 % 감소하여 결과적으로 반사계수가 약 5 % 내외였다. Table 1는 각 소파장치 조건과 파고 조건에 따른 최소, 최대, 평균 반사계수를 나타낸다. 소파장치의 높이가 0.34 m로 물깊이보다 1cm 작은 경우 평균 8%의 반사율로 매우 좋은 소파 성능을 보였다. 이를 토대로, 소파 장치의 편평한 바닥 높이가 수면 아래에 위치할 경우, 소파 성능이 상당히 우수함을 확인하였다.



(a) Measured wave amplitude without wave absorber system

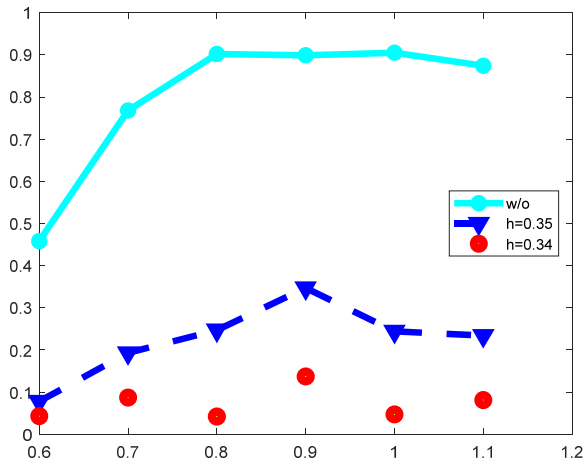


(b) Measured wave amplitude with wave absorber system

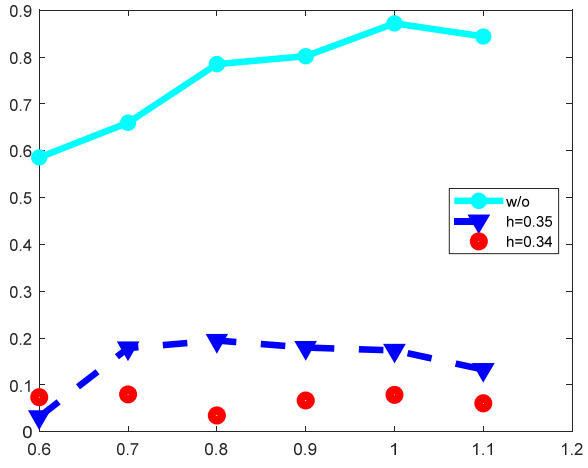


(c) Measured wave amplitude with adjusted absorber

Fig. 3 Measured wave amplitude by no.1 wave gauge



(a) Wave height (H) = 2 cm



(b) Wave height (H) = 3cm

Fig. 4 Comparison of reflection coefficient

Table 1 Reflection coefficient for various wave heights and wave absorber conditions

Reflection coefficient	H: 2cm			H: 3cm		
	w/o	h=0.35	h=0.34	w/o	h=0.35	h=0.34
Minimum	0.458	0.078	0.042	0.586	0.032	0.035
Maximum	0.905	0.347	0.137	0.872	0.195	0.080
Average	0.801	0.224	0.073	0.758	0.148	0.066

4. 결 론

본 논문에서는 이차원 미니 조파 수조에서의 다양한 조건에서 소파 장치 성능을 실험으로 확인하였다. 소파 장치는 Slope-wall type을 적용하였고, 세개의 파고계를 이용한 반사파 분리 기술을 적용하여 소파 성능을 추정하였다. 소파 장치의 경사면과 상부 편평한 바닥면의 높이를 변화시키면서 반사율을 비교하였으며, 이를 토대로 소파 장치의 최적 조건을 추정하였다.

소파 장치의 바닥면 높이가 수선면 보다 1 cm 낮을 경우 최소 4%, 평균 8 %의 반사 계수를 나타냈으며 이는 상당히 양호한 소파 성능을 나타낸다고 판단할 수 있다. 또한, 입사 파고가 높아짐에 따라 반사 계수는 조금더 감소함을 확인할 수 있다.

추후 이와같은 결과를 바탕으로 소파 장치의 다양한 높이와 경사면 변화에 대한 실험적 연구 및 수치적 연구를 수행할 예정이다.

후 기

이 논문은 산업통상자원부 '산업전문인력역량강화사업'의 재원으로 한국산업기술진흥원(KIAT)의 지원을 받아 수행된 연구임. (2018년 한-영 해양플랜트 글로벌 전문인력 양성사업, 과제번호 : N0001287)

참 고 문 헌

박우선, 오영민, 전인식 (1992). "최소자승법에 의한 입·반사파의 분리기법", 한국해안·해양공학회지, 제4권, 제3호, pp 139-145.

이희성, 권순홍, 조효제. (2001). "소형파수조에 적합한 소파장치 개발에 관한 실험적 연구", 대한조선학회 논문집, 제 38권, 제 1호, pp 37-42.

Mansard, E. P., Funke, E. R. (1980). "The measurement of incident and reflected spectra using a least squares method", In Coastal Engineering 1980, pp 154-172.

Yaun, Z.Z., Jung, E.C., Lim, H.C. (2013). "Study of a Sloping-wall-type Wave Absorber placed in Various Sinusoidal Propagate Waves", 대한기계학회 춘추학술대회, pp 147-152.

Zhu, H., Lim, H.C. (2015). "Characteristics of wave propagation in a sloping-wall-type wave absorber", 한국마린엔지니어링학회지, 제 39권, 제 8호, pp 843-848.

성층화된 유체 내에서 내부파와 표면파의 파형 변화에 관한 수치적 연구

이주한*·김관우*·백광준*·구원철*·김영규**
*인하대학교
**국방과학연구소

A Numerical Study on the Wave Pattern of Internal Wave and Surface Wave in a Stratified Fluid

Ju-Han Lee*, Kwan-Woo Kim*, Kwang-Jun Paik*, WeonCheol Koo* and Yeong-Gyu Kim**
*Inha University, Incheon, Korea
**Agency for Defense Development, Jinhae, Korea

KEY WORDS: Two-layer fluids 두 층 유체, Surface wave 표면파, Internal wave 내부파, Numerical simulation 수치 모사실험, Computational fluid dynamics 전산유체역학, Kelvin wave 켈빈파

ABSTRACT: *Internal waves occur at the interface between the two layers caused by the difference in the density of seawater. The internal waves generated by a body moving in the two-layer fluid are also related to the generation of surface waves due to their interaction. In these complex flow phenomena, the experimental measurement as well as the experimental set-up for the wave patterns of the internal waves and surface waves are very difficult to be performed in a laboratory. Therefore, the researches have mainly been carried out by numerical analysis. However, model tests are needed to evaluate the accuracy of numerical models. In this study, the various experimental conditions are evaluated using the CFD simulations before the experiments to measure the wave patterns of the internal waves and the surface waves in the stratified two-layer fluid. The numerical simulation conditions includes the variations of the density of fluids, the depth of two-layer fluid, and the moving speed of underwater body.*

1. 서 론

일반적으로 해양환경에 대한 연구를 수행할 때 유체의 밀도는 일정하다고 가정한다. 하지만 실제 해양에서는 수온, 염도 등의 차이로 인해 해수간 밀도차가 발생하게 되고 밀도의 불연속면이 생기게 된다. 이러한 밀도의 불연속면이나 바닷물의 밀도가 수직방향으로 변화하는 약층에서 일어나는 파도를 내부파라 부른다. 표면파는 공기와 맞닿은 상부 유체 표면에서 나타나는 파도이며, 해양 표면파와 내부파는 표면파 모드(surface wave mode)와 내부파 모드(internal wave mode)라고 불리는 두 가지 모드가 혼합되어 발생한다. 표면파 모드에서는 표면파와 내부파의 위상이 같으며, 내부파 모드에서는 표면파와 내부파가 서로 다른 위상을 가짐과 동시에 내부파의 파고가 표면파의 파고보다 크다.

해양 내부파는 평균적으로 100m 이상의 깊은 수심에서 발생하고 지속적으로 관측되고 있다. 특히 우리나라에서도 동해시 연안에서 Kim et al.(2001)이 수직 진폭이 25m에 이르는 내부파를 관측하였다.

이러한 내부파에 관한 연구는 지속적으로 이루어지고 있는데, Koo and Kim(2009)는 내부파를 표면파와 내부파 영역을 경계요소법을 통하여 내부파를 구현하는 수치모델을 개발하였다. Lee and Hur(2013)는 조파기를 이용, 내부파 발생 실험을 통해 표면파 모드와 내부파 모드에서 이론과 비교해 보았고, 이후 서로 다른 밀도층 사이에서 발생하는 내부파를 해석하기 위하여 수치모델을 개발하였다(Lee and Hur, 2014). 개발한 모델을 바탕으로 내부파에 관한 수리모형실험결과와 비교 검토하여 개발한 수치모델의 유효성 및 타당성을 확인하였다(Lee and Hur, 2016). 하지만 수중 운동체를 통해 생성된 내부파에 관한 연구는 활발하게 진행되지 않고 있는데, Duncan(1983)은 길이 24m의 수조에서 수중익을 이동시켜 내부파 생성 실험을 수행하였으며, Robey(1997)는 성층화된 유체 내에서 기동하는 구를 통해 내부파 생성 실험 및 수치해석을 수행하였다.

본 연구에서는 내부파 모형실험에 앞서 수중 운동체에 의해 생성된 내부파 및 내부파로 인해 발생한 표면파의 파형 변화를 파악하기 위해 수중 운동체의 속도, 밀도비, 깊이비에 대해 발생하는 내부파와 표면파의 특성을 연구하였다. 또한 실험을 통해 내부파 및 표면파를 효과적으로 계측하기 위한 실험조건에 대해 연구하였다.

2. 수치해석 기법

2.1 지배방정식

수치해석을 위한 물리모델로 유체를 3차원 비정상 상태, 비압축성 유동으로 고려하였다. 지배방정식으로는 비압축성 유체

의 유동을 나타내는 연속 방정식(continuity equation)과 RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes equations)방정식이 사용되었으며 식 (1)과 (2)와 같이 적분 방정식 형태로 표현된다.

$$\frac{d}{dt}\int_{\Omega}\rho d\Omega+\int_{s}\rho u_i n_i dS=0 \tag{1}$$

$$\frac{d}{dt}\int_{\Omega}\rho d\Omega+\int_{S}\rho u_i n_i dS=\int_{S}\tau_{ij}n_j-pn_i dS+\int_{\Omega}\rho b_i d\Omega \tag{2}$$

여기서 u, v, w는 각 방향의 속도이고 u_i는 속도텐서, b_i는 체적력의 텐서이다. ρ, p는 밀도와 압력이며 τ_{ij}는 점성과 난류에 의한 유효응력으로 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\tau_{ij}=\mu[(\frac{\partial u_i}{\partial x_i}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}-\frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial u_k}{\partial x_k})] \tag{3}$$

또한 성층화된 유체 내에서 수치해석이 진행되기 때문에 유체 간의 자유수면을 모사하기 위해서 비혼합 유체의 유동을 시뮬레이션 하는데 적합한 VOF (Volume of Fluid) 모델을 사용하였다. VOF 모델에서의 연속 방정식과 운동량 방정식은 식 (4)와 (5)와 같다.

$$\frac{1}{\rho}[\frac{\partial}{\partial t}(a_i+\rho_i)+\nabla\cdot(a_i\rho_i\vec{v_i})=S_{ai}+\sum_{j=1}^{n}(\dot{m}_{ij}-\dot{m}_{ji})] \tag{4}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\vec{v})+\nabla\cdot(\rho\vec{v}\vec{v})= \\ -\nabla p+\nabla\cdot[\mu(\nabla\vec{v}+\nabla\vec{v}^{t})]+\rho\vec{g}+\vec{F} \tag{5}$$

여기서, ρ는 밀도, p는 압력, $\dot{m}_{ij}$는 상 i에서 상 j로 질량 전달이며 $\dot{m}_{ji}$는 상 j에서 상 i로 질량 전달이다.

2.2 수중운동체

본 연구에서 사용한 수중 운동체의 형태는 반구, 원기둥, 반타원체를 합쳐놓은 형상이다. 구(sphere)로 수치해석을 수행 할 경우, 구 뒤의 불안정한 난류 유동으로 인해 계산시간이 오래 소요되었고 해석이 어려운 문제점이 있었으며, 타원체로 수치해석을 수행 할 경우, 유선형의 형태로 인하여 수중 운동체 주위 유동의 교란이 적어 파가 생기지 않았다. 따라서 Fig. 4와 같이 총 길이 10cm, 반구 및 원기둥의 중앙 단면 지름이 2cm인 수중 운동체를 제작하였고 제원은 식 (6)과 같다.

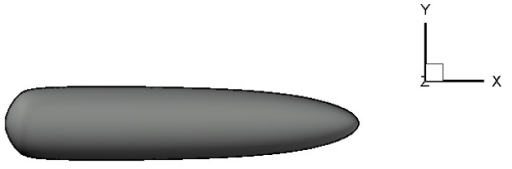


Fig. 1 The shape of a underwater body for simulation

$$\left\{\begin{matrix}(x-4)^2+y^2=1 & (-5\le x<4)\\ y=1, y=-1 & (-4\le x\le 0)\\ \frac{x^2}{25}+y^2=1 & (0\le x\le 5)\end{matrix}\right\} \tag{6}$$

2.3 수치해석 조건

본 연구에서는 상용 CFD 소프트웨어인 STAR CCM+ 12.06이 사용되었다. 계산 영역은 향후 실험과의 결과 비교를 위해 실제로 제작 가능한 수조의 크기를 계산영역으로 설정해 주었고, 개략도를 Fig. 2에 나타내었다.

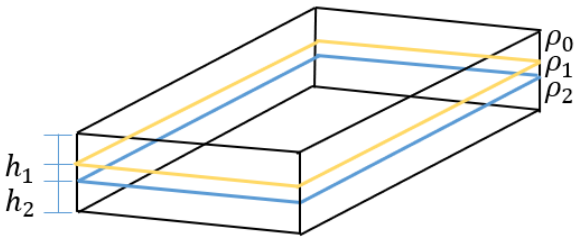


Fig. 2 Schematic drawing for the computational domain

길이는 5m, 폭 1.8m, 높이 1m의 가상수조에서 시뮬레이션을 진행하였으며, symmetry 경계조건을 사용하여 길이 5m, 폭 0.9m, 높이 1m의 계산영역에서 수치해석을 수행하였다. 계산에는 2개 또는 3개의 유체를 사용하여 계산하였으며, 각 유체의 밀도는 ρ_0, ρ_1, ρ_2이다. 본 연구에서는 수중 운동체의 속도, 밀도비, 깊이비에 따른 내부파 및 표면파의 파형 변화를 해석하기 위하여 Table 1에 나타난 것처럼 총 11가지의 해석을 수행하였다. 속도는 0.5m/s와 0.8m/s 두 가지의 경우를 계산하였고, 해수(1025kg/m^3), 담수(1000kg/m^3), 식물성 기름(925 kg/m^3)을 사용해 계산을 수행하였다. 이 때, U는 수중 운동체의 속도, D는 자유수면 부터 수중 운동체의 중심점까지의 거리이다. Fig. 2과 같이 유체가 서로 다른 밀도층으로 이루어져 있을 때, 식 (7)과 같은 임계 프루드수(Fr)가 존재하게 된다.

$$Fr_n^2=\frac{1}{2}+(-1)^n\sqrt{\frac{1}{4}-\frac{(1-\gamma)h_1h_2}{(h_1+h_2}}\quad(n=1,2) \tag{7}$$

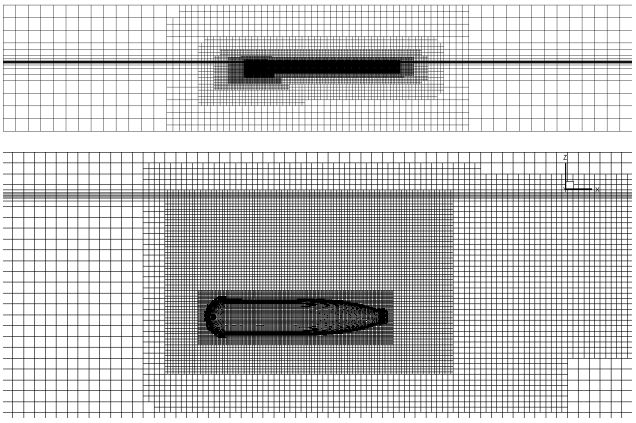
여기서 γ는 두 유체의 밀도비(ρ_1/ρ_2)이며, n=1 일 때는 표면파 모드에서의 임계 프루드수(Fr)를 나타내고 n=2 일 때는 내부파 모드에서의 임계 프루드수(Fr)를 나타낸다. 수중 운동체의 이동속도에 의해 표현되는 프루드수(Fr)는 식 (8)과 같이 표현할 수 있으며, 이 프루드수(Fr)를 기준으로 구분하여 내부파 및 표면파의 파형 변화를 이론적으로 파악할 수 있다. 다시 말해 프루드수(Fr)가 Fr_1에 가까우면 표면파 모드, Fr_2에 가까우면 내부파 모드가 우세하게 나타난다. 또한 프루드수(Fr)가 Fr_1를 넘을 경우 표면파에서, Fr_2를 넘을 경우 내부파에서 오로지 발산파만 나타난다(R.W.Yeung and T.C.Nguyen, 1999).

Table 1 Simulation conditions for numerical analysis

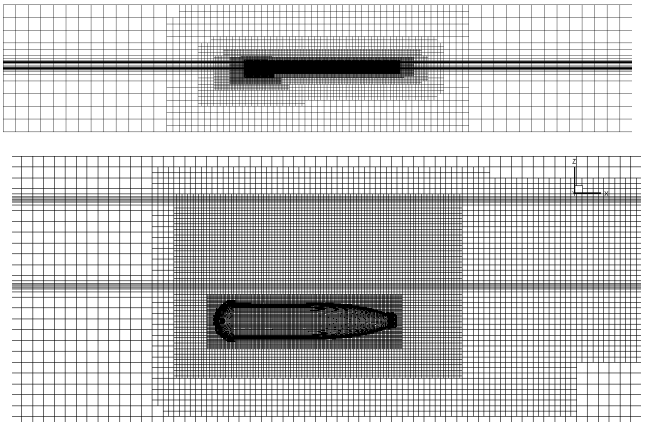
$Case$	$\rho_1(kg/m^3)$	$\rho_2(kg/m^3)$	$\rho_3(kg/m^3)$	$U(m/s)$	$D(cm)$	$h_1(cm)$	$h_2(cm)$	Fr_1	Fr_2	Fr
1	1.184	1.184	1000	0.5	2	2.5	50	-		0.2203
2				0.8						0.2203
3		1000	1000	0.5	4.5			-		0.2203
4		1000	1025					0.9994	0.0333	0.2203
5		925	1000					0.9983	0.0584	0.2203
6		1000	1000	0.8				-		0.3525
7		1000	1025					0.9994	0.0333	0.3525
8		925	1000					0.9983	0.0584	0.3525
9		1000	1000	0.5	7	5		-		0.2153
10		1000	1025					0.9990	0.0449	0.2153
11		925	1000					0.9969	0.0790	0.2153

$$Fr^2 = \frac{U^2}{g(h_1 + h_2)} \tag{8}$$

단일 및 복층 밀도에서의 격자계를 Fig. 3에 도시하였다.



(a) Single layer



(b) Two layers

Fig. 3 Grid system for numerical simulation

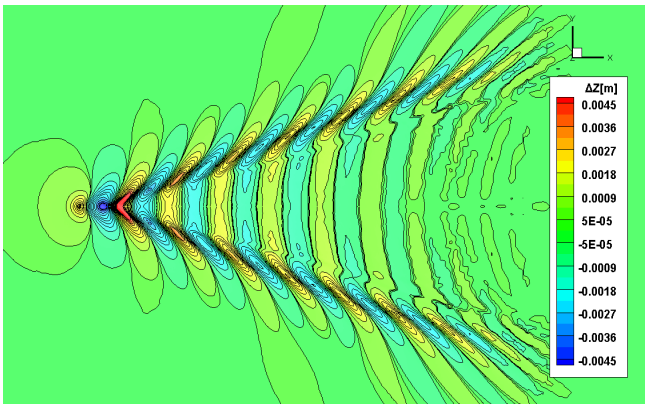
계산 격자의 크기는 생성되는 파장과 파고의 크기 및 격자 품질을 고려하여 Δx=3.125mm, Δy=3.125mm, Δz=0.78125 mm로 설정하였으며, 단층의 경우 약 260만개, 복층의 경우 약 277만개의 격자를 사용하였다. Fig. 2와 3에서 볼 수 있듯이 밀도가 변화하는 경계층에 격자를 집중시켜 내부파 및 표면파를 계산할 수 있도록 하였다. 또한 각각 1.5m의 Grid damping 영역을 설정하여 파도의 재반사를 방지하였다.

3. 수치해석 결과

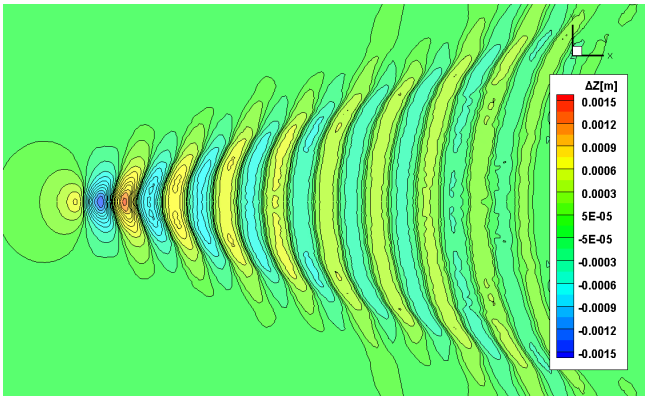
3.3 깊이비에 따른 변화

수심에 따른 표면파의 변화를 보기 위하여 단일층 조건인 Case 1, 3, 9를 Fig. 5에 비교해 보았다. 단일층의 경우 수중체의 깊이가 깊어질수록 생성되는 파의 파고는 낮아지고 발산파는 약해지며 가로파 우세해진다.

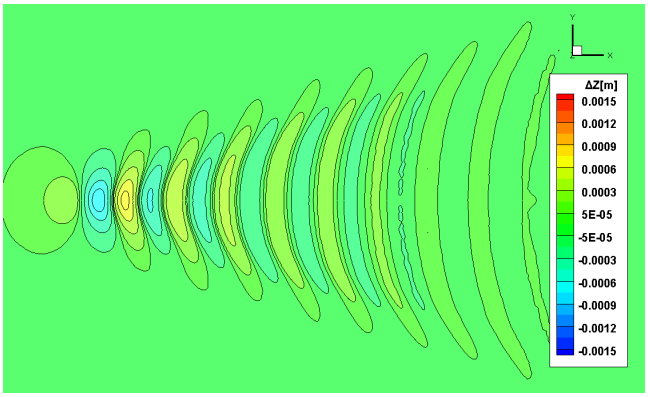
다음으로 깊이비(h_1/h_2)에 따른 해수-담수 조건(Case 4, Case 10)에서 표면파와 내부파의 파형을 Fig. 6에 도시하였다. 두 조건 모두 표면파에는 가로파가 우세하게 나타난다. 하지만 내부파의 경우, 깊이비가 작은 Case 4($h_1/h_2 = 0.05$)의 경우 내부파에 가로파와 발산파가 모두 나타나고 깊이비가 큰 Case 10 ($h_1/h_2 = 0.1$)의 경우 내부파에 발산파만 나타나는 것을 확인할 수 있다. 이 때 Case 4의 표면파와 내부파의 가로파는 주기와 파장이 같은 형태를 가진다. 이는 깊이비가 작을수록(상층 유체의 깊이가 얕아질수록) 내부파와 표면파가 생성되는 과정에서 서로 영향을 크게 주어 내부파의 파형이 표면파의 파형과 유사한 형태로 형성되는 것을 알 수 있다. 하지만 깊이비가 클 경우 서로 영향을 주지 못하여 표면파는 가로파, 내부파는 발산파의 모습으로 서로 독립된 형태의 파가 발생하게 된다. Case 10에서도 Case 4와 마찬가지로 표면파의 가로파가 내부파에 영향을 주어 가로파와 발산파가 섞인 형태를 보이지만 영향이 작아 발산파가 우세하게 나타난다.



(a) D=2cm (Case 1)

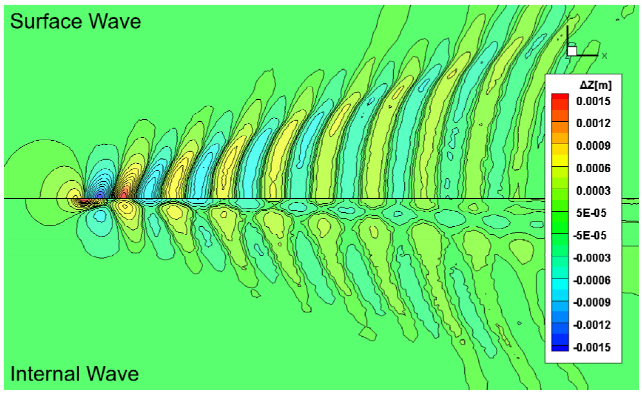


(b) D=4.5cm (Case 3)

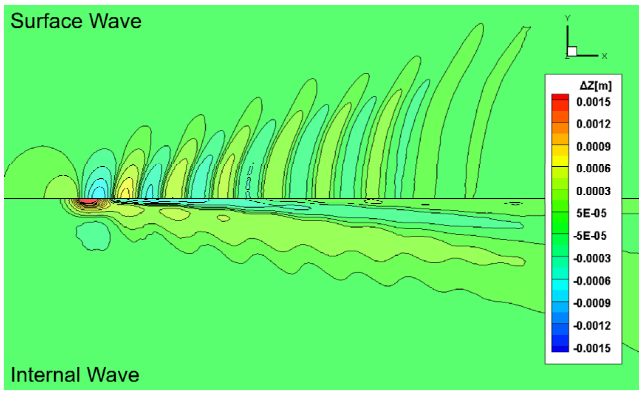


(c) D=7cm (Case 9)

Fig. 5 Contour of surface wave pattern according to the submerged depth of a underwater body



(a) $h_1/h_2 = 0.05$ (Case 4)



(b) $h_1/h_2 = 0.1$ (case 10)

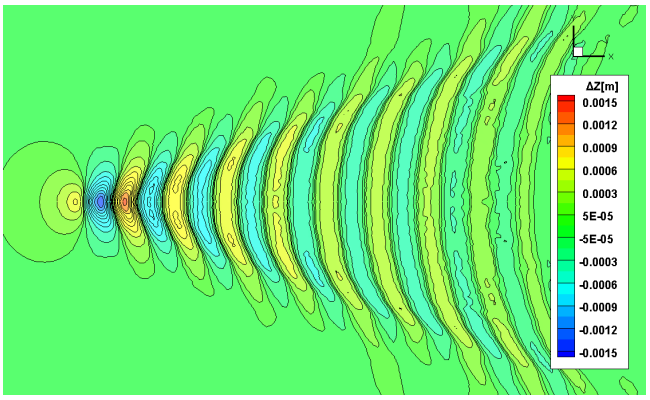
Fig. 6 Contour of surface wave and internal wave pattern according to the depth of upper layer

3.2 밀도비 및 속도에 따른 변화

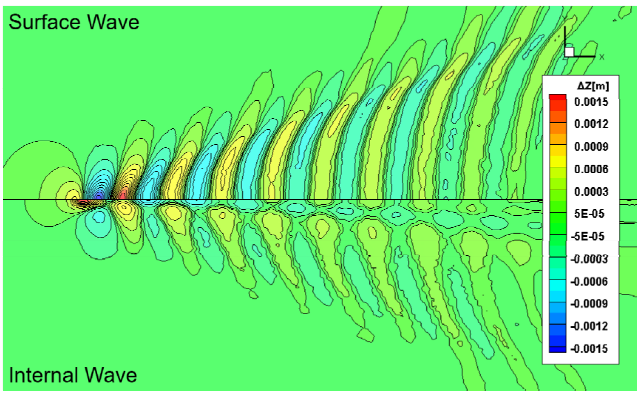
밀도비(ρ_2/ρ_3)에 따른 표면파 및 내부파의 변화를 알아보기 위하여 깊이와 속도가 같을 때 밀도가 다른 조건(Case 3, 4, 5)을 비교하여 Fig. 7에 나타내었다. 그리고 Fig. 7에 나타낸 조건과 비교하여 속도가 빠른 조건(Case 6, 7, 8), 수중 운동체의 깊이가 깊은 조건(Case 9, 10, 11)에 대하여 밀도비에 따른 내부파 및 표면파의 파형 변화를 각각 Fig. 8과 9에 나타내었다.

파형의 경우, 담수-담수(Case 3, 6, 9)와 해수-담수(Case 4, 7, 10)의 경우 크게 차이가 나지 않지만 담수-식물성 기름(Case 5, 8, 11)의 경우 표면파의 파형 변화가 나타났다. 표면파의 경우, 밀도비가 작아질수록(상부유체와 하부유체의 밀도차가 커질수록) 발산파의 형태에서 가로파의 형태가 우세하게 변화함과 동시에 파의 전파 길이가 짧아지는 경향을 보인다. 반면 내부파의 경우 밀도비가 작을수록 가로파에서 발산파의 형태가 강하게 나타나게 된다. 즉, 밀도비가 작을수록 깊이비가 큰 경우와 마찬가지로 표면파가 내부파의 파형에 미치는 영향이 작어지면서 내부파는 발산파의 형태가 우세하게 나타난다.

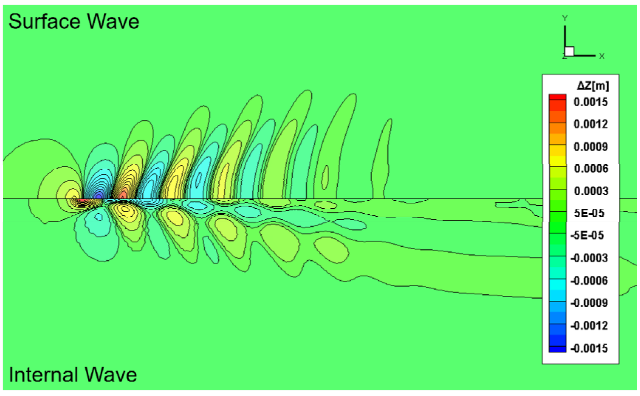
생성된 표면파의 파고는 세 조건 모두 크게 차이 나지 않지만, 해수-담수 조건이 가장 크게 나타났으며 담수-식물성 기름 조건이 가장 작게 나타났다. 반면 내부파의 파고는 담수-식물성 기름의 조건이 가장 크게 나타났다.



(a) $\rho_1/\rho_2 = 1$ (Case 3)

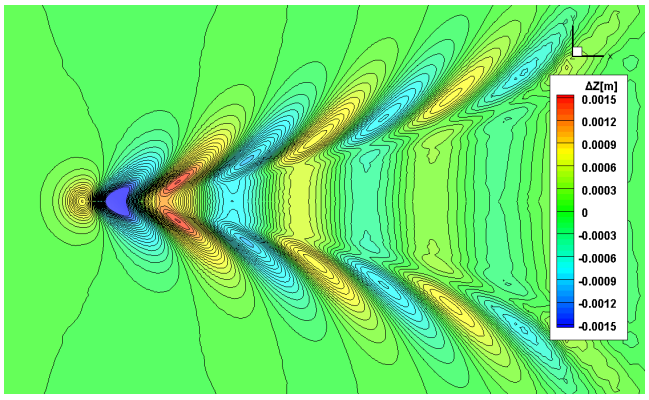


(b) $\rho_1/\rho_2 = 0.976$ (Case 4)

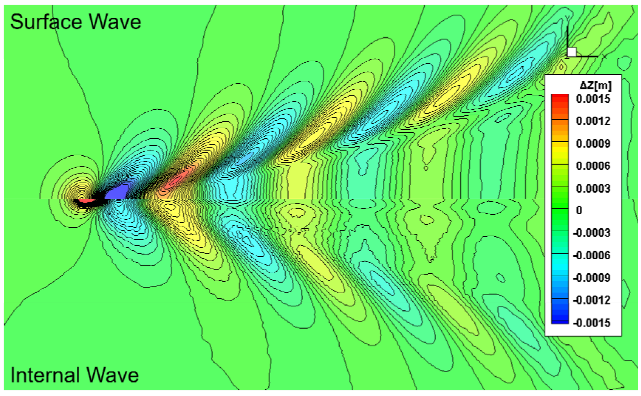


(c) $\rho_1/\rho_2 = 0.925$ (Case 5)

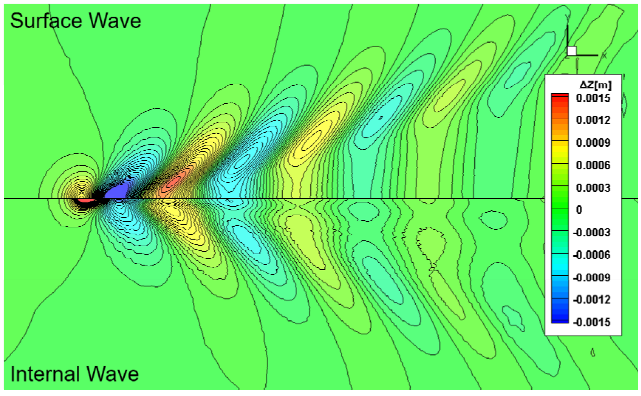
Fig. 7 Contour of surface wave and internal wave pattern according to the density ratio (U=0.5m/s, D=4.5cm)



(a) $\rho_1/\rho_2 = 1$ (Case 6)



(b) $\rho_1/\rho_2 = 0.976$ (Case 7)

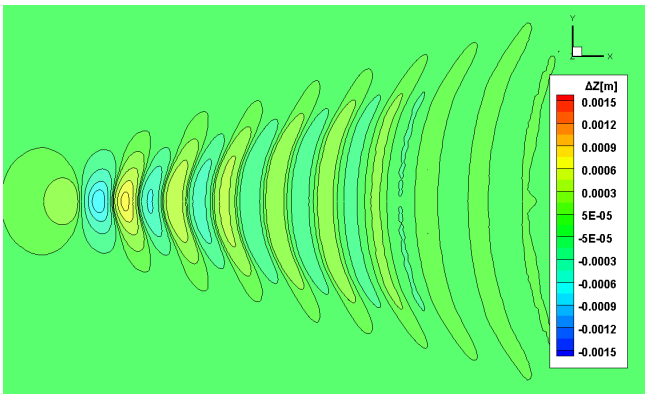


(c) $\rho_1/\rho_2 = 0.925$ (Case 8)

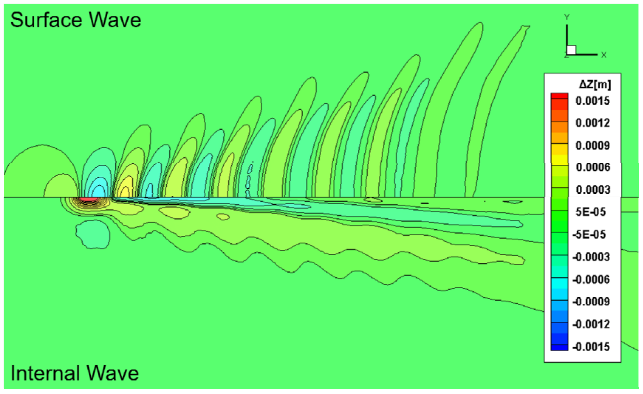
Fig. 8 Contour of surface wave and internal wave pattern according to the density ratio (U=0.8m/s, D=4.5cm)

Fig. 7과 8을 비교해 보았을 때, 수중 운동체의 속도가 빠를수록 표면파의 파형은 가로파보다 발산파의 형태가 더 우세하며 이러한 표면파의 형태가 내부파에 영향을 상대적으로 많이 끼치는 것을 알 수 있다. Case 5와 Case 8을 비교하여 보면 밀도비와 깊이비가 같은 조건이지만 Case 5의 경우 표면파에는 약한 가로파가 나타나고 있고 Case 8에는 발산파가 우세하게 나타나고 있다. 이러한 표면파의 파형이 내부파의 파형 변화에 영향을 주었는데, 속도가 느린 Case 5의 경우 표면파의 가로파와 내부파의 발산파가 혼합되어 나타나는 반면 Case 8의 경우 표면파와 형태가 유사한 발산파가 우세하게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 또한 속도가 빠를수록 표면파 및 내부파의 파고는 모두 커지는 경향이 나타났다.

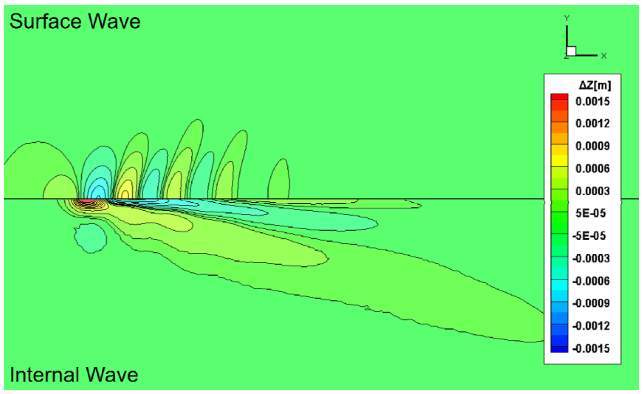
수중 운동체의 속도 또한 깊이비, 밀도비와 마찬가지로 표면파와 내부파간의 영향에 미치는 요소로써 속도가 빠를수록 표면파의 파형이 내부파의 파형에 영향을 크게 끼치는 것을 알 수 있다.



(a) $\rho_1/\rho_2 = 1$ (Case 9)



(b) $\rho_1/\rho_2 = 0.976$ (Case 10)



(c) $\rho_1/\rho_2 = 0.925$ (Case 11)

Fig. 9 Contour of surface wave and internal wave pattern according to the density ratio (U=0.5m/s, D=7cm)

수중 운동체가 깊은 곳에서 운항할 경우에 대해 밀도비에따른 해석 결과를 Fig. 9에 나타내었다. Fig. 7과 비교하면 상부층의 깊이가 2배로 증가하였기 때문에 담수만 있는 경우 표면파의 파고가 감소하게 된다. 그리고 담수-해수의 경우 표면파와 내부파의 거리가 증가하게 되어 상호작용에 의해 발생하는 내부파의 가로파가 관찰되지 않았다. 담수-식물성 기름의 경우 표면파는 후류에서 빠르게 소산되어 파형이 사라지는 현상을 보였으며, 내부파는 담수-해수와 동일하게 표면파에 의한 영향이 나타나지 않았다.

4. 결 론

해수, 담수, 식물성 기름을 사용하여 성층화된 유체 영역 내에서 유체의 깊이비, 밀도비, 수중운동체의 속도에 대해 표면파와 내부파의 파형 변화에 관하여 연구하였다. 단일층의 경우 수중 운동체의 깊이가 깊을수록 발산파에서 가로파로의 파형 변화가 나타났다. 또한 복층에서는 깊이비(h_1/h_2)가 작을 경우 표면파와 내부파 사이의 영향이 커져 표면파의 파형이 내부파의 파형변화에 관여하게 되어 표면파의 파형이 내부파의 파형에 드러나게 된다. 하지만 깊이비가 커지게 되면 표면파와 내부파 사이의 영향이 작아져 내부파는 독립된 발산파의 형태가 우세하게 나타난다.

그리고 밀도비(ρ_2/ρ_3)가 작을수록 표면파와 내부파 사이의 영향이 작아진다. 이러한 경향은 속도가 빨라지거나 깊이가 더 깊어져도 동일하게 나타났다. 표면파의 파형 변화는 해수-담수와 담수-담수 조건 사이에서는 크지 않았지만 담수-식물성 기름 조건에서는 파형 변화가 크게 나타났다.

마지막으로 속도에 따른 파형의 변화에 대해서 알아보았는데 표면파의 경우 속도가 빨라지면 가로파에서 발산파로의 파형 변화가 발생하였으며 내부파의 경우 표면파와 유사한 형태의 발산파가 발생하였다. 이는 속도가 빠를 경우 발생한 표면파의 파형이 내부파의 파형에도 지배적인 영향을 미친 것으로 보인다.

이러한 결과를 바탕으로 깊이비는 클수록, 밀도비는 작을수록, 그리고 수중 운동체의 속도가 느릴수록 표면파와 내부파는 독립된 파형을 가지게 되며 내부파는 발산파의 형태, 표면파는 가로파의 형태를 가지게 될 것 이라고 추측할 수 있다.

후 기

본 연구는 국방과학연구소의 지원을 받아 수행한 위탁연구(UD170021DD)의 일부임을 밝히며, 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

Duncan, J.H. (1983). “The breaking and non-breaking wave resistance of a two-dimensional hydrofoil”, Journal of fluid mechanics, Vol. 126, pp 255-261.

Kim, H.R. Ahn. S.Y. Kim, H. (2001). “Observation of highly nonlinear interanl solitions generated by near-internal waves off the east coast of korea”, Geophysical research letters, Vol. 28, No. 16, pp 3191-3194.

Ko, D.H. Cho, Y.W. Choi, W.Y. (2013) “A laboratory observation of surface-and internal waves in two-layered fluids”, The conference proceeding of the korean society of mechanical engineering, pp 389-392.

Koo, W.C. Kim, M.G. (2009). “Numerical analysis of internal waves in two-layer fluids by a two-domain boundary element method”, Journal of ocean engineering and technology, Vol. 23, No.4, pp 6-11.

Lee. W.D. Hur, D.S. (2014). “Development of 3-D hydrodynamical model for understanding numerical analysis of density dcurrent due to salinity and temperature and its verification”, Journal of the korean society of civil engineering, Vol. 34, No. 3, pp 859-871.

Lee, W.D. Hur, D.S. (2016). “Characteristics of surface and internal wave propagation through density stratification”, Journal of the korean society of civil engineering, Vol. 35, No. 5, pp 819-830.

Robey, H.F. (1997). “The generation of internal waves by a towed sphere and its wake in a thermocline”, Physics fluids, Vol. 9, No. 11, pp 3353-3367.

Yeung, R.W. Nguyen, T.C. (1999). “Waves generated by a moving source in a two-layer ocean of finite depth”, Journal of engineering mathematics, Vol. 35, pp 85-107.

방파제 연계형 진동수주실의 유체성능평가를 위한 유한요소법 기반 포텐셜 유동 수치해석 기법 개발

남보우* · 김정석* · 박세완* · 김경환* · 홍기용*
*선박해양플랜트연구소 해양플랜트·에너지연구부

Development of a Numerical Method for Potential Flow Analysis around OWC Camber Connected with Breakwater

B.W. Nam*, J.S. Kim*, S.W. Park*, K.H. Kim*, K.Y. Hong*

*Korea Research Institute of Ships & Ocean Engineering (KRISO), Daejeon, Korea

KEY WORDS: OWC Chamber 진동수주실 챔버, Potential flow analysis 포텐셜 유동 해석, Breakwater 방파제, Finite element method 유한요소법

ABSTRACT: *In this study, a time-domain numerical method based on a three-dimensional potential flow solver is developed to evaluate the performace of a sloped OWC chamber connected with breakwater. A classical finite element method is applied to solve the Laplace equation in the fluid domain based on potential flow. In order to include the turbine and breakwater effect, additional numerical modellings are also proposed. The developed numerical method is validated by comparing the numerical results with the model test data for OWC alone cases. Then, discussion is made on the effect of breakwater on the performance of OWC cahmber connected with breakwater.*

1. 서 론

파도를 이용하여 에너지를 획득하는 다양한 파력발전장치들은 그 변환 방식에 따라 크게 3가지 형식, 즉 가동물체형, 월파형, 진동수주형으로 구분될 수 있다. 가동물체형 파력발전장치는 파의 상하운동 또는 회전운동을 직접 기계적 운동으로 변환하여 에너지를 획득하는 방식이다. 이 방식은 에너지 변환효율이 높은 반면, 변환장치가 파랑하중에 직접 노출되어 내구성이 취약한 단점이 있다. 두 번째로 월파형 파력발전장치는 다가오는 파를 월파시켜 저장소에 담고, 이로 인해 발생한 수두차를 이용하여 전기를 생산하는 방식이다. 간접 변환방식이기에 내구성은 향상되지만, 월파특성을 이용하기 때문에 파고와 조석 조건에 따른 발전 성능의 변동성이 큰 단점이 있다. 반면 진동수주형은 가장 전통적인 방식이지만, 내구성과 발전 변동성이 상대적으로 좋아 가장 널리 활용되는 파력발전방식이다. 이 경우 파도의 운동을 공기의 흐름으로 먼저 바꾸고, 공기의 흐름을 이용하여 간접적으로 터빈을 돌려 전기를 생산하게 된다.

파력발전 장치에 대한 국내의 수치해석 연구로는 대표적으로 경조현 외(2006)은 진동수주형 파력발전장치의 성능을 포텐셜 유동 기반의 국소유한요소법을 활용하여 수치해석 한 바 있다. 또한 부유식 BBDB형 진동수주 파력발전장치와 관련해서는 김진하 외(2006)이 역시 포텐셜 유동 기반의 경계요소법을 적용하여 구조물의 파랑 중 운동 및 파랑표류력에 대한 연구를 진행한 바 있다. 가동물체형 파력발전장치에 대한 연구로는 남보우 외(2011)이 고차경계요소법과 파랑그린함수를 이용하여 진자형 파력발전 장치에 대한 파랑 운동 특성을 해석한 바 있다.

본 연구에서는 방파제 연계형 진동수주실 파력발전 구조물의 유체성능을 평가하기 위한 수치해석 기법을 개발하였다. 포텐셜 유동 이론에 기반하여 터빈 연성효과와 방파제 효과를 수치 모델링 하였으며, 유한요소법에 기반하여 시간영역 포텐셜 유동 해석 기법을 개발하였다. 개발된 수치기법을 활용하여 경사형 진동수주실에 대한 규칙파 중 기본 검증을 수행하였으며, 방파제 유무에 따른 진동수주실 성능에 대해 수치해석 결과를 제시하였다.

2. 대상문제

본 연구에서는 Fig. 1과 같이 방파제에 연계하여 설치되는 진동수주(Oscillating Water Column, OWC)형 파력발전장치를 대상구조물로 고려하였다. 이러한 방파제 연계형 OWC 구조물은 기존 또는 신규 제작 방파제의 중간에 설치를 하여 운영되게 되며, 별도로 지지 구조물을 제작하는 것보다 설치비용을 절감할 수 있는 장점이 있다. 또한 구조물 상단에 터빈을 포함한 전력변환장치를 설치할 수 있어서, 유지보수 시 육지로부터 접근성이 용이한 측면이 있다. 반면 기존 방파제의 사면경사에 따라 진동수주실이 경사를 가질 수 있으며, 진동수주실 측면으로 방파제의 테트라포드(Tetrapod, TTP)가 위치하게 되어, 이로 인한

진동수주실의 유체성능에 대해 설계단계에서 면밀히 검토할 필요가 있다.

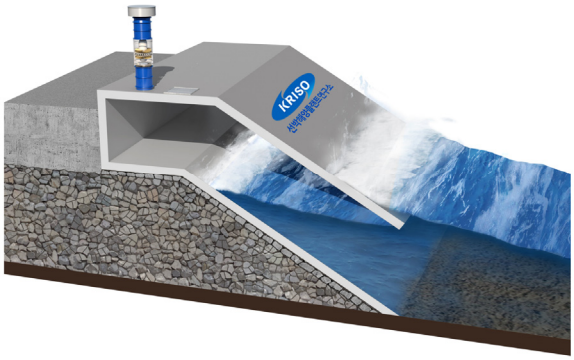


Fig. 1 a sloped OWC structure connected to breakwater

3. 수학적 정식화 및 수치해석방법

3.1 수학적 정식화

방파제 연계형 진동수주실의 유체성능 평가를 위하여 본 연구에서는 포텐셜 유동이론 기반의 수치해석 기법을 개발하고자 하였다. 진동수주실 주위 유동장에 대한 경계치 문제는 다음과 같다.

$$\nabla^2\phi = 0 \qquad \text{in} \quad \Omega \quad (1)$$

$$\frac{\partial\zeta}{\partial t} = \frac{\partial\phi}{\partial z} - \beta\zeta \qquad \text{on} \quad S_F \quad (2)$$

$$\frac{\partial\phi}{\partial t} = -g\zeta + P_c - \beta\phi \qquad \text{on} \quad S_F \quad (3)$$

$$\frac{\partial\phi}{\partial n} = 0 \qquad \text{on} \quad S_B, S_W \quad (4)$$

여기서 유체영역의 지배방정식(식(1))은 속도포텐셜 ϕ에 대한 라플라스 방정식이다. 식(2)와 (3)은 각각 운동학적, 동역학적 선형 자유표면 조건이다. 여기서, ζ는 파고이며, g는 중력가속도이다. P_c는 자유표면 압력이며, 공기챔버 내부는 터빈에 의한 압력강하를 고려해야 하며, 공기챔버 외부는 대기압과 동일하다. β는 선형 자유표면 감쇠계수이며, 이는 TTP 영역과 반사파를 막기 위한 수치감쇠영역을 설정하기 위해서 활용하였다. 식(4)는 구조물 표면과 해저바닥의 불투과 경계조건이다.

진동수주실과 터빈의 연성효과는 유동 입장에서는 진동수주실 내부의 자유표면에서의 압력 변화로 이해될 수 있다. 즉 진동수주실 내부의 공기의 압력이 터빈에 의하여 대기압과 다른 조건이 형성된다. 본 연구에서는 챔버 내부의 압력강하를 덕트를 통과하는 수직 상방향 기류의 유속(U_d)과 선형적인 관계를 가진다고 가정하여 아래와 같은 식을 고려하였다.

$$P_C = \begin{cases} 0 & on\ S_{F1} \\ \gamma U_d & on\ S_{F2} \end{cases} \quad (5)$$

방파제에 의한 주된 효과는 크게 유동관점에서 두 가지로 구분할 수 있다. 첫 번째는 방파제로 다가오는 파가 테트라포드 사이의 공극을 통과하면서 유체항력이 발생하고 에너지를 소산하게 되는 효과이다. 두 번째로는 입사파가 방파제 사면과 TTP에 부딪히면서 반사되는 효과가 있다. 본 연구에서는 유체항력에 의한 감쇠효과는 자유표면에 선형 감쇠항(β)을 테트라포드 영역에만 국소적으로 고려하는 방식으로 고려하였다. 방파제에 의한 반사효과는 수치격자를 생성하여 직접 고려하는 방식을 선택하였다. 단 사면을 통과하는 투과파에 대해서는 그 양이 작다고 가정하여 무시하였다.

3.2 유한요소법

본 연구에서는 식(1)~(5)에 주어진 경계치 문제를 해결하기 위하여 유한요소법을 적용하였다. 유한요소법에서는 경계치 문제에 대한 약형(Weak formulation)을 구성하기 위하여 시험함수(Test function)을 도입하여 지배방정식을 부분적분(Integration by parts)하는 절차를 수행한다. 식 (6)은 본 경계치 문제에 대한 약형을 보여주고 있다.

$$\int_\Omega \nabla\phi \cdot \nabla\psi\, dV - \int_{\partial\Omega} \frac{\partial\phi}{\partial n}\psi\, dS = 0 \quad (6)$$

유한요소법에서는 계산하려고 하는 유체영역을 유한 수의 요소로 이산화하며, 유체영역에 정의되는 속도포텐셜 또는 파고함수를 연속이고, 미분가능한 형상함수의 선형중첩으로 근사한다. 속도포텐셜과 파고함수는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\phi(x,y,z,t) = \sum_i \phi_i(t) N_i(x,y,z) \quad (7)$$

$$\zeta(x,y,z,t) = \sum_k \zeta_k(t) M_k(x,y) \quad (8)$$

여기서 N_i는 전 유체영역에서 정의되는 3차원 형상함수이며, M_k는 자유표면 위에 정의되는 2차원 형상함수이다. 본 연구에서는 8절점의 육면체 요소와 4절점의 사각형 요소를 이용하였다. 최종적으로 경계치는 문제는 다음과 같은 이산화된 방정식으로 표현될 수 있다.

$$K_{ij}\phi_j = F_i \quad (9)$$

$$T_{ik}\dot{\zeta}_k = P_{ik}\phi_{n,k} \quad (10)$$

$$T_{ik}\dot{\phi}_k = -gP_{ik}\zeta_k \quad (11)$$

$$K_{ij} = \iiint_\Omega \nabla N_i \cdot \nabla N_j\, dV \quad (12)$$

$$F_i = \iint_{S_B} N_i \frac{\partial\phi}{\partial n} dS \quad (13)$$

$$T_{ik} = P_{ik} = \iint_{S_F} M_i M_k dS \quad (14)$$

이 때 식 (10)과 (11)은 자유표면의 파고 및 속도 포텐셜에 대한 시적분을 나타내며, 본 연구에서는 4차 정도의 Adams Bashforth-Moultn 방법을 적용하여 수행되었다. 수치적으로 방사조건을 만족하기 위하여, 유체영역 외곽을 따라 감쇠영역(damping zone)을 도입하여 수치계산을 수행하였다.

4. 수치해석 결과

4.1 진동수주실 수치해석 검증

먼저 개발된 수치해석 기법의 검증을 위해서 경사형 진동수주실 단독 성능에 대한 규칙파 중 응답특성을 Park et al.(2018)의 모형시험 결과와 직접 비교하였다. Fig.2는 경사형 진동수주실 격자계를 보여주며, Fig. 3은 개발된 수치해석기법을 적용하여 계산한 진동수주실 유출입 공기의 양을 모형시험의 결과와 직접 비교하여 보여주고 있다. 수치 격자에 따른 수렴성을 검토하기 위하여, 3가지 격자의 계산결과를 같이 도시하였다. 전반적으로 파주기 4.5초 이후부터 진동수주실의 유출입 공기가 증가하며, 약 6.5초 근방에서 최대의 성능을 보이게 된다. 이러한 전반적인 경향은 모형시험과 수치해석에서 모두 유사하게 관찰되며, 두 결과 간에 일치도는 전체 주기영역에서 비교적 좋았다. 수치해석 격자에 따른 수치해의 차이는 크지 않았으며, 격자가 조밀해질수록 일정한 해로 수렴해 가는 경향을 확인할 수 있었다.

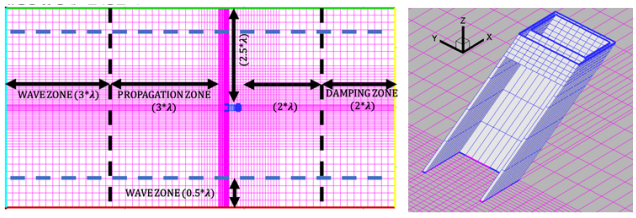


Fig. 2 Computational mesh for a sloped OWC chamber

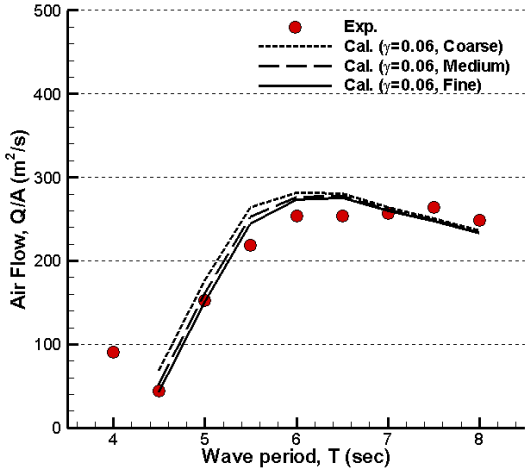


Fig. 3 Comparison of air flow between present results and experimental data in regular waves

4.2 방파제 효과 수치해석

방파제에 유무에 따른 진동수주실의 성능을 평가하기 위하여 Fig. 4와 같이 두 가지 형태의 격자를 생성하여 수치해석을 수행하였다. 이 때 방파제의 형상은 제주도 추자도의 묵리포구의 방파제를 고려하여 제원을 설정하였다. 또한 방파제와 진동수주실이 좌우대칭의 형상을 가진다고 가정하여, 반쪽 형상에 대해서만 격자를 생성하여 평가를 진행하였다.

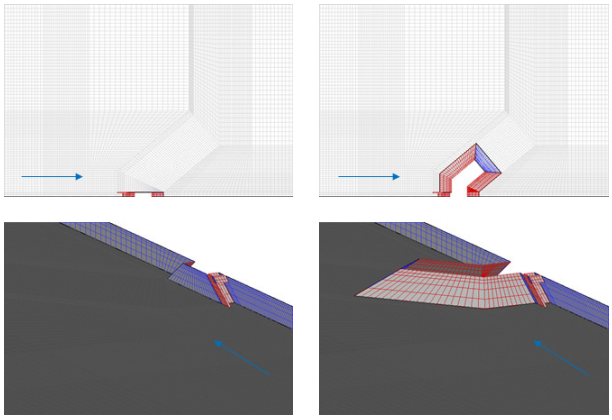


Fig. 4 Mesh system for OWC only (left) and OWC connected to breakwater (right)

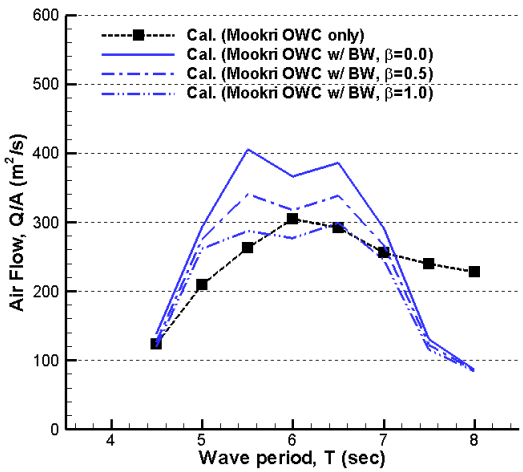
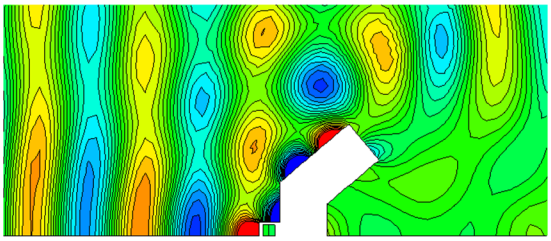


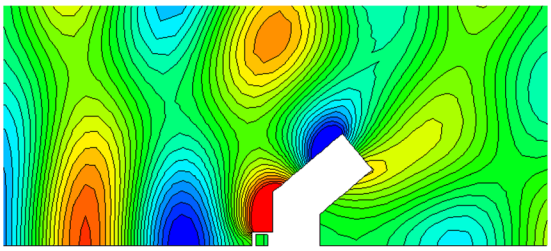
Fig. 5 Effect of breakwater on air flow of OWC chamber

Fig. 5는 방파제의 유무에 따른 진동수주실의 성능을 비교하여 보여주고 있다. 방파제를 포함한 계산에서는 테트라포드에 의한 감쇠효과를 포함하기 위하여, 감쇠계수(β)를 세 가지로 바꾸어가며 계산을 수행하였다. 방파제 효과로 인하여 파주기 4.5초~7.0초 조건에서는 진동수주실 성능이 일부 증가하는 것을 보여주고 있다. 하지만 주기 7초 이상에서는 방파제 효과로 인하여 진동수주실 성능이 감소할 수 있음을 보여주고 있다. 이러한 원인을 검토하고자 진동수주실 주변의 파랑장을 Fig. 6과 같이 검토하였다. Fig. 6(a)와 같이 파주기 5.5초 조건에서는 방파제

길이방향으로 파장의 2배에 해당하는 공진이 발생하게 되며, 그로 인하여 진동수주실 앞쪽에 높은 파고의 정상파가 형성되면서 진동수주실의 성능이 증가한 것을 확인할 수 있다. 반면 Fig. 6(b)의 경우에는 진동수주실 앞쪽에 노드점이 형성되면서, 진동수주실의 안쪽의 파고를 급격하게 낮추게 되고 그로 인하여 진동수주실의 성능이 급격하게 저하되었음을 알 수 있다. 감쇠계수에 따른 수치계산결과를 살펴보면, 전반적으로 테트라포트의 감쇠효과가 증가할수록 방파제 효과는 줄어드는 것을 수치적으로 확인할 수 있다.



(a) T=5.5 s



(c) T=8.0 s

Fig. 6 Wave contours around the OWC chamber connected to breakwater

5. 결 론

본 연구에서는 방파제 연계형 진동수주실에 유체성능 평가를 위한 유한요소법 기반의 포텐셜 유동 해석기법을 개발하였다. 방파제를 고려한 진동수주실 주변의 유동장 해석을 위하여 선형 경계치 문제를 유도하였으며, 터빈과 방파제 효과를 포함하기 위한 수치 모델링을 제안하였다. 개발된 수치기법을 검증하고자, 경사형 진동수주실 단독에 대한 모형시험 결과와 비교하여 비교적 일치된 결과를 확인할 수 있었다. 방파제 효과를 검토하고자 방파제 유무에 따른 수치계산을 수행하였으며, 방파제로 인한 파변형특성 때문에 진동수주실의 성능이 파주기별로 증감하는 경향을 확인할 수 있다. 추후 터빈과 방파제의 비선형 특성이 고려된 수치 모델링 개발이 요구되며, 모형시험을 통하여 방파제 효과에 대한 검증을 수행할 예정이다.

후 기

본 연구는 해양수산부의 국가연구개발사업인 “방파제 연계형 파력발전 융복합 기술개발”(PMS3780)의 연구결과 중 일부임을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

경조현, 홍사영, 홍도천 (2006). “진동수주형 파력발전기의 에너지 흡수효율 해석”, 해양공학회지, 20권 4호, pp 64-69.

김진하, 류재문, 홍도천, 홍석원 (2006). “BBDB형 진동수주 파력발전장치의 운동 및 파랑표류력 연구”, 해양공학회지, 20권 2호, pp 22-28.

남보우, 홍사영, 김기범, 박지용, 신승호 (2011). “부유식 진자형 파력발전 장치의 파랑운동 수치해석”, 해양공학회지, 25권 4호, pp 28-35.

Park, S., Kim, K.H., Nam, B.W., Kim, J.S., Hong, K. (2018). “Numerical Study on Performance Analysis for OWC WEC Applicable to Breakwater”, The 4th Asian Wave and Tidal Energy Conference, 466.

선박 측면 파공에서의 기름 유출 방지를 위해 설계된 앵커형 봉쇄장치의 유동 해석

김동영* · 이순현* · 백광준* · 이현철**
*인하대학교 조선해양공학과
**㈜하늘연소프트

Numerical Analysis of the Liquid Spill Stopper of Anchor Type for the Prevention of Oil Leakage from a Damaged Ship

Dong-Young Kim*, Soon-Hyun Lee*, Kwang-Jun Paik*, and Hyun-Cheol Lee**

*Department of Naval Architecture & Ocean Engineering, Inha University, Incheon, Korea
**Hanulyeonsoft Co. Ltd., Seoul, Korea

KEY WORDS: Anchor 앵커, Computational fluid dynamics 전산유체역학, Liquid spill stopper 파공봉쇄장치, Hull puncture 선박 파공

ABSTRACT: *In 2007, a lot of crude oil was spilled after the collision of the VLCC Hebei Spirit near the port of Daesan on the Yellow Sea coast of Taean County, South Korea. The development of technology to effectively prevent the leakage of crude oil due to the marine accidents has been ongoing for a long time. In recent years, the devices to prevent the release of oil from a damaged ship have been developed as an alternative to the accidents. Many experiments have been conducted to verify the performance of such devices. In this study, the experimental method pressurizing the water tank to satisfy the real hydrostatic pressure at the puncture of hull is compared to the experimental method using the gravity to satisfy the hydrostatic pressure. The comparison is performed with the computation fluid dynamics based on the finite volume method. The flow structure inside the tank with different shapes of puncture and the pressure changes in the cross-section of the punctures are investigated. And the drag forces acting on the anchor are compared between the pressured water and the gravity tank.*

1. 서 론

2007년 유조선 허베이 스피릿호와 해상 크레인이 충돌하여 드럼통 약 5만개 분량의 기름이 바다에 유출되었다. 충돌 시 파공을 오랜 시간 방치하여 해양오염 사고는 더욱 심각해졌다. 이 사고는 국내 최대 해양오염 사고로 여겨지고 태안반도 일대는 특별 재난 구역으로 선포되었다. 이렇게 큰 사고로 이어진 이유는 원유가 유출이 된 후 봉쇄가 완료될 때까지 40시간이 소요되었기 때문이다. 또한 2014년 캡틴 반젤리스 L호와 유류 공급선 G호가 충돌하는 사건이 생겼다. 사고 발생 2시간 만에 해경 대원들의 지원에 의해 파공이 봉쇄되어서 더 이상의 유출된 기름이 없었고, 이후 오염된 곳에 대한 기름띠 확산 방지에 대해 빠른 방제 작업을 진행하였다. 본 사고가 상대적으로 적은 피해로 마무리될 수 있었던 것은 해경의 파공 봉쇄를 위한 역할이 컸기 때문이며, 이는 많은 장비와 인원을 투입한 결과였다. 현재 해상에서도 여러 가지 이유로 발생한 선박의 파공으로 인해 해상 환경오염 사고와 선박 침몰 등이 계속해서 일어나고 있다. 따라서 이러한 해난 사고에 대해 보다 빠르고 안전한 봉쇄 방법이 필요하다.

Moon et al. (2013)은 해상오염 사고를 방지하기 위해 개발된 저압형 파공 봉쇄장치에 대한 실험을 하였다. 이 봉쇄장치는 영구자석을 적용하였다. 크기가 서로 다른 파공에 대해 압력을 변화시켜 봉쇄장치의 변형, 누설 등에 대한 성능 검증을 하였고, 실제 함정에서의 작전속도에 따라서 저압형 파공 봉쇄장치의 분리실험을 하였다.

위의 방법에서는 파공을 직접 봉쇄해야 하는 인원에 대해 위험성이 있는 반면에 앵커형 파공 봉쇄장치는 헬기 이송을 통해 선상 투입이 가능하고, 원격제어 방식으로 선체 외벽에 부착하여 파공부에 접근이 가능하다. 따라서 앵커형 봉쇄장치의 효율적인 사용을 위해 파공의 크기, 형상, 유출되는 압력에 따른 연구가 필요하다. 본 연구에서 목표 유출 압력을 유지시키기 위한 방법에 대해 분석하고, 그 방법을 적용하여 형상이 서로 다른 파공부에 따른 탱크 내부 유동변화, 파공부 단면에서의 압력변화와 앵커에 작용하는 항력에 대한 수치해석을 진행하였다.

2. 수치 해석 방법과 모델

본 연구에서는 다상 흐름을 수치 해석하기 위해 상업용 CFD 소프트웨어인 STAR-CCM+12.06이 사용되었다. 유동다상 유동을

위해 VOF(volume of fluid)법이 사용되었다. 난류 모델은 Realizable k-ε 이 고려되었다. 연구에 사용된 수치 모델은 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Numerical methods for simulation

Numerical models	Method
Used Tool	STAR-CCM+ ver.12.06
Turbulence model	Realizable k-ε
Time	Implicit Unsteady
Multiphase	Volume of Fluid (VOF)

완전히 발달된 난류 유동으로 가정하고, 파공봉쇄장치 효과를 분석하기 위해 비압축성 3차원 비정상 유동을 물리적 모델로 사용되었다. 연속 방정식과 Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) 방정식이 사용되었다. 지배방정식은 다음과 같다.

$$\frac{d}{dt}\int_{\Omega}\rho d\Omega + \int_{S}\rho u_i n_i dS = 0 \tag{1}$$

$$\frac{d}{dt}\int_{\Omega}\rho\, d\Omega + \int_{S}\rho u_i n_i\, dS = \int_{S}(\tau_{ij}n_i - \rho n_i)\, dS + \int_{\Omega}\rho b_i\, d\Omega \tag{2}$$

여기서, U_i는 속도 텐서이고 b_i는 체적력 텐서이다. ρ와 p는 압력과 밀도이다. τ_{ij}는 점성과 난류의 유효응력이며 다음과 같이 정의된다.

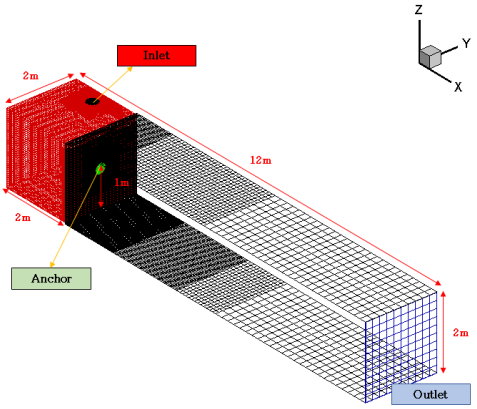
$$\tau_{ij} = \mu_e\left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)-\frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\right] \tag{3}$$

여기서, μ_e는 유체의 동점성계수이다.

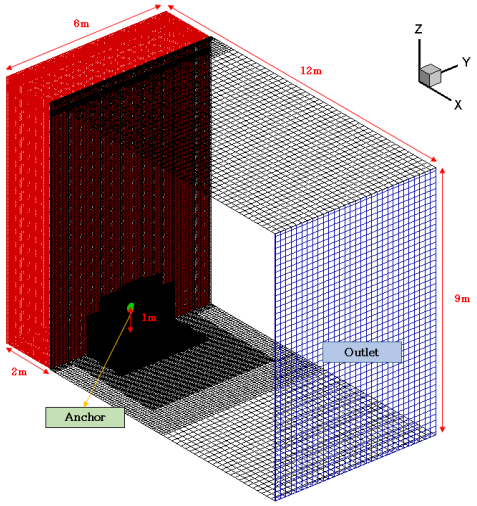
3. 수치 해석 조건

3.1 격자계 및 경계 조건

파공이 생겨서 내부의 유체가 유출되는 현상을 모사하기 위해 물 탱크를 모델링 하였고, Fig. 1에 나타내었다. 물 탱크는 가압식과 중력식으로 총 2가지 조건으로 나누었다. 가압식은 주입구를 두어 물을 일정한 속도로 계속 주입시켜 유출구에서의 목표 압력을 맞추는 방법이고, 중력식은 탱크 내부의 유체의 높이와 파공 부의 중앙까지의 높이 차이를 이용하여 유출구에서의 압력을 맞추는 방법이다. 가압식에서 물의 주입구를 velocity inlet으로 설정하였으며, 출구면은 pressure outlet으로 설정하였다. 나머지 경계조건들은 wall로 설정하였다. 중력식에서는 따로 물을 주입하지 않기 때문에 inlet은 따로 설정하지 않았다. 출구면은 가압식과 같이 pressure outlet으로 설정하였다. 중력식에서는 수치해석이 진행되는 동안 높이 차이를 유지하기 위해 충분히



(a) Pressurized water tank



(b) Gravity water tank

Fig. 1 Boundary conditions and gird system

넓은 형태의 탱크로 만들어졌다. 격자수는 가압식에서 약 2.5M개, 중력식에서는 약 3.0M개가 사용되었다.

3.2 앵커 형상

앵커의 형상은 Fig. 2에 나타내었다. 앵커의 끝은 유출되는 면에 닿게 위치를 설정하였으며 앵커의 중심과 파공 부의 중심을 같게 설정하였다.

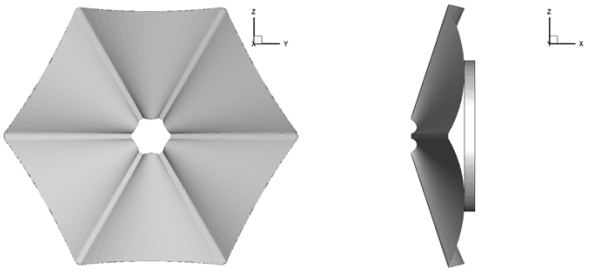
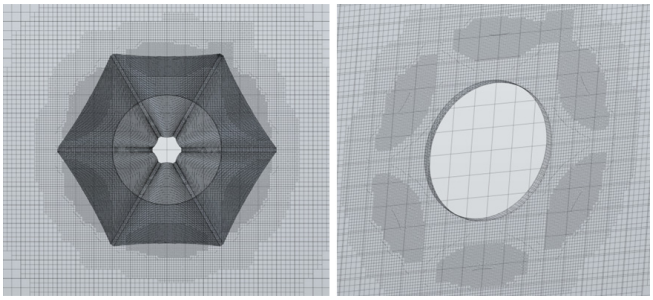


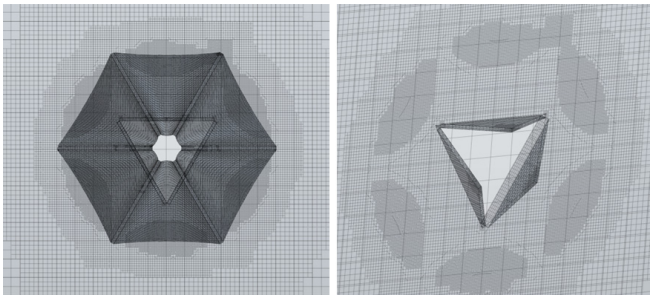
Fig. 2 The geometry of anchor

3.3 파공 형상

파공은 원형과 역삼각형으로 2가지를 모델링하였다. 원형 파공은 지름이 30cm이며, 탱크 내부에 부가물이 없는 규칙 파공 형태이다. 역삼각형 파공은 원형 30cm을 외접원으로 가지며 탱크 내부에 부가물이 있는 불규칙 파공형태이다. Fig. 3은 파공들의 격자와 형상을 앵커와 함께 나타내었다.



(a) Circular hole



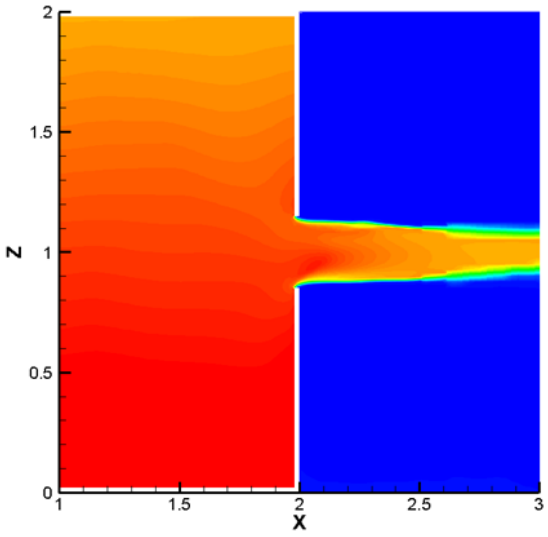
(b) Inverted triangular hole

Fig. 3 Grid structures for anchor and hole

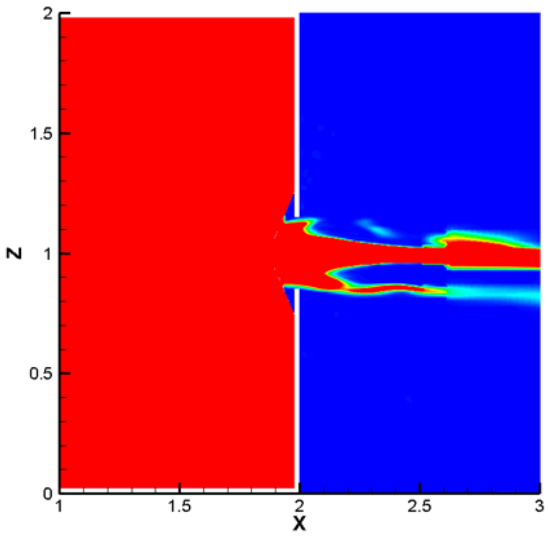
4. 결과 및 고찰

4.1 가압식 방법과 중력식 방법 비교

실제 실험을 할 경우 보통 가압식과 같은 방법을 많이 사용한다. 가압식은 탱크의 주입구에서 수압을 가해 유출압을 조절할 수 있다. 중력식 방법은 실제 탱크 내부에서 유체의 수면 높이와 파공 부의 높이 차이로 압력을 조절할 수 있다. Fig. 4에서 가압식 방법에서 앵커의 유무에 따른 탱크 내부의 압력 분포 비교를 나타내었다. 앵커가 없는 경우, 입구면에서 유체의 주입속도를 조절하여 파공부에서 목표 유출압력 75kPa을 보였다. 하지만 앵커가 있는 경우, 탱크 내부 전체가 75kPa를 넘는 수치를 보였다. 이는 파공부를 통해 나가는 유체가 앵커에 막혀서 앵커가 없을 경우보다 훨씬 적은 양이 유출되는데, 앵커가 없을 경우와 같은 속도로 유체가 지속적으로 주입되면 내부의 압력이 높아진다. 따라서 실제 실험에서 앵커가 존재하는 경우, 가압식으로 주입구에서 물의 주입량이나 주입속도를 유지시키면 탱크 내부의 압력이 계속 높아질 수 있다.



(a) w/o anchor



(b) w/ anchor

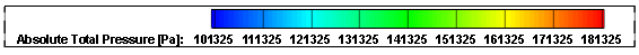


Fig. 4 Comparison of pressure distribution between without and with anchor in the pressurized water tank

이를 수치적으로 확인하기 위해 각 지점에서의 속도를 Fig. 5로 나타내었다. 각각의 위치는 유체가 담긴 탱크의 두께를 포함하는 지점을 기준으로 시작해서 양 쪽으로 50cm 범위 안에 10cm 간격으로 총 10가지 지점에서의 속도를 나타내었다. 앵커가 없을 경우 내부에서는 속도가 0m/s에 가깝다. 파공부 근처로 갈수록 속도가 높아지면서 그 이후 50cm까지는 속도가 유지된다. 하지만 앵커가 존재할 경우, 내부 속도는 유사하지만 높아진 내부 압력의 영향으로 속도는 매우 높게 유출되었다. 이러한 문제점을 보완하기 위해 높이 차이에 의한 압력을 이용한 방법이 필요하다.

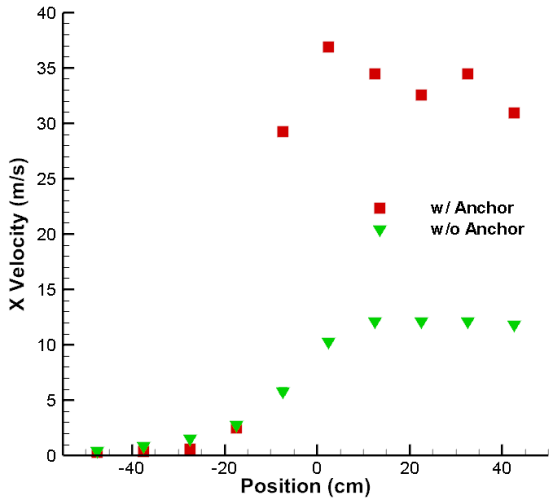


Fig. 5 Comparison of velocity distribution near puncture between without and with anchor at the circular hole

Fig. 6은 중력식 방법을 사용하여 원형 파공부 주위의 압력 분포와 속도 분포를 나타내었다. 앵커가 없을 경우, 가압식과 유사한 압력 분포를 나타내었으며 파공부에서는 목표 유출 압력인 75kPa을 보였다. 앵커가 있는 경우, 가압식과 다르게 탱크 내부의 압력이 상승하지 않음을 확인할 수 있었다. 파공부에서의 압력을 보면 앵커의 존재 유무에 따라 압력차이가 확연하게 나타난다. 앵커가 없는 경우 대부분의 파공부 면적에서 75kPa로 유출된다. 하지만 앵커가 존재하는 경우 중심을 제외하고 약 30kPa로 낮아짐을 알 수 있다. 탱크 내부와 외부의 속도 분포를 보면 앵커가 존재하였을 경우 많이 감소한 것을 확인할 수 있었다. 또한, 탱크 내부에서는 앵커의 존재 유무에 상관없이 파공부로 모이는 유동을 보이지만 앵커가 존재하는 경우에는 유동이 앵커면에 막혀서 실제 파공부에서의 앵커투입 시 유출량이나 유출속도가 줄어드는 현상을 잘 보여준다.

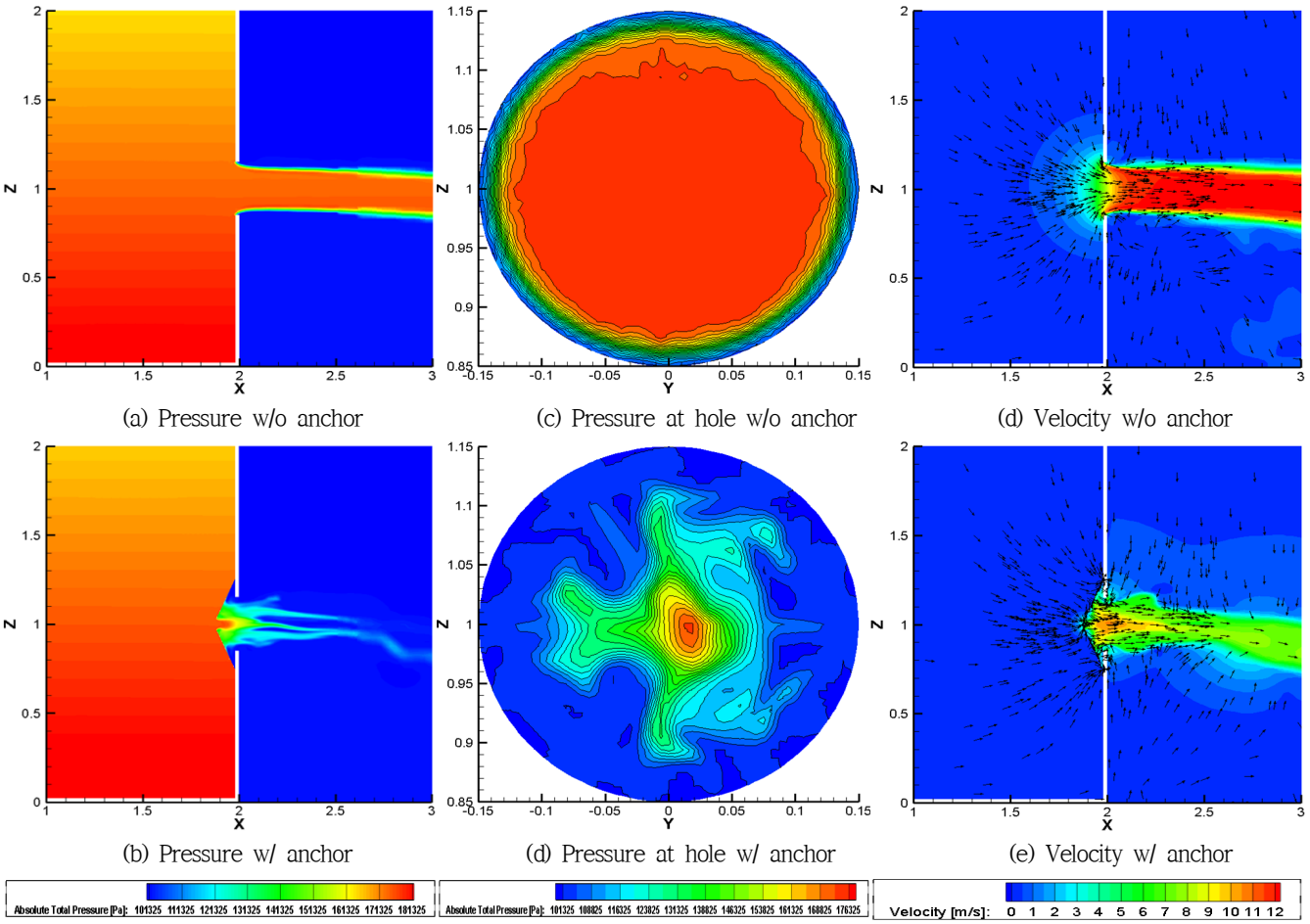


Fig. 6 Comparison of pressure and velocity distributions between without and with anchor at the circular hole in the gravity water tank

4.2 역삼각형 파공

Fig. 7은 중력식 방법을 사용한 역삼각형 모양의 불규칙 파공부 주위의 압력 분포와 속도 분포를 나타내었다. 앵커가 없을 경우에 파공 중심부에서 75kPa을 확인하였다. 원형 파공과 다르게 역삼각형 파공 조건의 경우 탱크 내부에 불규칙한 부가물의 존재로 인해 유체는 부가물을 타고 나가는 형태를 보인다. 즉, 수평방향보다 약간 위쪽으로 향해 나간다. 앵커가 있을 경우 파공부 근처에서의 압력은 원형 파공과 비슷하게 중앙부분에서의 압력이 높고, 압력의 수치 또한 75kPa임을 확인할 수 있다. 파공부 단면을 보면 앵커가 없을 경우 삼각형의 중앙에서 높은 압력을 형성함을 알 수 있다. 앵커가 존재 할 경우 파공부 단면에서는 현저히 낮은 압력으로 유출되는 것을 볼 수 있다. 유동 속도 분포를 보면 원형 파공과 마찬가지로 탱크 내에서 파공부로 모이는 유동 형태를 보이고, 앵커가 존재할 때 낮은 속도로 유출됨을 확인하였다.

4.3 앵커에 작용하는 항력

가압식 방법에서의 원형 파공과 중력식 방법에서의 원형 파공과 역삼각형 파공에 따른 앵커에 걸리는 항력을 Table 2에 나타내었다. 가압식 원형 파공의 경우 181,513N이 앵커에 항력으로 작용하였고, 중력식 방법에서 원형 파공의 경우 15,098N의 항력이 작용하였으며, 역삼각형의 경우 13,736N의 항력이 작용하였다. 가압식 방법으로 실험을 진행을 하면 앞서 말한 현상으로 탱크 내부에 압력이 계속 높아지게 된다. 그 결과로 앵커에 항력이 10배 이상이 걸리게 된다.

Table 2 Drag on anchor

Type		Drag [N]
Pressure	Circular	181,513
Gravity	Circular	15,098
	Inverted triangular	13,736

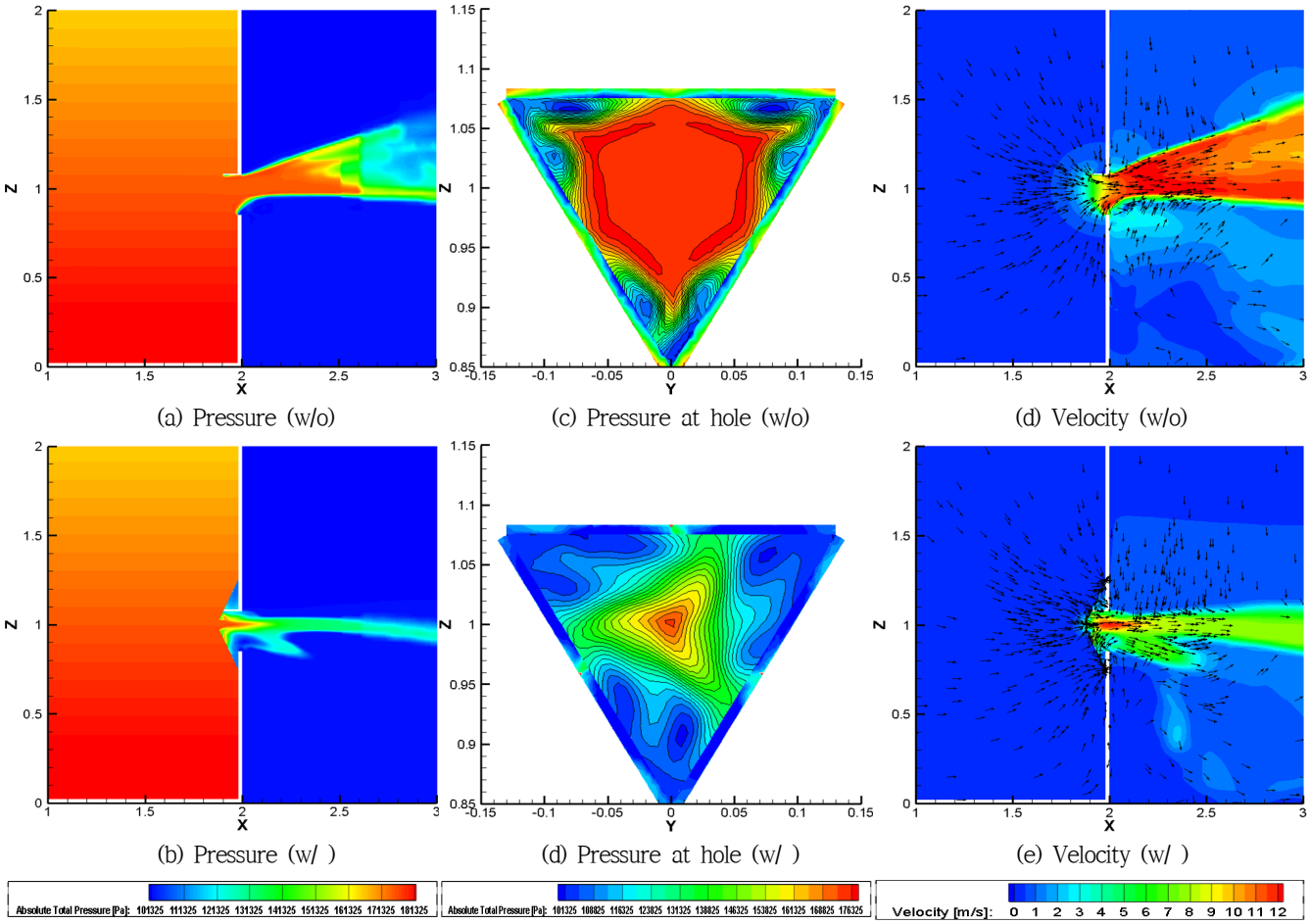


Fig. 7 Comparison of pressure and velocity distributions between without and with anchor at the inverted triangular hole in the gravity water tank

5. 결 론

본 논문에서는 선박 파공 봉쇄장치 개발의 기초연구로서 봉쇄장치 성능을 검토하기 위해 탱크에서 유출시키는 방법에 대해서 조사하였고, 원형과 역삼각형 파공일 때 탱크 내부와 외부의 압력 변화에 대해서 수치 해석을 진행하였다.

(1) 가압식과 중력식으로 나누어서 수치 해석을 진행한 결과 가압식의 경우, 앵커가 존재할 때 탱크 내부의 압력이 계속 상승함을 확인하였다. 이는 실제 파공이 생겼을 경우와 맞지 않는 현상이기 때문에 높이 차이를 이용한 방법을 제안한다.

(2) 유체의 수면과 파공 중심부의 차이에 따른 압력을 확인하였고, 앵커의 존재할 때 유출되는 압력과 속도가 현저히 작아짐을 확인하였다.

(3) 역삼각형 파공보다 원형 파공일 경우, 앵커에 작용하는 항력이 더 크게 작용하였다.

후 기

본 연구는 ㈜하늘연소프트의 위탁연구로 수행되었음을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

문정환, 김진경, 권기생, 정경태, 윤종휘 (2013). “선박파공으로 인한 선박침수 방지를 위한 파공봉쇄장치 성능의 실험적 연구”, 한국항해항만학회지, 제37권, 제2호, pp 149-154.

CFD를 이용한 규칙파 중 선체에 작용하는 유체력에 관한 수치적 연구

김진해 · 김상현 · 김현철

인하대학교 조선해양공학과

A Numerical Study on the Hydrodynamic force Acting on the Ship in Regular Wave using CFD

Jin-Hae Kim, Sang-Hyun Kim and Hyun-Chul Kim

Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Inha University , Incheon, Korea

KEY WORDS: Computational fluid dynamics 전산유체역학, Regular short wave 단파장 규칙파, Hydrodynamic force 유체력

ABSTRACT: *International Maritime Organization (IMO) has required the Energy Efficiency Design Index (EEDI) to reduce the emission of Carbon dioxide. However, There has been a issue that there is a risk of overturning a ship in the adverse conditions instead of optimizing the speed-power performance of the ship. Therefore, many studies has been conducting many related research by SHOPERA (Energy Efficient Safe Ship Operation) project, R&D project of Janpan and SIMMAN 2019 (Workship on verification and validation on ship Manoeuvering Simulation Methods). In case of domestic research, a model test and numerical methods have carried out to predict the performance of ship in waves. Especially, potential theory is generally used to analyze the performance in waves in terms of numerical methods. However, potential theory based program has not analyzed an affection of wave reflection in short waves. Therefore, to modified this problem, the empirical method is being applied. In this study, STAR-CCM+ which is commercial CFD program is used to calculated wave force in regular short wave. The ratio of wave length and ship length is 0.5. The CFD simulations conducted by changing a wave incident angle.*

1. 서 론

국제해사기구 IMO(International Maritime Organization)의 산하 기구인 해양환경보호위원회(Marine Environment Protection Committe, MEPC)에서 선박의 이산화탄소 배출량 감축을 위해 에너지 효율지수(Energy Efficiency Design Index, EEDI) 규제를 도입하면서 선박 효율의 중요성이 증대되었다. 하지만, 엔진출력 감소를 통해 선박의 속도-동력 성능을 최적화하여 EEDI 규제를 만족시킬 수 있기 때문에 파랑 중에서 선박의 조종성능 유지를 위한 추력이 불충분해질 수 있다는 우려가 제기되었다. 이러한 문제점은 파랑 중을 운항하는 경우 선박이 안정성을 잃고 전복될 위험이 있으며, 2025년부터 적용되는 EEDI Phase 3에서 EEDI 요구 지수가 현재의 수준보다 30% 더 감소되기 때문에 더욱 중요한 문제로 대두되었다. 이에 대응하는 가이드라인을 마련하기 위해 MEPC 64차 및 MEPC 65차를 통해 황천 시 조종성능 유지를 위한 최소요구마력 추정 방안을 잠정적으로 협의하였다. (MEPC, 2013) SIMMAN 2019에서는 KCS선형의 선수파일 때의 조종성능에 관한 카테고리가 추가 되어 이에 대한 연구가 이루어지고 있다.

파랑 중 조종성능 해석은 기존의 IMO Maneuverability Standards에 맞춰 실선 시운전을 수행하기 어려우며, 자유항주 모형시험을 통한 파랑 중 조종운동 구현에는 시설 및 기술적 제약이 존재한다. 수치해석적인 방법을 이용한 Direct Simulation은 실험적 방법에 비해 신뢰성이 부족하며 많은 계산 자원이 요구된다. 이에 따라, 유럽의 공동 프로젝트인 SHOPERA (Energy Efficient Safe Ship Operation) 및 일본의 공동 R&D 프로젝트에서는 파랑 중 조종성능 평가 방안을 효율적으로 적용하기 위한 연구들이 국제적으로 수행되고 있다.

국내의 경우, 포텐셜 이론 기반의 코드로 파랑 중 조종성능 해석이 수행되고 있는 추세이다. 김동영(2017)은 불규칙파 중 선박의 조종성능을 해석 하기위해 MMG 모델에 파랑 표류력을 외력으로 추가하는 방법을 이용하였다. 포텐셜 기반의 수치해석을 수행하여 규칙파 중 선체에 작용하는 파랑 표류력을 계산하였으며, 이를 이용하여 불규칙파를 생성하여 불규칙파 중 선회 시뮬레이션과 지그재그 시뮬레이션을 수행하였다. 서민국 등(2018)도 조종운동방정식에 파랑 표류력을 외력 항으로 대입하는 방법을 통해서 선박의 선회성능에 미치는 파도의 영향을 평가하였다. 파랑그린함수법 기반의 프로그램과 랜킨패널법 기반의 프로

그램을 사용하였으며, 파장 및 파랑의 입사 각도에 따른 파랑 표류력을 계산하여 시뮬레이션 상황에 적용하였다.

하지만 기존의 포텐셜 이론 기반의 코드들이 반사파의 영향을 제대로 고려할 수 없음에 따라, 추정식을 사용하여 이를 보정하는 방안들이 적용되고 있다. 특히, 단파장 영역에서는 반사파의 영향이 지배적이므로 이를 정확히 계산할 수 있는 방안이 필요하다. 본 연구에서는 상용 CFD 프로그램인 STAR-CCM+를 사용하여 파장과 선체길이의 비가 0.5인 단파장 규칙파 중에서 선체에 작용하는 파랑에 의한 힘과 모멘트를 계산하였다.

2. 수치해석 조건

2.1 좌표계

본 연구에서는 Fig. 1과 같이 공간에 고정된 지구고정 좌표계와 선박에 고정된 선체고정좌표계를 사용하였으며, 선수파 일 때 파랑의 입사각도(χ)를 0°, 좌현 횡파일 때 90°로 정의 하였다.

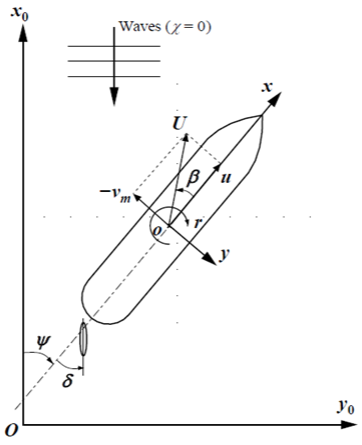


Fig. 1 Coordinate system of maneuveirng in waves

지구고정좌표계는 $O_0 - x_0 y_0 z_0$ 으로 나타냈으며, 이때 $x_0 - y_0$ 면은 정수면에 위치한다. 선체의 중앙부(Midship)에 선체고정좌표계의 원점을 지정하였고, 선박의 선수방향을 x, 우현방향을 y, 선저 방향을 z축의 양(+)의 방향으로 정의하였다. 선수각(ψ)은 지구고정좌표계의 x_0축과 선체고정좌표계의 x축 사이 각이며, 타각 δ와 편류각 β는 반시계방향이 양(+)의 값을 가지도록 정의하였다.

2.2 대상선 및 파랑 조건

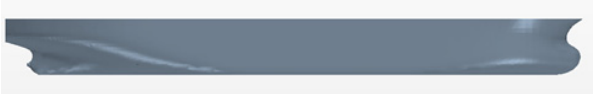


Fig 2 KVLCC2 bare hull model

본 연구에서는 SIMMAN 2008과 SIMMAN 2014 Workshop (SIMMAN, 2008) (SIMMAN, 2014)에서 공시선형으로 활용된 KVLCC2 선형을 대상선으로 선정하였다. 1:100 scale의 모형을 사용하였으며 기존의 실험을 수행한 연구들을 통해 수치해석 결과를 검증하였다. 주요 제원은 Table 1과 같다.

Table 1 Principal dimensions of the KVLCC2

Dimensions	Full scale	Model scale
Scale	1	100
$L_{PP}(m)$	320	3.2
$B(m)$	58	0.58
$d(m)$	20.8	0.208
$\nabla(m^3)$	312622	0.3126
Froude number	0.142	0.142

2.3 수치 해석 조건

본 연구에서는 상용 CFD 프로그램인 STAR-CCM+를 사용하였다.

수치 해석을 수행하기 위해 형성한 계산 영역은 Fig 3과 같다. 선체의 길이방향으로 4 L_{PP}, 폭 방향으로 4 L_{PP}, 높이 방향으로 2.5 L_{PP}로 지정하였다.

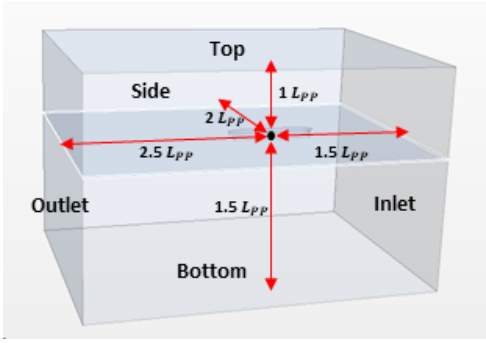


Fig 3 Computational domain

경계 조건은 inlet과 outlet, bottom의 경계면은 velocity inlet으로 지정하였고, side의 경계면은 symmetry plane, top의 경계면을 pressure outlet으로 지정하여 무한수심과 수면을 구현하였다. 경계조건은 아래 Fig 4와 같다.

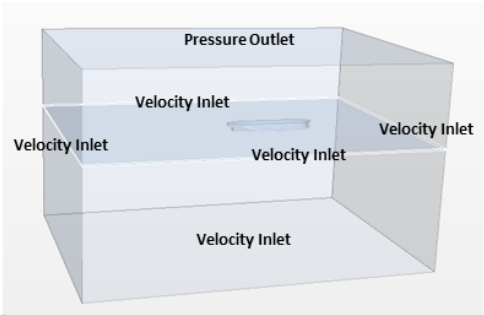


Fig 4 Boundary condition

2.4 Wave generation

파랑은 Stokes 5th wave를 생성하였으며, 파장 당 x방향 격자수는 60개, 파고 당 z방향 격자수는 20개, Time step은 한 주기 당 500번의 계산이 수행될 수 있게 설정하여 파랑을 생성하였다. 생성된 파랑은 파정에서 2.33%, 파저에서 2.45%의 차이를 보였다. 본 연구에서는 이 생성된 파랑을 적용하여 수치해석을 수행하였다. 아래 Figure 5와 Table 3에 생성된 파랑의 10주기와 파정과 파저에서의 평균값을 이론파와 비교하였다.

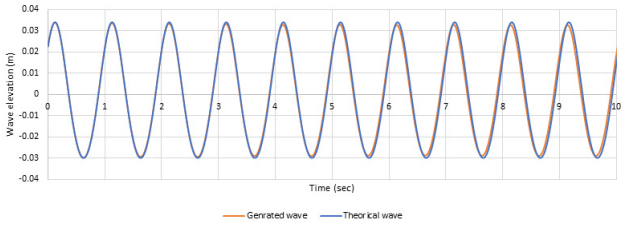


Fig 5 Comparison of generated wave and theory wave

Table 2 Difference between generated wave and Stokes 5th wave

-	Stokes 5th wave (m)		Difference (%)
	Theory	CFD result	
Crest	0.03384	0.03306	2.33
Trough	-0.02982	-0.02909	2.45

2.5 수치해석 방법 및 조건 검증

수치해석 방법 및 조건의 검증을 위해 모형시험 결과가 공개되어있는 Sprenger et al. (2017)의 논문과 같은 조건에서 시뮬레이션을 수행하여 선체에 작용하는 surge force와 sway force, yaw moment의 결과를 비교하였다. F_n은 0이며, Heave, Pitch, Roll 방향 운동은 고려하지 않았다. 파랑의 입사 각도는 150° 이며 파경사는 0.02, 파장은 $\lambda/L_{PP}=0.5$로 지정하였다.

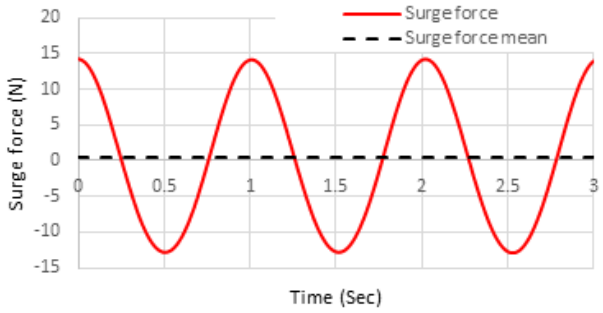


Fig 6 X-direction force, χ=150°

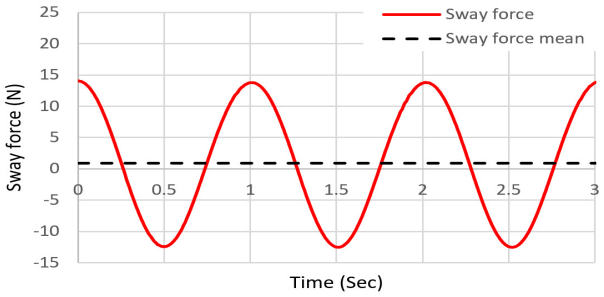


Fig 7 Y-direction force, χ=150°

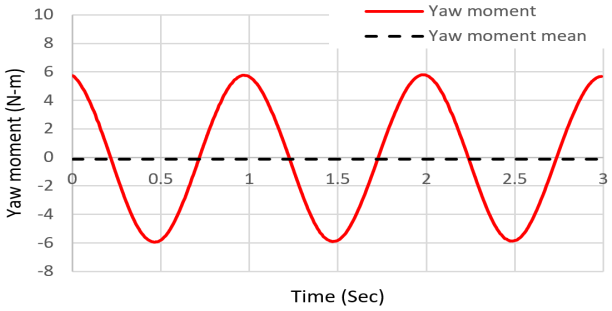


Fig 8 Z-axis moment, χ=150°

총 10주기 동안 해석을 수행하였고, 마지막 세 주기의 값을 이용하여 평균값을 도출하였다. Surge force의 평균값은 0.4038 N, sway force는 0.9093 N, yaw momnet는 -0.1295 $N-m$이 계산되었다. 계산된 결과 값을 아래의 식 (1)을 이용해 무차원화한 후 모형실험 결과와 비교하였다. Fig 9, 10, 11은 모형시험과 본 연구에서 수행한 CFD, Kim (2017)의 논문에 포텐셜 이론 기반 상용 수치해석 프로그램 결과와의 비교를 나타낸다.

$$F' = \frac{F}{\rho g \zeta^2 B^2 L_{PP}^{-1}} \qquad M' = \frac{M}{\rho g \zeta^2 B L_{PP}} \tag{1}$$

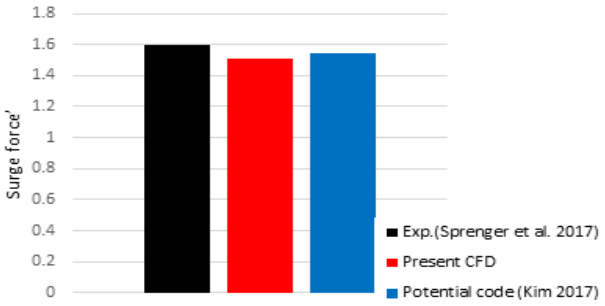


Fig 9 X-direction force with zero speed χ=150° comparison

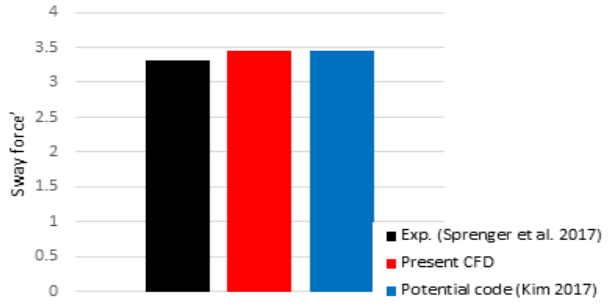


Fig 10 Y-direction force with zero speed χ=150° comparison

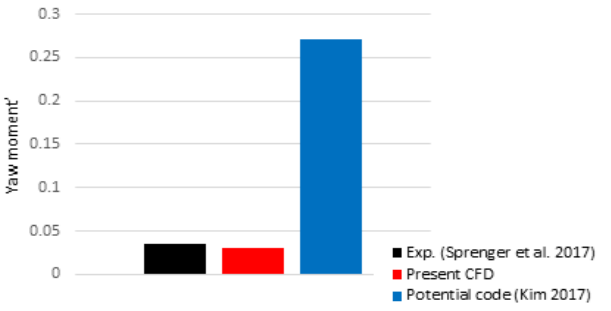


Fig 11 Z-axis moment with zero speed χ=150° comparison

CFD시뮬레이션 결과 surge force와 sway force는 실험결과 값을 정도 높게 추종함을 확인할 수 있었고, 상용 포텐셜 코드를 이용한 Kim (2017)의 수치 해석의 결과와도 유사한 값을 보였다. Yaw moment의 경우에는 surge force나 sway force의 보다는 추정 정도가 떨어졌으나, 포텐셜 코드를 이용한 수치 해석보다 실험 결과를 정도 높게 추종하였다. SHOPERA (2016)에서 공개되어 있는 대부분의 포텐셜 이론 기반의 수치해석들이 Fig 12과 같이 $\lambda/L_{PP}=0.5$에서 yaw moment의 추정정도가 떨어짐을 보였다. 따라서 Yaw moment가 중요한 선회 시뮬레이션의 경우에는 포텐셜 이론 기반의 수치해석보다는 Navier-stokes equation 기반 수치해석이 필요할 것으로 보인다. Table 3은 모형실험과 수치해석 결과의 차이를 나타낸다.

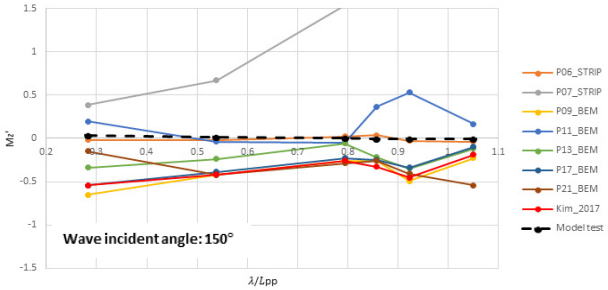


Fig 12 Z-axis moment comparison with zero speed, χ=150°

Table 3 Error compared with model test

	Error (%)	
	Present CFD	Potential code (Kim 2017)
Surge force	4.27	3.29
Sway force	-3.98	-4.12
Yaw moment	13.70	-672.24

3. 수치해석 결과

3.1 정수 중 저항 시뮬레이션 결과

정수 중 저항 시뮬레이션을 physical time 8 초, time step 0.01 초, 내부 반복계산 8회로 수행하였다. 선속은 설계 선속인 $Fn=0.142$에 해당하는 0.795 m/s이다. Fig 13과 같이 physical time이 20초 이후부터는 계산의 결과 값이 일정해짐에 따라 마지막 1초의 계산 값을 평균하여 정수 중에서 선체에 작용하는 힘과 모멘트를 도출하였다. Heave, pitch, roll 방향 운동을 고정을 한 후, 계산을 수행하였다. 계산 결과 surge force의 경우는 4.08N, sway force와 yaw moment는 0N, 0$N-m$에 가까운 값이 계산되었다.

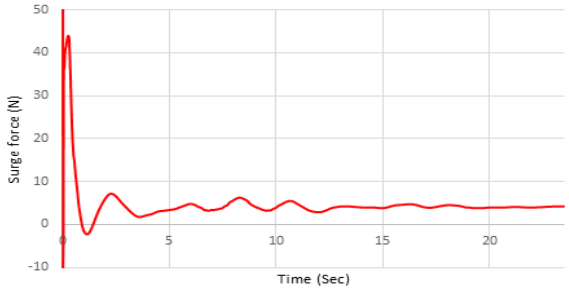


Fig 13 X-direction force in calm water

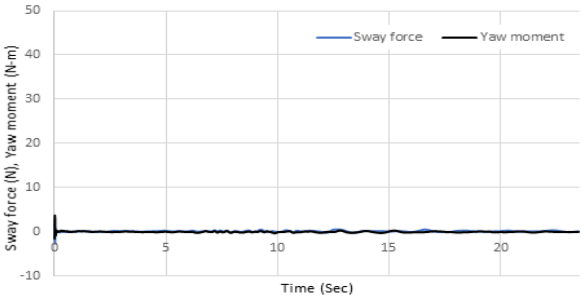


Fig 14 Y-direction force and Z-axis moment in calm water

3.3 선수파 중 저항 시뮬레이션 결과

선수파 중에서는 파랑 10주기 동안 계산을 수행하였으며, Time step은 한 주기 당 500번의 계산이 수행될 수 있게 지정하였다. Heave, pitch, roll 방향 운동은 정수 중과 같이 모두 고정하였고, 내부 반복계산은 10회로 시뮬레이션을 수행하였다. 선속은 정수 중과 마찬가지로 설계 선속인 $Fn=0.142$에 해당하는 0.795 m/s로 시뮬레이션을 수행하였다. 파랑 조건은 $H/L_{PP}=0.02$으로 파고를 설정하였고, 파장은 단파장인 $\lambda/L_{PP}=0.5$로 설정하였다. 파랑 중에서 계산한 결과 값의 마지막 세 주기를 이용해 평균값을 도출하였다. 도출한 평균값으로 파랑 중과 정수 중에서 선체에 작용하는 surge force를 비교하였다. 선수파 중 sway force와 yaw moment는 정수 중과 마찬가지로 0N과 0$N-m$에 가까운 값이 계산되었다. Fig 15는 선수파 중에서의 Surge force와 그 평균값, 정수 중에서의 Surge force의 평균을 나타내고, Fig 16, 17은 surge force와 yaw moment를 나타낸다.

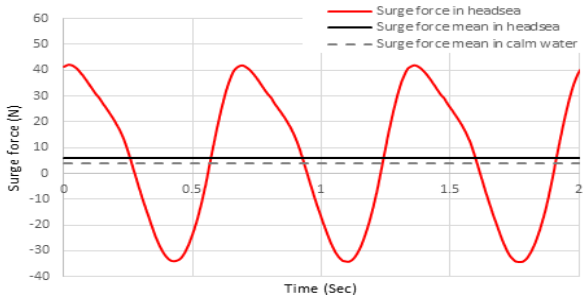


Fig 15 X-direction force with Froude number-0.142, χ=180°

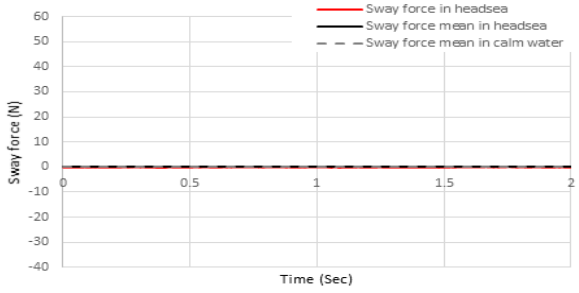


Fig 16 Y-direction force with Froude number-0.142, χ=180°

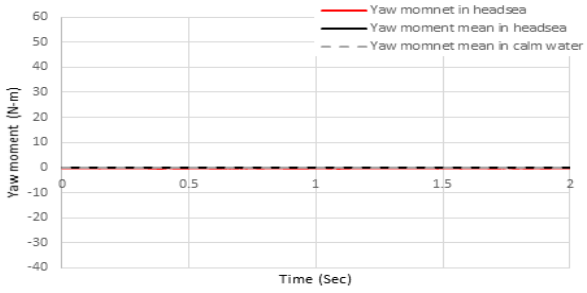


Fig 17 Z-axis moment with Froude number-0.142, χ=180°

선수파 중에서 surge force의 평균값은 6.04 N이 계산되었고, 이는 정수 중에 비해서 32.53 %가 증가한 수치이다.

결론

본 연구에서는 정수 중과 선수 규칙파 중 선체에 작용하는 surge force, sway force와 yaw moment를 CFD를 이용하여 계산하여 비교하였다.

수치해석 방법 및 조건 검증을 위해 수행한 $F_n=0.142$ χ=180° 에서의 시뮬레이션 결과, surge force와 sway force는 모형실험 결과를 정도 높게 추정하나 yaw moment의 경우에는 상대적으로 추정정도가 낮은 것을 확인하였다. 하지만 Yaw momnet의 경우에 본 연구의 CFD 해석 결과과 Kim (2017)의 논문, SHOPERA (2016)에 공개되어 있는 포텐셜 이론 기반의 수치해석 프로그램의 결과보다 모형실험을 잘 추종함을 확인하였다. 정수 중과 파랑 중 저항 시뮬레이션의 결과 surge force가 32.53 % 가 증가함을 확인할 수 있었다.

향후에는 사파, 추파 및 횡파에서도 CFD 시뮬레이션을 수행하여, 파랑의 모든 입사각도에서 선체에 작용하는 힘과 모멘트를 내삽하여 계산할 예정이다. 계산된 값들을 MMG 모델에 외력 항으로 추가하여 단파장 규칙파 중 선박의 선회성능을 추정할 계획이다.

후 기

본 논문은 산업통상자원부 ‘산업전문인력역량강화사업’의 재원으로 한국산업기술진흥원(KIAT)의 지원을 받아 수행된 연구임. (2018년 한-영 해양플랜트 글로벌 전문인력 양성사업, 과제번호 : N0001287)

참 고 문 헌

김동진, 윤근항, 박종용, 여동진, 김연규 (2018). “KVLCC2의 규칙파 중 선회 특성에 대한 기초 분석”, 2018 춘계 한국해양과학기술협의회 공동학술대회.

김동영 (2017). “파표류력을 고려한 파랑 중 선박의 조종성능

해석 기법에 관한 연구 “, 공학석사학위 논문, 인하대학교.
서민국, 남보우, 김연규 (2018). “파랑 표류력을 고려한 선박의 파랑 중 선회성능 해석”, 대한조선학회논문집, 제55권, 제2호, pp 103-115.
Floarian Sprenger, Adolfo Maron, Guillaume Delefortrie, Thibaut Van Zwijnsvoorde (2017) “Experimental Studies on Seakeeping and Maneuverability of Ships in Adverse Weather Condition”, Jounal of Ship Research, Vol 61, No 3, pp 131-152
MEPC (2013). “Comments on the report of the correspondence group related to the proposal on 2013 interim Guidelines for determining minimum propulsion power to maintain the manoeuvrability of ships in adverse conditions”, MEPC (Marine Environment Protection Committee), 65th session, Agenda item 4, 28.
SHOPERA (2016). “Presentation of Benchmark results”, SHOPERA(Energy Efficient Safe Ship Operation) Benchmark Workshop, London, April 15.

수치 시뮬레이션을 이용한 파랑중 등부표의 운동성능 향상에 관한 연구

손보훈* · 정세민*
*조선대학교 선박해양공학과

Research on the Improvement of Motion Performance for a Light-Buoy under Regular Waves Using Numerical Simulations

Bo-Hun Son*, Se-Min Jeong*

Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Chosun University, Gwangju, Korea

KEY WORDS: Light-buoy 등부표, Appendage 부가물, Potential based simulation 포텐셜 기반 해석, Free decay test 자유 감쇠시험, 점성 감쇠계수 Viscous damping coefficient, CFD 전산유체역학

ABSTRACT: 본 연구에서는 새롭게 개발된 경량 7마일 등부표를 대상으로 파랑중 운동성능 향상을 위해 개발한 부가물의 효과를 수치해석을 통하여 검토하였다. 수치해석에는 포텐셜 기반 운동해석 프로그램인 ANSYS AQWA와 상용 전산유체역학(Computational Fluid Dynamics, CFD) 프로그램인 Simens Star-CCM+을 이용하였다. 포텐셜 기반 운동해석시, 자체적으로 고려되지 않는 점성 감쇠계수의 추정을 위해 CFD를 이용한 자유 감쇠시험을 수행하였으며, 소멸곡선으로부터 감쇠계수를 산출하기 위하여 석준 등(2016)이 제안한 방법을 사용하였다. 또한, 규칙파 중에서의 등부표의 운동을 CFD 시뮬레이션을 통해 추정하여, 점성 감쇠계수를 고려한 포텐셜 기반의 운동해석 결과와 비교, 검토하였다.

1. 서 론

등부표는 주간에는 형태나 색으로, 야간에는 설치된 등명기로, 근처를 항해하는 선박에게 항로를 알려주며, 암초의 유무나 수심이 얕은 지역 등 위해요소를 알리는 기능을 수행한다. 등부표는 항만·연안 해역 및 내륙수로 등에 일반적으로 1점 계류되어 설치·운용되는데, 본연의 기능수행을 위해서는 실해역의 풍랑, 조류, 바람 등의 환경하중하에서의 운동, 특히 종동요(Pitch) 및 횡동요(Roll), 성능 확보 및 저감에 대한 연구가 필요하다.

선박 및 부유체의 운동성능은 주로 실험적 방법 및 포텐셜 이론을 기반으로 한 수치해석적 방법이 널리 이용되고 있다. 하지만 상대적으로 점성의 영향이 크게 작용하며 비선형성이 강하게 나타나는 운동의 경우, 포텐셜 이론을 이용한 운동 성능 추정에 한계가 있으며, 이를 보완하기 위해 자유 감쇠시험이나 전산유체역학(Computational Fluid Dynamics, CFD)을 이용한 수치시뮬레이션을 통해 산출되는 감쇠계수를 이용하는 방법이 사용되고 있다. 관련한 연구로서, 김남우 등(2015)은 횡동요 감요 계수의 산출 방법을 확립하기 위해 모형 바지의 자유 감쇠 시험을 수행하였으며, 석준 등(2016)은 CFD를 이용하여 자유 감쇠 시험(Free decay test)을 수행하여 산출된 감쇠 계수를 이용하여 PSV의 운동성능을 추정하였다. 고혁준 등(2013)은 투과성 감쇠판이 설치된 원기둥의 상하운동 모형시험을 통해 감쇠판의 투과율이 부유체의 상하운동에 미치는 영향을 정량적으로 확인하였으며, 이중 감쇠판이 설치된 원기둥의 상하운동의 특성을 고찰하였다(고혁준 등, 2016).

본 연구에서는 새롭게 개발된 경량 7마일 등부표의 파랑중 운동성능 향상을 위해 개발한 부가물의 효과를 포텐셜 기반 운동해석 SW인 ANSYS AQWA와 상용 CFD SW인 Simens Star-CCM+을 이용한 수치해석을 통하여 검토하였다. 포텐셜 기반 운동해석시, 자체적으로 고려되지 않는 점성 감쇠계수의 추정을 위해 CFD를 이용한 자유 감쇠시험을 수행하였다. 또한, 규칙파 중에서의 등부표의 진폭 응답함수(RAO, Response Amplitude Operator)를 CFD 시뮬레이션을 통해 추정하여, 점성 감쇠계수를 고려한 포텐셜 기반의 운동해석 결과와 비교, 검토하였다.

2. 대상 모델

2.1 대상 모델

최근 개발된 LL-24형 경량형 7마일 등부표를 대상으로 하였으며, 해석 모델의 높이는 4.08m, 부력체의 직경은 2.40m이다. 편의상, 부가물이 없는 기본 모델을 Base, 감쇠판을 설치한 모델을 Plate, 투과성 감쇠판을 설치한 모델을 Porous Plate, 원뿔형 구조물을 설치한 모델을 Corn, 그리고 투과성 원뿔형 구조물을 설치한 모델을 Porous Corn으로 표기하였다. 부가물의 설치에 따른 질량 증가는 약 7%이며, 경심 높이(Metacentric height) GM의 증가로 정복원력의 향상이 기대되며, 고유 주파수(Natural frequency)가 높아진다. 해석 대상 모델의 형상과 주요제원을 각각 Fig. 1과 Table 1에 나타내었다.



(a)Base (b)Plate (c)Porous Plate (d)Corn (e)Porous Corn

Fig. 1 Geometries of the buoy with developed appendage

Table 1 Main particulars and hydrostatic properties

Properties	Base	Plate	Porous Plate	Corn	Porous Corn
Mass [kg]	2423	2596	2579	2617	2597
draft [m]	3.036	3.073	3.069	3.078	3.073
GM [m]	1.052	1.144	1.137	1.018	1.021
Ixx(= Iyy) [kg·m2]	10902	11490	11435	10965	10958
Pitch Natural Frequency [rad/s]	1.381	1.457	1.457	1.419	1.419

2.2 동요 감쇠 계수 산출

부유체의 Heave와 Roll 운동 방정식은 다음 식으로 표현 된다.

$$a\ddot{x}+b\dot{x}+cx=F(t) \tag{1}$$

$$a\ddot{\phi}+b\dot{\phi}+c\phi=M(t) \tag{2}$$

여기서 a는 관성항, b는 감쇠항, c는 복원항의 계수이며, $F(t)$와 $M(t)$는 각각 외력과 외력에 대한 모멘트를 나타낸다. 본 연구에서는 자유 감쇠시험으로부터 감쇠계수의 산출을 위해 석준 등(2016)의 연구에서 제안한 방법을 이용하였다. 각 주기의 양의 극값과 음의 극값을 이용한 선형 근사를 통해 구해진 소멸 곡선(Extinction curve)의 기울기로부터 식(2)를 통해 무차원 감쇠계수 ζ를 구한 후, 식 (3)을 이용해 차원이 있는 계수로 변환한다. 점성에 의한 감쇠계수의 산출은 고혁준 등(2016)이 제안한 식(4)를 이용하였다.

$$\zeta=\frac{\ln(K_1)}{2\pi} \tag{2}$$

$$b=2\zeta\sqrt{ac} \tag{3}$$

$$b_{vis}=b-\nu(\omega_o) \tag{4}$$

여기서 K_1는 소멸곡선의 기울기(Slope), $\nu(\omega_o)$는 고유주파수에서의 방사에 의한 감쇠량을 의미한다.

3. 수치 시뮬레이션

3.1 CFD를 이용한 자유 감쇠시험

STAR-CCM+를 이용한 RANS 수치 시뮬레이션을 수행하였다. 난류 모델은 k-ω SST을 사용하였으며, 자유수면(Free surface)의 포착에는 VOF(Volume of fluid)법을 이용하였다. 계산 영역은 깊이 방향으로 25m이며, 반사파의 영향을 최소화하기 위하여 등부표 부력체의 직경(D) 2.4m를 기준으로 길이 방향과 폭 방향으로 30D로 설정하였다. 부유체의 운동을 처리하기 위해 중첩 격자계(Overset grid)를 적용하였으며, 시뮬레이션에 사용된 격자수는 배경격자 약 10만개를 포함하여 약 50만~100만개이다. 대표적인 격자계를 Fig. 2에 보이고 있다.

경계조건은 좌우전후면에 Pressure outlet, 등부표에는 No-slip wall, 나머지 경계면에는 Free-slip wall 조건을 부여하였다. 자유 감쇠시험시 Heave 감쇠시험에는 -0.40m를 초기 위치로 설정하였으며, Roll 감쇠시험에는 초기 각도를 10°로 설정하였다. 자유도는 Heave와 좌우동요(Sway) 그리고 Roll에 대해서만 허용하였다. 등부표는 원형 구조물로서 좌우전후 대칭이므로 Pitch와 Roll이 같기 때문에, Roll에 대해서만 수행하였다.

모형 바지선에 대한 수치 시뮬레이션을 수행하여 자유 감쇠실험(김남우 등 2015)과 비교 검증하였다. 수치 시뮬레이션 결과가 실험결과와 좋은 일치를 보임을 알 수 있다(Fig. 3).

부가물의 종류에 따른 자유 감쇠시험의 결과를 Fig. 4 에, 자유 감쇠시험으로부터 얻어진 무차원 감쇠계수를 Table 2에 나타내었다. 부가물이 설치된 등부표의 Roll 감쇠계수는 기본 모델 대비 약 20% 증가하였고, Heave의 감쇠계수는 기존 모델보다 대폭 상승함을 확인할 수 있었다. 특히, 투과성(porosity)의 여부에 따라서 같은 형태의 부가물일지라도 Heave 감쇠계수의 증가함을 확인 할 수 있었다.

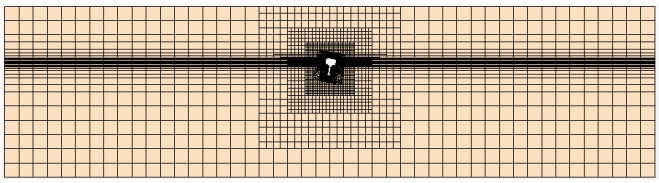


Fig 2. Grid system for free decay test of buoys

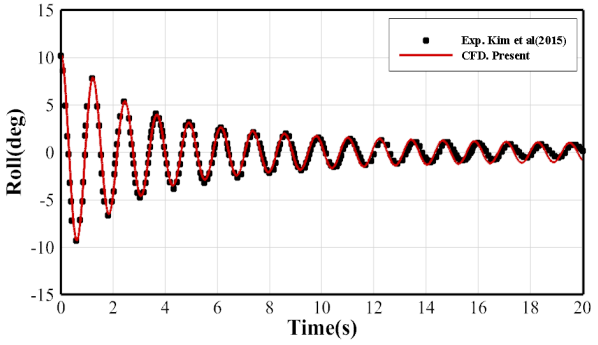
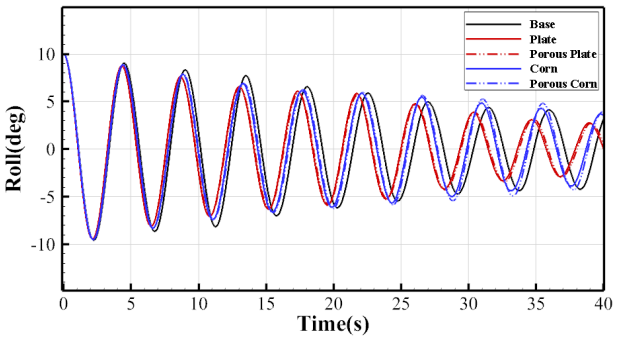
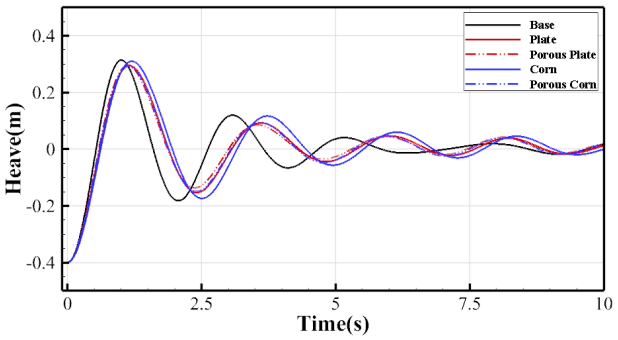


Fig. 3 Comparison of free roll decay tests with experiment(Kim et al 2015)



(a) Roll motion



(b) Heave motion

Fig. 4 Comparison of free decay test results

Table 2 Predicted non-dimensional damping coefficients

	Base	Plate	Porous Plate	Corn	Porous Corn
ζ of roll[-]	0.0153	0.0181	0.0195	0.0182	0.0184
Relative Increment of ζ[%]	-	18	23	15	17
ζ of heave[-]	0.1098	0.1682	0.1891	0.1468	0.1762
Relative Increment of ζ[%]	-	53	72	34	60

3.2 CFD를 이용한 규칙파중 등부표 운동 시뮬레이션

포텐셜 기반의 운동해석 결과와의 비교를 위하여, 단일 주파수의 파에 대한 등부표의 운동을 STAR-CCM+를 이용하여 해석하였다. 난류 모델은 Realizable k-ε을 사용하였으며, 자유수면(Free surface)의 포착에는 VOF(Volume of fluid)법을 이용하였다. 계산영역은, 길이방향으로 입구영역으로부터 등부표까지 파장 λ를 기준으로 0.5λ와 등부표의 후방으로 1λ, 측면으로 0.5λ, 높이 방향은 등부표의 직경 D(=2.4m)를 기준으로 자유수면 상부와 하부에 각각 6.3D와 12.5D이다. 반사파의 억제와 계산영역의 감소를 위하여 입구영역 0.5λ, 출구영역 1.0λ에 Wave forcing기법을 적용하였으며, 감쇠 영역은 2.5λ로 설정하였다. 계산에 사용한 격자계를 Fig. 5에 보이고 있다.

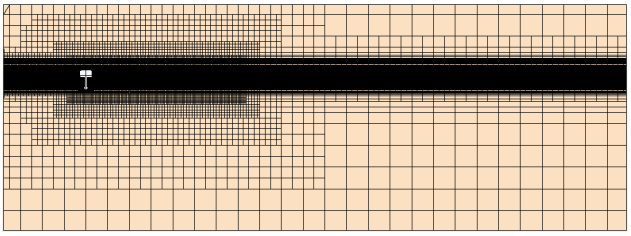
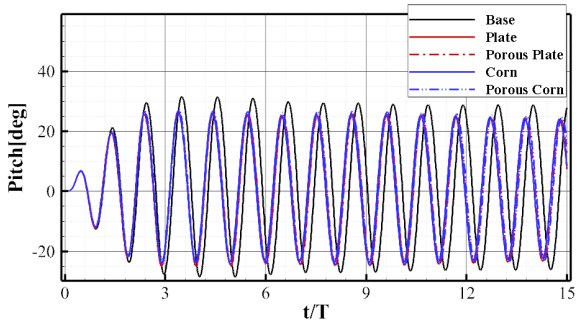


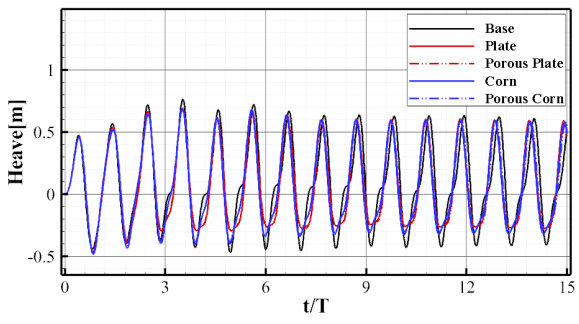
Fig 5. Grid system for CFD simulation of a buoy with and w/o a appendage under regular wave

등부표의 운동 해석을 위해 중첩 격자계(Overset grid)를 사용하였으며, 운동시 6자유도를 모두 허용하였다. 경계조건은 입구 영역에는 VOF wave, 출구 영역에는 Pressure outlet, 등부표에는 No-slip wall, 측면에는 Symmetry plane, 바닥과 상부에 VOF wave 경계 조건을 부여하였다. 이 때 입구 영역에서의 파의 파경사(H/λ)는 1/30으로 설정하여 Stokes 2차 파에 해당하며, 파의 주파수는 등부표 기본 모델의 고유주파수에 해당하는 1.420rad/s에서 수행하였다.

규칙파중에서의 등부표의 운동 시뮬레이션 결과를 Fig. 6에 보이고 있다. Pitch의 경우, 부가물을 설치한 모델들이 기본 모델보다 운동이 줄어든 것이 확인되지만, 부가물 종류에 의한 차이는 크게 나타나지 않았다. Heave의 경우, Plate 계열 부가물을 적용한 경우의 운동의 하진폭이 상당 부분 감소한 것을 확인할 수 있는데, 이는 하방으로 운동시 운동에 수직한 Plate의 표면적이 늘고 유체력이 크게 작용하는 것에 기인한다고 사료된다.



(a) pitch motion

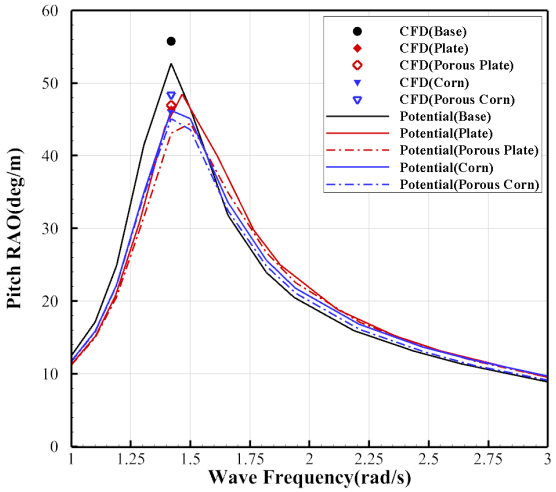


(b) heave motion

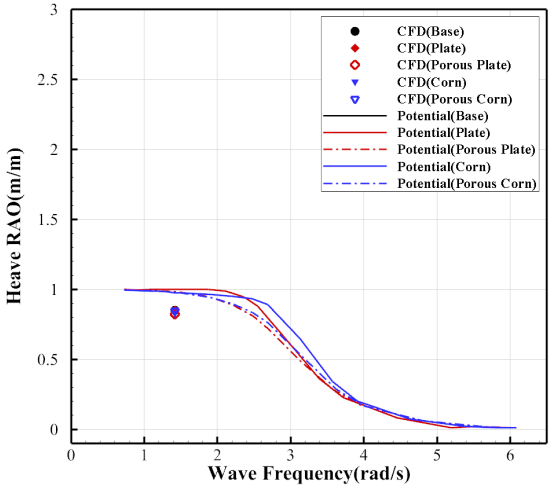
Fig. 6 Time histories of buoy's motion under regular wave

4. 운동성능 추정 결과

포텐셜 기반 운동해석 프로그램인 ANSYS AQWA에 자유 감쇠시험을 통해 추정한 감쇠계수를 적용하여 산출한 진폭 응답함수와 규칙파중에서의 등부표 운동 시뮬레이션의 결과를 Fig.7에 보이고 있다. Pitch의 경우, 두 계산 모두 부가물을 부착한 경우가 기본모델과 비교하여 상대적으로 작은 최대 운동 값을 보이고 있지만, 부가물에 의한 효과는 다소 다르게 나타나고 있다(Table3). 또한, 최대값을 나타내는 주파수가 점성 감쇠계수를 고려한 포텐셜 기반 운동해석에서는 약간 높아지는 것으로 추정되고 있다. Heave의 경우, CFD의 결과가 포텐셜 기반 운동해석 프로그램의 추정 결과보다 작게 추정하고 있는데, 원인 파악을 위해 다른 주파수의 파에 대한 계산 및 Heave decay test의 정도향상을 위한 연구를 수행중이다.



(a) Pitch RAO



(b) Heave RAO

Fig. 7 Comparisons of RAOs estimated from CFD with those by potential based simulation considering viscous damping coefficients obtained by CFD

Table 3 Comparisons of maximum Pitch RAOs estimated from CFD with those of potential based simulations

	Base	Plate	Porous Plate	Corn	Porous Corn
CFD	55.760	46.273	46.941	45.998	48.355
Difference with Base	-	-17%	-16%	-18%	-13%
Potential	52.676	45.621	43.081	46.225	45.104
Difference with Base	-	-13%	-18%	-12%	-14%

5. 결 론

본 연구에서는 등부표의 파랑중 운동성능 향상을 위해 개발한 부가물의 효과를 포텐셜 기반 운동해석과 CFD를 이용한 수치해석을 통하여 검토하였다. CFD를 이용한 자유 감쇠시험을 통해 얻어진 점성 감쇠계수를 포텐셜 기반 운동해석에 사용했으며, 이 결과를 규칙파 중에서의 등부표의 CFD 시뮬레이션을 통해 추정한 결과와 비교, 검토하였다.

두 방법의 수치해석의 결과들은 공히 부가물의 설치로 등부표의 운동 성능이 개선되는 것으로 추정되었다. 하지만, 각 부가물의 Pitch운동에의 효과(우열)에 대해서는 차이가 보이고, Heave의 경우 CFD를 이용한 운동 최대값이 포텐셜 기반 운동해석보다 작아, 원인 파악을 위한 연구를 수행중이다.

참 고 문 헌

Kim, N.W., Kim, Y.J., Ha, Y.R. (2015). “Experimental Study of the Free Roll Decay Test for the Evaluation of Roll Damping Coefficients”, Journal of the Society of Naval Architects of Korea, Vol 52, No 6, pp 460-470.

Koh, H.J., Kim, J.R. and Cho, I.H. (2013). “Model Test for Heave Motion Reduction of a Circular Cylinder by a Damping Plate”, Journal of Ocean Engineering and Technology, Vol 27, No 4, pp 76-82.

Koh, H.J. and Cho, I.H. (2016). “Heave Motion Response of a Circular Cylinder with the Dual Damping Plates”, Ocean Engineering, Vol 125, pp 95-102.

Suk, J., Kim S.Y., Yang, Y.J., Jin, S.H., Park. J.C. (2016). “A Study for Roll Damping Performance of a Platform Supply Vessel with or without Bilge Keel Using CFD”, Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol 40, No 9, pp 791-798.

부유체간 상호작용을 고려한 라이저 Hand-over 작업에 관한 수치해석

권용주*. 남보우*. 홍사영*
*선박해양플랜트연구소

Numerical Simulation on Riser Hand-over Operations considering two-body interaction

Yong-Ju Kwon*, Bo Woo Nam* and Sa Young Hong*

Korea Research Institute of Ships & Ocean Engineering, KRISO, Daejeon, Korea

KEY WORDS: Riser Hand-over 라이저 Hand-over, two-body interaction 부유체간 상호작용, Numerical simulation 수치해석, Wire tension responses 와이어 장력응답

ABSTRACT: *In this study, numerical simulation was performed on riser hand-over operations considering two-body interaction. The frequency domain analysis was performed using the HOBEM on the two-body interaction between the installation vessel and the FPSO. The interaction effects were found in motion RAO. To analyze the effects of the two-body interaction, wave field was investigated in the region of 0.8 rad/s. The interaction effects were validated with model test results on the motion of the installation vessel and the FPSO. The model test results on white noise and regular wave test had a good agreement with the calculation considering two-body interaction. The time domain analysis was carried out to investigate the responses of the wire tension. The effects of the two-body interaction were also found in wire tensions. Overall responses were similar to the model test results. The discussion is made on the effects of the wave heading and riser resonance.*

1. 서 론

해양라이저의 설치방식은 크게 S-lay, J-lay와 Reel-lay 방식으로 구분되며, 유연라이저(Flexible Riser)의 설치를 위해 Reel-lay 방식이 사용된다. Reel-lay 방식은 수직 Reel 형식과 수평 Reel 형식으로 나눌 수 있으며, 수직 Reel 형식은 스팅거가 필요 없기 때문에 심해에서 사용할 수 있는 장점이 있다(조철희, 2001). Reel-lay 방식의 설치선을 이용하여 해양라이저를 설치한 후, 설치선에서 해양구조물로 라이저를 넘겨주는 Hand-over 작업을 수행한다.

라이저 설치작업은 subsea7 등의 라이저 설치업체가 주로 수행하며, 라이저 Hand-over 작업을 위해 A&R(Abandonment & Recovery) 윈치 와이어와 PIW(Pull-in Winch) 와이어가 사용된다. A.S. Judasen et al. (2006)은 SCR의 Hand-over 작업 중 안전계수 가이드라인을 제시하였다. 그들은 본 연구에서 라이저 리프팅 장비에 대한 안전계수를 선정하고, 사고 발생 위험을 줄이기 위한 방법을 제시하였다. Wang et al. (2010)은 Frade 필드를 대상으로한 라이저 설치작업에서 발생한 기술적인 이슈들을 제시하였으며, 그들은 라이저 설치 작업 중 발생하는 간섭 및 설치 각도에 대한 위험성을 제시하였다. X. Jiang et al. (2009)는 SCR 라이저의 설치작업에 대한 방법을 검토하고 새로운 리프팅 방식을 제시하였으며, 프로젝트에서 선박 운동 RAO를 고려한 동적해석 결과를 사용하였다.

본 연구에서는 라이저 Hand-over 작업에 대한 수치해석을 수행하였다. 라이저 Hand-over 작업 시 인접한 설치선과 FPSO의 상호작용을 고려한 주파수영역 해석을 수행하였으며, 라이저 Hand-over 작업에 관한 시간영역 해석을 수행하였다. 상호작용이 가장 크게 발생하는 주파수에 대해 파랑장을 분석하였으며, 주파수영역 해석을 통해 얻은 부유체 운동을 모형실험 결과와 비교하였다. 상호작용을 고려한 부유체 운동 결과를 시간영역 해석 프로그램인 OrcaFlex에 입력하였으며, 상호작용을 고려한 와이어의 장력응답을 실험결과와 비교하였다. Hand-over 단계는 50%를 고려하였으며, 본 단계에서 설치선의 A&R 윈치 와이어와 FPSO의 PIW 와이어의 응답을 모두 검토하였다.

2. 대상모델 및 조건

2.1 대상 모델

본 연구에서 활용한 설치선은 유연라이저의 설치를 위한 Reel-lay 작업을 대상으로 하며, 설치선의 중앙에 설치된 문풀과 문풀가이드를 통해 유연라이저가 설치된다. 유연라이저 설치 후 Hand-over 작업은 와이어 작업으로 수행되는데, 이 때 A&R 윈치 와이어가 설치선에 설치된다. 설치선으로부터 라이저를 전달받을 선박을 FPSO 로 선정하였으며, 본 연구에서 활용한 FPSO는 우현에 설치된 PIW를 이용하여 라이저를 전달받는다. PIW의 응답은 FPSO의 운동에 영향을 받는다.

대상 라이저는 수심 3,000m 대상인 유연라이저이며, 라이저의 하단부에 부력재를 설치하여 Lazy 형상을 갖는다. 라이저의 내경은 10인치이며, 라이저 설치 시 물을 채운상태로 설치한다. 라이저 Hand-over 작업은 라이저의 상단에 위치한 Pull-in head를 A&R 윈치 와이어와 PIW 와이어를 연결하여 수행된다. 본 작업은 A&R 윈치 와이어의 길이를 조정하며 수행되며, A&R 윈치 와이어의 길이에 따라 하중전달(Load transfer)단계가 결정된다. 하중전달단계 50%는 A&R 윈치와이어와 PIW 와이어에 라이저의 무게가 절반씩 나누어지는 단계이며, 이 단계에서 두 부유체간의 상호작용을 명백하게 확인할 수 있다.

Fig. 1은 Hand-over 작업에 관한 대상 모델의 모습을 보여준다. Table 1~4는 설치선, FPSO, 유연라이저와 와이어의 제원을 나타낸다. 설치선과 FPSO의 길이는 183.5m와 338.4m 이며, 작업 흘수는 9.99m와 11.6m 이다.

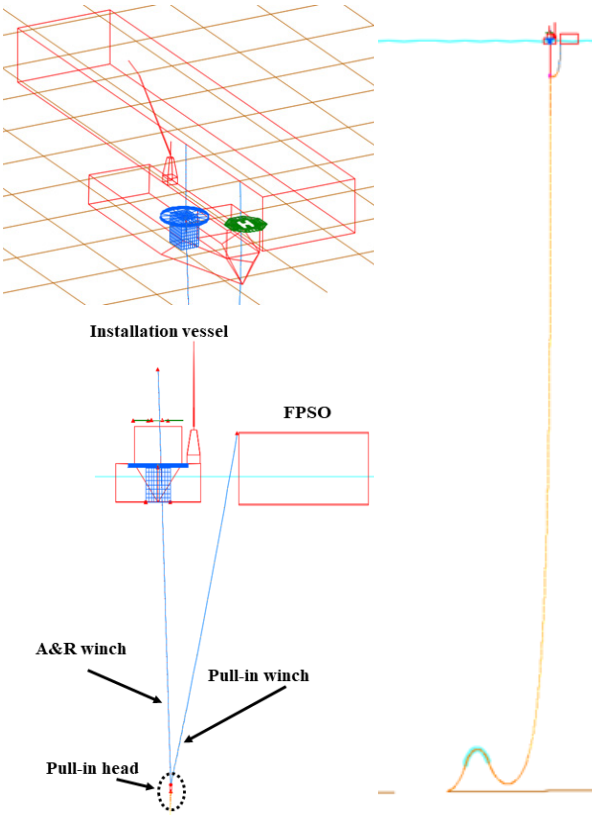


Fig. 1 Configuration on flexible riser hand-over operation between an installation vessel and an FPSO

Table 1 Main dimension of an installation vessel

Item	Unit	Proto	Model(1/65)
Lbp	[m]	183.5	2.823
B	[m]	45.00	0.692
H	[m]	20.40	0.314
Operation Draft	[m]	9.99	0.154
Freeboard	[m]	10.41	0.160
Disp.	[ton]	abt. 65,000	abt. 0.24

Table 2 Main dimension of an FPSO

Item	Unit	Proto	Model(1/65)
Lbp	[m]	338.4	5.206
B	[m]	68.4	1.052
H	[m]	38.0	0.585
Operation Draft	[m]	11.6	0.178
Freeboard	[m]	26.4	0.406
Disp.	[ton]	abt. 250,000	abt. 0.92

Table 3 Main dimension of a flexible riser

Item	Unit	Proto	Model
OD	[mm]	45.87	7.0569
ID	[mm]	25.40	3.9077
W_{water}	[kg/m]	136.0	0.0322
EA	[KN]	5.93E+05	2.159
EI	[kN*m2]	443.4	3.821 E-07

Table 4 Main dimension of wires (A&R Winch & PIW)

Item	Unit	Proto	Model
OD	[mm]	122.0	1.877
W_{water}	[kg/m]	62.7	0.0148
EA	[KN]	7.780E+05	2.833

Table 5 Environmental condition on hand-over operation

WaveID	H [m] /Hs [m]	T [s]	Direction	Remark
H3.0m-90	3.0	5.94, 6.71	90	Regular wave
H3.5m-90	3.5	6.42, 7.25	90	
H4.0m-90	4.0	6.86, 7.75	90	
H3.5m-120	3.5	7.25	120	
H4.0m-120	4.0	7.75	120	
WHT-90	1.75	5 ~ 25	90	White noise
WHT-120	1.75	5 ~ 25	120	
WHT-180	1.75	5 ~ 25	180	

2.2 파랑조건

설치작업에 대한 평가는 규칙파 해석을 통해 성능이 결정된다. 본 연구에서는 DNV GL guideline에서 제시한 파랑조건(DNV GL, 2016)을 통해 Hand-over 작업에 대한 평가를 수행하였다. 운동에 취약한 횡파조건에서 파고는 최대 4.0m 를 기준으로 수행되었으며, 3가지 파고 조건과 각 파고에 대해 2가지 주기를 고려하였다. 파향효과를 검토하기 위해 3.5m와 4.0m 파고에서 장주기 조건에서 선수사파조건을 포함하였다. 본 연구에서 규칙파 중의 파고는 유의파고의 2배를 고려하였다. 와이어의 전체주파수에 대한 동적 응답을 검토하기 위해 백색잡음파(White noise wave) 조건을 수행하였으며, 세가지 방향을 고려함으로써 파향효과를 검토하였다. Table 5는 파랑조건을 나타내며, 규칙파는 파고기준으로 표시하였으며 백색잡음파는 유의파고 기준으로 나타내었다.

3. 수치해석 연구

3.1 주파수영역 해석

라이저 Hand-over 작업에 대한 설치시나리오를 기준으로 주파수영역 해석을 수행하였다. 라이저 Hand-over 작업을 위해 두 부유체가 인접해 있으며, 설치선의 중앙으로부터 FPSO의 우현 선수부로 라이저가 전달된다. Fig. 2는 주파수영역 해석을 위한 격자를 보여주며, 본 해석은 고차경계요소법(HOBEM)을 이용한 AdFlow 프로그램을 활용하여 수행되었다.

Fig. 3은 설치선에 관한 운동해석 결과를 보여준다. 여기서 검정색 실선은 설치선 단독 결과이며, 빨간색 점선은 부유체간의 연성효과를 포함한 결과이다. 선수파와 선미파에서 모두 연성효과가 발생하였으며, 0.8 rad/s 부근에서 응답이 크게 발생하였다. Fig. 4는 연성효과가 가장 두드러지게 발생한 0.8rad/s의 파랑장을 보여준다. 선수파와 횡파조건에서 모두 부유체의 상호작용으로 인한 파랑장 변화가 발생하며, 주로 회절현상이 발생하였다.

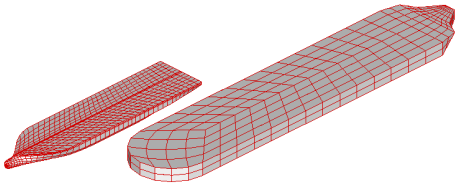
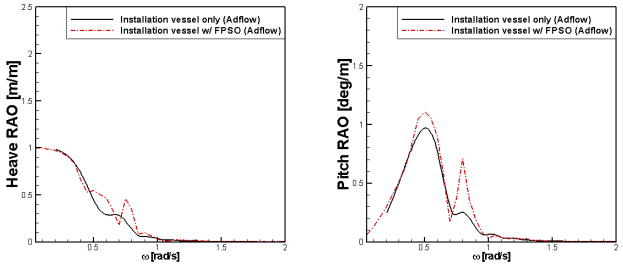
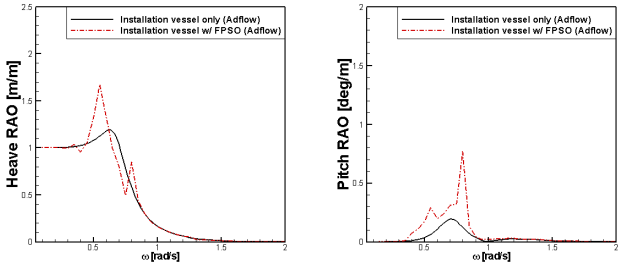


Fig. 2 Mesh for the frequency domain analysis considering two-body interaction

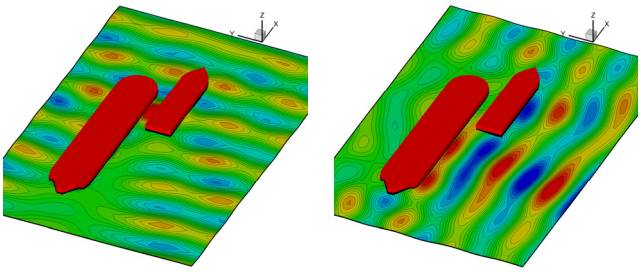


(a) Headsea condition



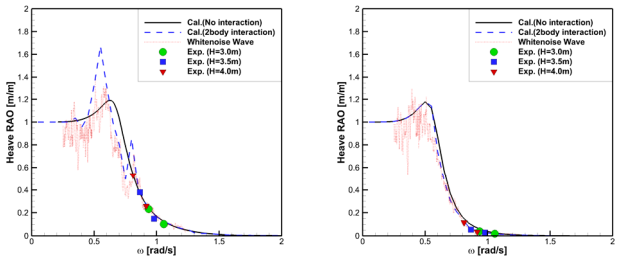
(b) Beamsea condition

Fig. 3 Motion RAO of heave and pitch in headsea and beamsea conditions

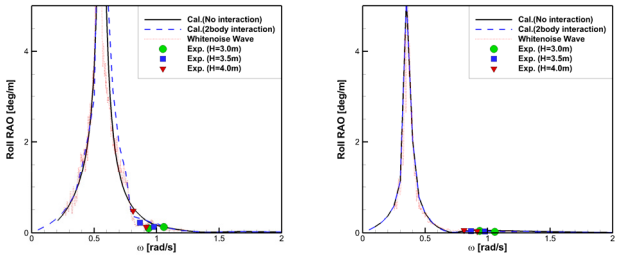


(a) Headsea condition (b) Beamsea condition

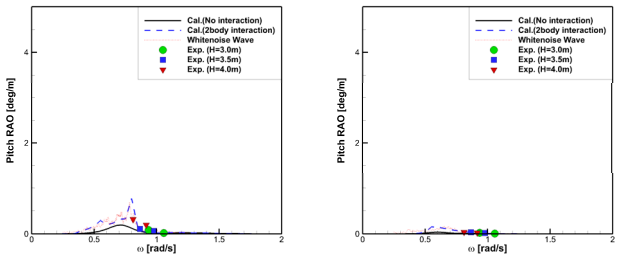
Fig. 4 Wave field of headsea and beamsea conditions in 0.8rad/s



(a) Heave



(b) Roll

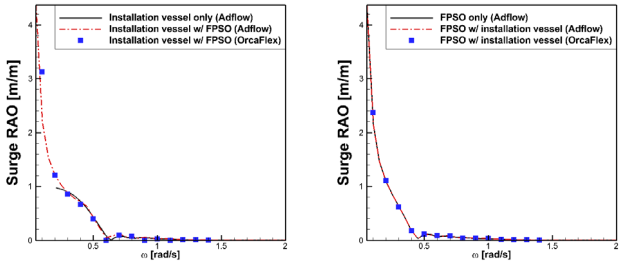


(c) Pitch

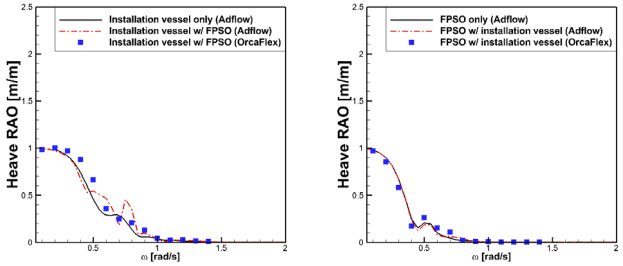
Fig. 5 Two-body interaction results on motion RAO of an installation vessel(left) and FPSO(right) in beamsea condition

Fig. 5는 운동 RAO에 대해 실험결과와 수치해석 결과를 비교하였다. 설치선과 FPSO의 운동을 모두 나타내었으며, 가장 큰 응답이 발생한 횡파조건의 결과를 보여준다. 설치선의 운동은 연성효과를 크게 나타내는 반면, FPSO의 운동은 연성효과가 크지 않다. 이는 배수량이 작은 설치선이 배수량이 큰 FPSO에 비해 민감하게 반응한 결과이다. 백색잡음파 실험에서 역시 부유체간 상호작용이 발견되었으며, 상하동요 및 종동요에서 특히

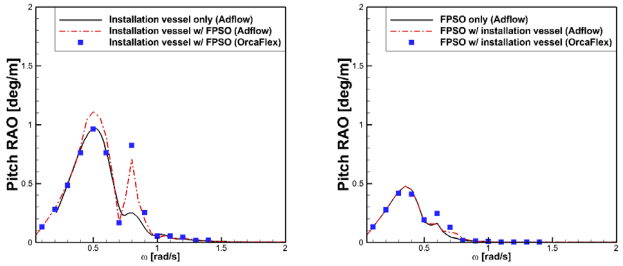
상호작용을 고려한 수치해석 결과와 매우 일치한 결과를 보인다. DNV 가이드라인에 따라 고려한 해석 영역인 0.8 rad/s 이상의 주파수에서 상호작용 효과는 상대적으로 작으며, 전반적으로 수치해석 결과와 실험결과가 매우 잘 일치한다.



(a) Surge

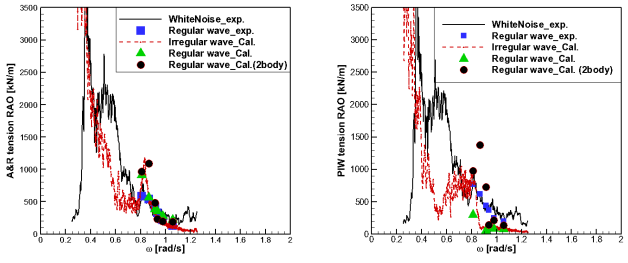


(b) Heave



(c) Pitch

Fig. 6 Motion RAO of an installation vessel(left) and an FPSO(right) applied in OrcaFlex in headsea condition



(a) A&R Winch Wire (b) PIW wire

Fig. 7 A&R winch and PIW wire tension RAOs in beamsea under 50% load transfer condition

3.2 시간영역 해석

A&R 윈치 와이어와 PIW 와이어의 장력응답을 검토하기 위해 시간영역 해석을 수행하였다. 주파수영역 해석으로부터 얻은 파랑기진력, 파랑표류력, 부가질량 및 감쇠를 시간영역 해석의 입력자료로 활용하였다. Fig. 6은 선수파조건에서 OrcaFlex 결과를 포함한 운동 RAO를 보여준다. 일부 저주파수 응답결과가 약간 차이가 발생하나, 대체로 주파수영역 해석 결과와 일치한다. 또한, 해석 영역인 0.8 rad/s 이상에서 큰 차이가 발생하지 않음을 확인할 수 있다. Fig. 7은 A&R 윈치 와이어와 PIW 와이어의 장력응답 RAO에 관한 수치해석과 실험 결과를 보여준다. 빨간색 점선과 초록색 심볼로 나타낸 계산결과는 설치선의 단독 성능이며, FPSO의 운동은 고려되지 않은 결과이다. 검정색 원형심볼로 나타낸 계산결과는 설치선과 FPSO에 모두 부유체간 연성효과를 고려한 계산 결과이다. A&R 윈치 와이어 장력응답에서 장주기조건에서 계산결과가 실험결과보다 크며, 모드해석 결과를 검토한 결과 이는 0.8rad/s 부근에서 라이저와 와이어에 공진이 발생한 결과이다. PIW 응답에서 FPSO 운동이 고려되지 않은 계산결과는 실험결과 및 부유체간 연성효과가 고려한 계산결과보다 작은 응답을 예측하였으며, PIW 응답을 정확히 예측하기 위해서는 FPSO의 운동이 고려되어야 함을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서 라이저 Hand-over 작업에 관한 수치해석 연구를 수행하였으며, 인접한 부유체 사이의 연성효과에 대한 연구를 수행하였다. 본 연구를 통해 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) Hand-over 작업을 위해 인접한 부유체의 연성효과로 인해 특정 주파수에서 파랑장 변화가 발생하며, 파랑장 변화는 부유체의 운동변화를 야기한다.

(2) 실험에서 역시 부유체의 연성효과가 발견되었으며, 부유체간 상호작용을 고려한 운동 RAO 계산결과는 실험결과와 매우 잘 일치한다.

(3) A&R 윈치와 PIW 와이어의 장력응답 역시 부유체간 상호작용의 영향을 받으며, 일부 장주기 계산결과는 라이저와 와이어의 공진모드에 의해 과도하게 평가하였다.

추후, 라이저와 와이어의 공진영역에 대한 추가적인 수치해석이 수행될 것이다.

후 기

본 연구는 선박해양플랜트연구소의 주요사업인 “부유체간 상호작용을 고려한 라이저 Hand-over 작업에 대한 수치해석 연구”(PES 9550)의 연구 성과 중 일부임을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

A.S. Jesudasen, P. Olden, K. Dyson and J. Hoose (2006). “Safety Factors for Ultradeepwater SCR Handover Operations,” Proceedings of Offshore Technology

Conference, OTC 17912, Houston, USA.

DNV·GL Noble Denton., 2016, “General Guidelines for Marine Projects”, 0001/ND

J. Wang, E. Radan, R.K. Hagen and J. Bullock (2010). “Technical Challenges and Success for Deepwater Riser Wet Parking, Recovery and Transfer Installation in Frade Field,” Proceedings of Offshore Technology Conference, OTC 20850, Houston, USA.

Orcaflex, 2017, “Orcaflex user manual”, www.orcina.com

X. Jiang, Z. Li, N. He, Y. Wang and M. Duan (2009). “A New Lifting System for Installation of Risers in Deeper Water” Proceedings of the Third International Deep-Ocean Technology Symposium, vol. 1, pp 36-42

조철희, 2001, “해저관로개론”

다양한 중앙 단면을 가지는 선형의 횡동요 감쇠 추정 실험 연구

박병원* · 정동우* · 정재상* · 박인보* · 조석규* · 성홍근*

*한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소

An experimental study on estimation of roll damping for various midship section

Byeongwon Park*, Dong Woo Jung*, Jaesag-Jung*, Inbo Park*, Seok-Kyu Cho*, Hong Gun Sung*

**Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering, Daejon, Korea*

KEY WORDS: Roll damping, 횡동요 감쇠, Decay test, 자유감쇠, Harmonic excited roll motion, 가진 횡동요, Midship section, 중앙단면

ABSTRACT: The magnitude of roll motion of floating structures is depend on the roll damping value acting on the body. In other words, the roll damping of floating structure must be accurately obtained in order to precisely evaluate the roll motion. There are several methods to estimate roll damping of floating structures such as linear potential theory, computational fluid dynamic(CFD) and model test. However, due to the limitation of ignoring the viscous effect in the linear potential theory, it is hard to evaluate the roll motion of ship attaching appendages such as bilge keel. Among these methods, the model tests based on free decay test and harmonic excited roll motion(HERM) are known as the most reliable method to estimate roll damping of the floating structures. In this study, model tests using free decay and HERM techniques were performed in the Ocean Engineering Basin(OEB) of the KRISO, roll damping results were estimated based on the post-processing methods of both techniques and roll damping results of various types of midship section were compared.

1. 서 론

해상 유전 개발의 경제성 확보를 위해 오일 메이저 및 국영 석유회사는 저유가 시대에 맞는 저비용 해양플랜트 개발의 필요성을 제기하고 있다. 특히, 깊은 수심 및 인프라가 부족한 해역에 주로 투입되는 선박형 부유식 해양구조물인 FPSO의 효율적인 설계 및 개발이 대표적이다.

선박형 부유체 설계의 가장 기본이 되는 정보는 대상 부유체의 파랑 중 동적 거동, 상대 파고 및 가속도 정보이다. 특히, 부유체의 6자유도 운동 중 횡동요는 폭 방향 및 수직 방향으로의 가속도를 유발하는 중요한 인자이며 이는 부유체 선체 및 상부의 트러스 구조에 하중을 발생시킨다. 또한 해양구조물의 상부 공정 설비는 동적 거동 중에 구조적인 안정성을 확보하여야 할 뿐만 아니라 요구되는 처리 기능을 원활히 수행해야하므로 부유체의 6자유도 운동 및 가속도 정보는 각 설비의 설계에 중요하다. 따라서 해양구조물의 구조적 안정성을 확보하고 선체 및 상부 처리시설의 최적 설계를 위해서는 투입 환경 조건에서 해양구조물의 동적 거동을 정확하게 추정하고 평가하는 것이 필수적이다.

횡동요 감쇠에 대한 연구는 Ikeda et al.(1976, 1978)의 경험식을 바탕으로 상선의 감쇠계수 추정을 비롯하여 모형 시험 및 CFD 해석 기법 등에 대한 연구가 지속적으로 진행되었다. 경험식을 통한 횡동요 감쇠 계수 추정법은 일반적인 상선의 선형에 대해 횡동요 감쇠를 Hull lift component, frictional component, bilge keel component 등으로 세분화하여 각기 성분의 감쇠 영향을 추정한 후 이를 합하여 전체 횡동요 감쇠를 추정하는 방법이다.

모형 시험을 통한 횡동요 감쇠 계수 추정 기법으로는 자유 감쇠, 가진 운동을 통한 감쇠, 가진 횡모멘트에 의한 횡동요를 통한 감쇠 추정법이 있다. 이중 자유 감쇠 추정법이 대상 부유체를 일정한 횡각도를 준 후 구속을 풀어 자유 감쇠하는 시계열을 계측하고 이를 분석하는 추정법으로 시험 절차가 간단하여 널리 활용되고 있다. 반면, 가진 운동이나 가진 횡모멘트에 의한 감쇠 추정법은 가진을 시켜주기 위한 별도의 장치가 필요로 하다는 단점이 있으나 특정 횡동요, 공진 주기 이외 영역에서의 감쇠 계수, 파랑 및 선속 조건에서의 감쇠 계수를 추정할 수 있다는 장점이 있다. Handschel et al.(2015)은 횡동요 자유 감쇠 실험뿐만 아니라 Blume(1979)이 제안한 회전 무게추에 의한 가진 운동 발생 개념을 도입하여 Post panamax containership의 횡동요 감쇠 계수를 추정 연구를 수행하였다.

박병원 등(2017)은 수치해석에 기반하여 가진 운동을 통한 감쇠 계수 모형 시험을 위한 가진 장치 설계를 수행하였으며 횡동요 감쇠 계수 추정을 위한 후처리 기법에 대해 검토하였다. 또한 가진 장치 및 후처리 기법을 LNG-BS(LNG-Bunkering

Shuttle)에 적용하여 횡동요 감쇠 계수를 추정하였고 자유감쇠 실험 결과와 비교하였다.(Park et al. 2017)

2. 횡동요 감쇠 추정 기법

횡동요 감쇠 계수는 모형 시험의 결과인 시간에 따른 횡동요 및 횡모멘트의 시계열을 분석하여 추정할 수 있다. 각 시험 기법의 자세한 감쇠 추정 기법은 Handschel et al.(2015) 및 Park et al.(2018)을 참조하였다.

2.1 자유 감쇠 추정

자유 감쇠 모형 시험은 대상 부유체를 일정한 각도로 횡동요를 발생시킨 후 구속을 풀어 시간에 따른 횡동요 시계열을 계측한다. 계측된 시계열의 형태는 첫 횡동요를 시작으로 점차 줄어 최종적으로 0도로 수렴하게 되며 이때 시계열에 나타나는 각 주기의 최고, 최저점들을 이용하여 감쇠를 추정하게 된다.

대수감쇠율 기법(Logarithmic decrement)은 횡동요의 연속된 각 주기의 최고 또는 최저점들의 대수감쇠 비를 통해 횡동요 감쇠 계수를 추정한다. 대수감쇠율 기법은 비선형 감쇠의 영향을 등가의 선형 감쇠로 간주하여 횡동요 감쇠를 선형 감쇠로 추정하는 방법과 비선형 감쇠 영향을 반영하여 선형, 2차 비선형 감쇠를 구하는 방법으로 나눌 수 있다. 상대감쇠율 기법(Relative decrement)은 횡동요의 선형 및 2차 감쇠를 Peak의 상대 감소량을 통해 이용하여 추정한다. 횡동요의 감쇠량 및 평균 감쇠량을 이용하여 extinction coefficient 또는 decay coefficient를 나타낼 수 있으며 Himeno(1981)는 에너지 보존 법칙에 통해 decay coefficient로부터 선형, 2차 비선형 횡동요 감쇠 계수를 추정하였다.

본 연구에서는 자유감쇠 모형 시험에 대해 대수감쇠율 기법을 이용하여 선형 감쇠 결과를 도출하였다.

2.2 가진 운동을 통한 감쇠 추정

가진 운동을 통한 횡동요 감쇠 계수 추정법은 한 주기 동안 주어진 횡동요 에너지가 횡동요 감쇠로 인한 에너지 소실과 같다는 관계를 이용하며 비선형 감쇠의 영향이 포함된 등가의 선형 감쇠 결과로 나타난다.

가진된 횡동요는 감쇠 조건에 따라 가해진 횡동요 모멘트와 위상차를 가진다. Motion and Moment Phase Shift 방법은 가진 장치에 의한 횡동요 모멘트, 가진된 횡동요 크기, 위상차를 이용하여 횡동요 감쇠 계수를 추정한다. Lissajous curve를 이용한 추정법은 횡동요 모멘트와 발생한 횡동요의 관계를 이용한다. 주기 운동의 경우 닫힌 영역을 가지며 내부 영역의 면적이 한 주기 동안 소실된 에너지를 의미하므로 이를 이용하여 감쇠 계수를 추정한다. 가진 장치에 의해 가해진 횡동요 모멘트는 설정된 주기 및 크기로 발생하며 Fourier Polynomial Approximation을 통해 유도될 수 있다. 특히, 횡동요 공진 주기에 해당하는 횡동요 모멘트가 가해진 경우에는 횡동요와 90도의 위상차를 나타낸다. 한 주기 동안 소실되는 에너지는 Fourier Polynomial 계수의 함수로 간단히 표현되고 이를 통해 횡동요 감쇠 계수를 추정한다.

본 연구에서는 가진 운동 모형 시험에 대해 Lissajous curve 기법을 이용하여 등가의 선형 감쇠 결과를 도출하였다.

3. 모형 시험조건

3.1 모형 시험 모델

부유식 해양구조물의 운동방정식은 식(1)과 같으며 횡동요 선형(C1), 2차 비선형(C2) 감쇠력은 횡동요 속도 및 속도의 제곱 성분으로 나타낼 수 있다. 이러한 횡동요 감쇠 성분의 크기는 선형 중앙단면의 형상, 빌지킬 및 라이저 슬롯 등의 부가물에 의해 영향을 받는다.

$$(M+M_a)\ddot{\phi}+C_1\dot{\phi}+C_2\dot{\phi}|\dot{\phi}|+K\phi=F \tag{1}$$

본 연구에서는 대표적인 형상에 대해 선형 감쇠 계수의 영향을 검토하기 위해 Fig. 1과 같이 3 종류의 중앙단면과 빌지 곡률을 가지는 중앙단면에 빌지킬이 부착된 모델을 대상으로 모형 시험을 수행하였다. Case 1을 기본 중앙단면으로 하였으며 선체 양 하단부에 길이 방향으로 추가적인 형상 구조물을 설치하여 중앙 단면에 변화를 주었다.

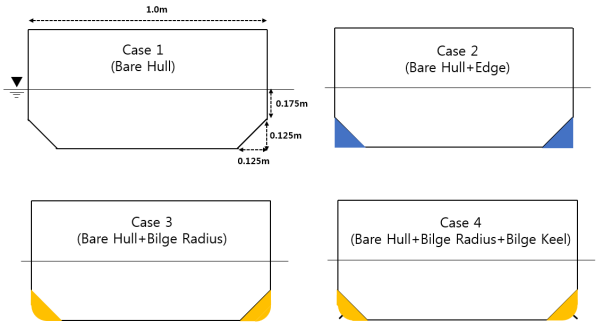


Fig. 1 Models with various midship section for roll damping model test

모형 시험에 사용된 모형선(Case1)을 Fig. 2에 나타내었으며 각 Case의 모델 제원을 Table 1에 나타내었다. Case 4는 Case 3에 빌지킬을 추가로 부착한 것으로 주요 제원은 동일하며 빌지킬에 의한 횡동요 주기 및 감쇠 변화를 살펴보았다.

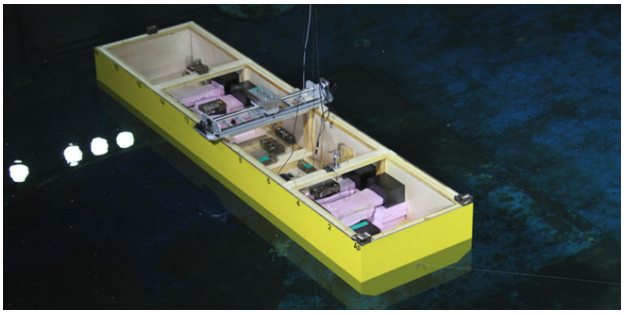


Fig. 2 Case 1 test model in the OEB of KRISO

Table 1 Particulars of test models

Item	Unit	Case 1	Case 2	Case 3,4
		Bare Hull	BH+Edge	BH+BR BH+BR+BK
Loa	m	4.0	4.0	4.0
B	m	1.0	1.0	1.0
D	m	0.62	0.62	0.62
T	m	0.30	0.30	0.30
Displacement	Ton	1.1375	1.2000	1.1900
V.C.G	m	0.263	0.225	0.233
GMt	m	0.170	0.203	0.195
kxx	m	0.35	0.35	0.35
Roll Period	s	1.80	1.80	1.80
Bilge Radius	m			0.0625
Bilge Keel	m			0.0250

가진 운동 장치는 박병원 등(2017)이 제시한 설계 기법을 활용하여 대상 모델의 횡동요를 원하는 크기로 가진시킬 수 있는 사양으로 제작되었다. 제작된 가진 장치는 Fig. 3과 같이 모형선의 중앙부, 데크 상단에 장착하였고 횡동요 모멘트는 추 무게, 이동 거리 및 이동 주기의 조합으로 구현된다.

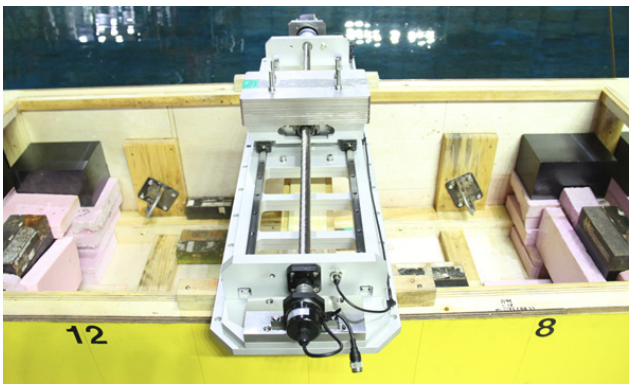


Fig. 3 Roll motion excitation device attached in middle of test model

3.2 모형 시험조건

횡동요 감쇠 계수 추정을 위해 자유 감쇠 및 가진 운동 감쇠 모형 시험이 선박해양플랜트연구소 해양공학수조에서 수행되었다. 모형의 무게 분포를 조정하여 Table 1의 제원을 만족하는 GM 및 횡동요 공진 주기를 갖도록 설정하였다. 이때 가진 장치 및 무게추를 데크 상부에 미리 장착하여 자유 감쇠 및 가진 운동 감쇠 모형 시험을 동일한 모형 조건에서 수행하였다.

모형 시험은 각 Case별로 5개의 횡동요 각도에 대해 자유 감쇠 실험을 수행하였으며 가진 운동 감쇠 실험의 경우 무게추의 이동 거리를 조절하면서 적정 횡동요가 발생하도록 구성하였다. 모형 시험 구성에 대한 예시로 Case 1에 대한 모형 시험 조건을 Table 2에 나타내었다. 나머지 Case도 Table 2와 동일한 실험 조건을 적용하였다.

Table 2 Model test cases and conditions for case 1

Test ID	Moving Distance (m)	Period (s)	Initial Angle (Decay) Target Roll Angle (HERM)	Remark
C1-FD-001	-	-	3.0	Decay Test
C1-FD-002	-	-	6.0	
C1-FD-003	-	-	9.0	
C1-FD-004	-	-	12.0	
C1-FD-005	-	-	15.0	
C1-HR-001	0.008	1.81	~ 3.0	HERM Test
C1-HR-002	0.020	1.81	~ 6.0	
C1-HR-003	0.030	1.81	~ 9.0	
C1-HR-004	0.040	1.81	~ 12.0	
C1-HR-005	0.042	1.81	~ 15.0	

4. 횡동요 감쇠 추정 결과

4.1 자유 감쇠 추정

자유 감쇠 모형 시험은 Table 2와 같이 총 5개의 초기 각도 조건에 대해서 실험을 수행하였다. Fig. 4는 초기 횡동요 각도 조건이 9도인 실험에 대해 시간에 따른 횡동요 시계열을 나타낸 것으로 각각의 Case에 따라 횡동요의 감소 형태를 파악할 수 있다. Case 4의 경우에는 초기 각도가 약 7도이며 공진 주기가 약 1.87초로 약 4% 증가하는 것으로 나타났다. Case 4는 빌지킬을 부착한 것이 이외에는 Case 3과 동일한 무게 분포를 가지고 있기 때문에 공진 주기 증가는 빌지킬에 의한 영향으로 판단된다. 또한 초기 횡동요 각도가 다른 Case와 다소 차이가 있으나 횡동요 감쇠가 타 Case 대비 빠르게 진행됨을 확인할 수 있다.

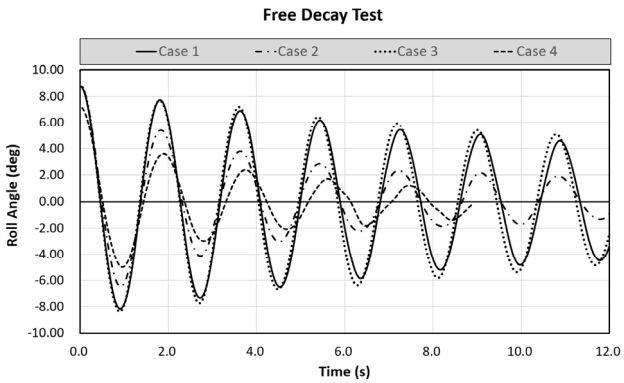


Fig. 4 Time series of free decay test with initial roll angle of 9deg

Fig. 5는 자유 감쇠 실험 계측 데이터를 대수감쇠율 기법을 이용하여 선형 감쇠 결과를 도출한 결과로 임계 횡동요 감쇠값 과 횡동요 감쇠 계수의 비율인 상대 감쇠로 표현하였다. 선체 하부의 형태 및 빌지킬의 유무에 따른 횡동요 감쇠가 크게 영향을 받는 것으로 나타났다.

Case 1과 Case는 3은 약 1%에서 2% 사이의 상대 감쇠값을 가지며 횡동요 각도에 크게 영향을 받지 않는 것으로 나타났다. Case 2는 선체 하부의 엣지 효과로 횡동요 상대 감쇠값이 횡동요 각도에 따라 약 3%에서 6%로 크게 증가하였다. Case 4는 Case3 조건에 빌지킬을 부착한 것으로 횡동요 상대 감쇠값이 횡동요 각도 조건에 따라 약 4.5%에서 6.5%까지 크게 증가하였다.

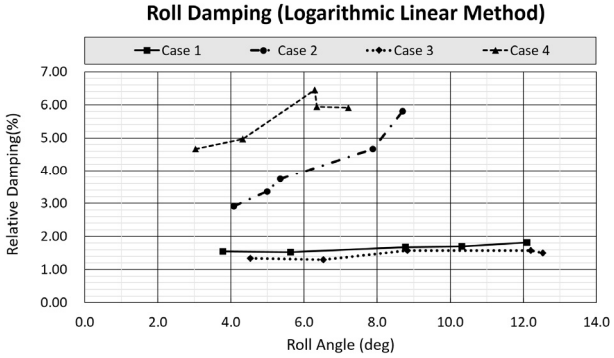


Fig. 5 Roll damping estimation from free decay test using logarithmic decrement linear method

4.2 가진 운동을 통한 감쇠 추정

가진 운동을 통한 감쇠 추정 모형 시험은 Table 2를 조건을 기반으로 하되 가진 장치의 무게추 이동 거리 조건에 따라 실험이 조건이 추가되었다. Fig. 6은 동일한 크기의 횡동요 가진 모멘트가 적용된 실험 조건이며 공진주가가 1.87초인 Case 4를 제외하고 동일한 시계열의 횡동요 모멘트가 적용되었다. Fig. 7은 Fig. 6의 횡동요 가진 모멘트가 가해졌을 때 각 Case의 횡동요 시계열을 나타낸 것이다. 가해진 횡동요 모멘트의 주기가 횡동요 공진 주기와 같으므로 모멘트와 횡동요의 위상차는 약 90도를 보이고 있으며 각각의 Case별로 중앙 단면 특성 및 빌지킬 유무에 따라 각기 다른 횡동요 결과를 보여준다.

완만한 빌지 반경을 가지는 Case 3은 약 12.7도의 횡동요로 가장 큰 값을 보여주며 Case 1이 약 10.8도의 횡동요로 거동하였다. Case 2는 선체 하부의 엣지 효과로 횡동요가 약 5도 발생하였으며 빌지킬이 부착된 Case 4는 약 3.6도의 횡동요 결과를 나타내었다.

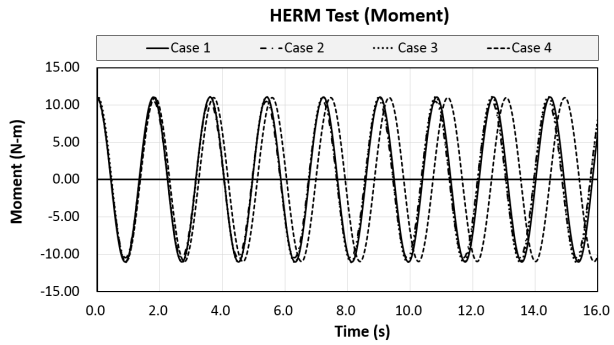


Fig. 6 Time series of roll moment by the roll motion excitation device for HERM test

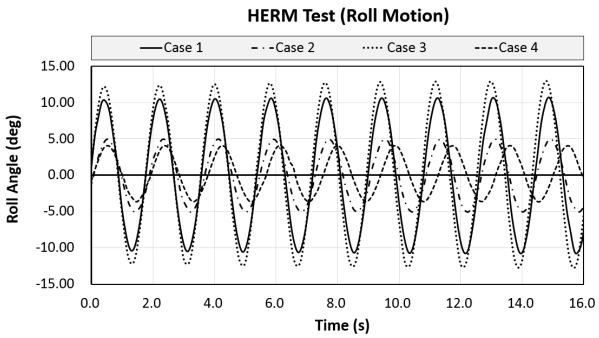


Fig. 7 Time series of roll motion excited by external roll moment for HERM test

Fig. 8은 Fig. 6과 Fig. 7의 시험 결과에 대한 Lissajous Curve를 나타낸 것이다. Lissajous Curve 내부 영역의 면적이 한 주기 동안 소실된 에너지를 의미하므로 이를 이용하여 횡동요 감쇠값을 추정할 수 있다.

Fig. 9는 각 Case 및 가진 조건별로 감쇠 계수를 추정한 결과이다. Case 1은 약 1%에서 2% 사이의 상대 감쇠값을 가지며 Case 3은 약 1%의 상대 감쇠값으로 두 Case 모두 횡동요 각도에 크게 영향을 받지 않는 것으로 나타났다. Case 2는 선체 하부의 엣지 효과로 횡동요 상대 감쇠값이 횡동요 각도에 따라 약 1.5%에서 6.8%로 증가하였다. Case 4는 Case3 조건에 빌지킬을 부착한 것으로 횡동요 상대 감쇠값이 횡동요 각도 조건에 따라 약 4.0%에서 8.5%까지 크게 증가하였다.

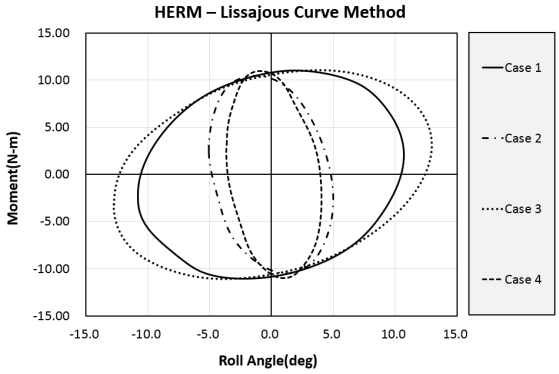


Fig .8 Lissajous curve plot of HERM test

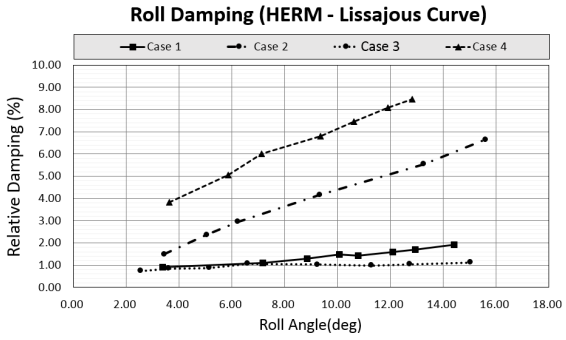


Fig. 9 Roll damping estimation from HERM test using lissajous curve method

4.3 횡동요 감쇠 추정 결과 비교

본 연구에서는 자유 감쇠 모형 시험과 가진 운동 모형 시험을 통해 각각 추정기법을 적용하여 대상 Case 별 횡동요 감쇠 계수를 추정하였다. Fig. 10에 자유 감쇠 모형시험과 가진 운동 모형 시험의 횡동요 감쇠 추정 결과를 함께 표시하였다. Case 1과 Case 3의 경우에는 선형 특성 상 횡동요 상대 감쇠값이 2%내외로 작으며 자유 감쇠 추정 기법과 가진 운동 감쇠 추정 기법 간 차이가 크지 않다.

Case 2와 Case 4의 경우 두 모형 시험 기법에 의한 결과가 다소 차이를 보이고 있으며 전반적으로 자유 감쇠 모형 시험을 통한 횡동요 감쇠값이 크다. 이는 모형 시험 기법의 특성으로 부터 기인한 것으로 추정한다. 자유 감쇠 시험은 부유체가 특정 횡동요 각도를 유지한 정적 상태를 초기 조건으로 두고 시험을 수행하므로 시험 기간 동안 선체 주위의 유체가 충분히 교란되지 않은 상태에서의 횡동요 감쇠값을 추정한다. 반면, 가진 운동 모형 시험을 이용한 추정 기법은 가진 장치에 의해 가해진 모멘트에 의해 횡동요가 일정 각도로 수렴한 이후의 시계열을 이용하므로 선체 주위 유동은 충분히 교란된 상태라고 볼 수 있다.

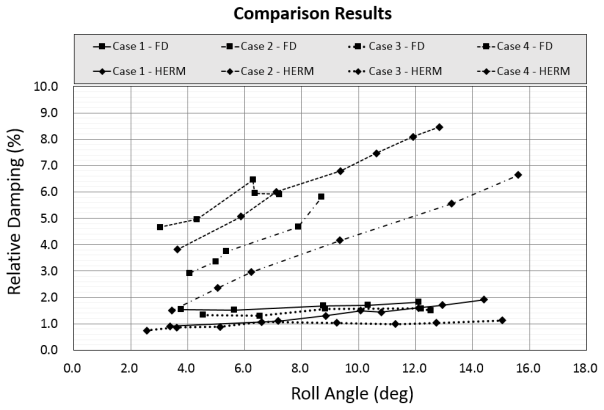


Fig. 10 Comparison results of relative roll damping between free decay and HERM test

5. 결　　론

본 연구에서는 3종류의 중앙 단면과 빌지 곡률을 가지는 중앙 단면에 빌지킬이 부착된 모델을 대상으로 자유 감쇠 및 가진 운동 감쇠 모형 시험을 수행하였다. 자유 감쇠 모형 시험 결과는 대수감쇠율 기법을 통해 횡동요 상대 감쇠 계수 값을 추정하였으며 가진 운동 모형시험 결과는 Lissajous Curve 기법을 이용하여 등가의 선형 감쇠를 구한 후 상대 감쇠 계수 값으로 나타내었다.

기본 선형인 Case 1과 빌지 반경을 가지는 Case 3은 횡동요 각도 조건에서 전반적으로 1%~2%내외의 상대 감쇠 결과를 보여주었으며 모형 시험 기법 간 큰 차이를 보이지 않았다. 반면, 선체 하부가 엣지 형태인 Case 2와 빌지킬이 부착된 Case 4는 횡동요 각도가 증가함에 따라 횡동요 감쇠값이 크게 증가하였다. Case 4는 Case 3과 동일 선형 조건에 빌지킬만 추가로 부착된 경우로 빌지킬이 횡동요 저감에 상당히 효율적인 수단임을 확인할 수 있다.

자유 감쇠와 가진 운동 감쇠의 횡동요 감쇠 추정 결과를 비교하면 전반적으로 자유 감쇠 모형 시험에 의한 횡동요 감쇠 추정 결과가 크게 나타났다. 이는 두 모형 시험 기법의 특성에 의한 것으로 다양한 실 해역 조건에서 수치 해석을 통한 부유체 횡동요 거동 추정 시 본 연구에서 검토한 두 모형 시험 및 추정 기법의 정확도를 검토할 예정이다.

후　　기

본 논문은 해양수산부의 국가개발사업인 “심해공학수조 운영을 위한 연구 인프라 구축 및 심해플랜트 Pre-FEED 원천핵심기술개발”에 의해 수행되었습니다(PMS3850).

참 고 문 헌

박병원, 정재상, 박인보, 정동우, 조석규, 성홍근 (2017), “가진 운동을 이용한 30k LNG-BS의 횡동요 감쇠 계수 추정법 연구 및 가진 장치 설계”, 2017년 한국해양공학회 추계학술대회.

Blume, P., (1979). “Experimentelle Bestimmung von Koeffizienten der wirksamen Rolldämpfung und ihrer Anwendung zur Abschätzung extremer Rollwinkel”, Ship Technology Research / Schiffstechnik, 26, 3-23. (in German).

Himeno, Y (1981). Prediction of Ship Roll Damping State of Art, University of Michigan, 239.

Ikeda Y., Himeno Y., Tanaka N. (1976). “On Roll Damping Force of Ship: Effects of Friction of Hull and Normal Force of Bilge Keels”, Journal of the Kansai Society of Naval Architects, Japan, Vol.161, pp.41-49

Ikeda, Y., Himeno, Y., Tanaka N (1978). “A Prediction Method for Ship Roll Damping”, Report of Department of Naval Architecture University of Osaka Prefecture, No. 00405.

Park, B., Jung, J., Jung, D., Park I., Cho, S. Sung, H. (2018). “ Study on the Estimation Methods of Roll Damping Coefficients Using Designed Excitation Device for Harmonic Roll Motion”, Proc. of ISOPE 2018, Sapporo, Japan.

Sven Handschel, Dag-Frederik Feder, Moustafa Abdel-Maksoud (2015). “Estimation of Ship Roll Damping-a Comparison of the Decay and the Harmonic Excited Roll Motion Technique for a Post Panamax Container Ship”, Proc. of the 12th ICSSOV, Glasgow, UK

조류 중 원형실린더 형상 구조물의 거동 감소를 위한 기술 개발

김재희 · 조효제 · 황재혁 · 이태경 · 최윤우 · 이민준 · 임재환 · 김영규
(한국해양대학교)

최근 지속적인 유가상승과 해양 개발산업 기술의 발달로 인해 해양플랜트 수요가 늘어날 것으로 전망된다. 이에 다양한 해역에서 운용중인 URF(Umbilical, Riser, Flowline), Spar 등 원형실린더 형상 구조물의 수요 또한 증가할 것이라 예측된다. 특정 Reynolds number(이하. Re) 이상이 되면 둥근(Bluff) 형상을 가진 구조물 주위 유동에서는 와 유기 진동(Vortex Induced Vibration, VIV)이 발생하고 이 현상으로 인해 유발되는 와 유기 운동(Vortex Induced Motion, VIM)은 구조물에 Lock-in 현상, 피로파괴 등을 야기하여 구조물의 안전을 위협한다. 본 연구는 기존의 VIM 저감장치인 Helical Strake, Streamlined Fairing 등에 비해 가볍고 설치가 용이한 저감장치 개발을 주목표로 한다. 새롭게 설계된 String type의 저감장치는 흐름에 수직된 방향에 설치된 String이 난류를 유발시켜 VIM을 감소시킨다. 원형실린더 형상 구조물의 비선형적인 VIM 특성을 해석하기 위해 균일흐름 중 실린더에 작용하는 힘(항력, 수평력)과 변위(2자유도 진폭응답)를 모형실험을 통해 정량적으로 측정하였다. 유속범위와 원형실린더 직경은 실험수조의 사양과 Vortex가 활발하게 발생하는 Re범위를 고려하여 결정하였다. VIM 저감 효과는 모형실험 데이터를 바탕으로 Helical Strake와 String type을 비교 분석하였다.

코안다 효과를 접목한 2차원 수중익의 양항력 성능과 캐비테이션에 대한 수치적 연구

엄명진*·백광준*
*인하대학교 조선해양공학과

Numerical Study on the Lift, Drag and Cavitation Performance of a Two-Dimensional Hydrofoil using Coanda Effect

Myeong-Jin Eom*, Kwang-Jun Paik*
Department of Naval Architecture & Ocean Engineering in Inha University, Incheon, Korea

KEY WORDS: Hydrofoil 수중익, Coanda effect 코안다 효과, Lift 양력, Drag 항력, Cavitation 캐비테이션, CFD 전산유체역학

ABSTRACT: *As international regulations on environmental pollution intensify, existing and new ships need to reduce their carbon emissions. Therefore, it is essential to develop a high-performance, low-carbon emission ship. A variety of high-performance propellers are being developed worldwide as one of the directions for the development of high-performance, low-carbon emission ship. In this study, it was focused that coanda effect was applied to two-dimensional hydrofoil for the development of high performance propeller. And, CFD was used to compare the lift and drag performances between NACA66 and coanda hydrofoils in two-dimension. the pressure distribution of each hydrofoil was compared at the same lift coefficient. Also, the pressure distribution and cavitation performance of the hydrofoil with the coanda effect were compared with those of the NACA66 hydrofoil.*

1. 서 론

국제해사기구(IMO)는 2013년 EEDI(Energy Efficiency Design Index) 기준을 설립하였으며, 2020년부터 선박연료 내 황산화물(SOx) 등 오염물질 배출기준을 현행 3.5%에서 0.5%로 낮추는 등의 대기오염물질에 대한 규제를 강화하고 있다. 이러한 규제가 시행됨에 따라 연료절감을 위한 선박의 운항효율 향상에 대한 관심이 증가하게 되었다.

선박의 추진효율 향상을 위해 프로펠러 설계의 최적화 및 프로펠러 전후에 설치되는 연료절감장치 적용 등의 시도가 있어 왔으나, 기존의 틀을 유지한 상태에서 이루어진 설계 개선은 획기적 연료절감 효과를 달성하는데 한계가 있었다. 특히, 스크류 프로펠러는 프로펠러 날개의 회전과 유입되는 유동 사이에서 만들어진 상대적 받음각에 의해 발생된 양력을 추진력으로 이용하는 것으로서 300년 이상 선박에 사용되어 왔다. 스크류 프로펠러는 오랜 기간의 연구 개발을 통해 현재 사용되는 선박용 추진 장치 중 효율이 가장 높은 장치가 되었으며, 이로 인해 고도의 최적화 툴 및 해석 기법을 적용하여도 2% 이상의 효율 개선은 거의 불가능하다. 따라서 기존의 선박용 추진 장치의 효율을 극적으로 향상시키기 위해서는 17세기부터 사용되어 온 스크류 프로펠러의 개념에서 벗어난 새로운 형태의 추진 장치가 개발되어야 한다. 본 연구에서는 기존 스크류 프로펠러와 차별화될 수 있는 고효율 추진기 개발을 위해 프로펠러 날개에 코안다 효과(Coanda effect)를 접목하는 것에 주목하였다. 이와 유사한 연구로서 코안다 효과를 접목한 선박용 핀 안정기에 관한 연구 보고서에는 수중익의 날개 끝단에 슬릿을 설치하여 슬릿을 통한 제트의 분사로 코안다 효과를 이용하여 양력을 얻고자 하였다. 위 연구에서는 날개의 끝단에 원통형 슬릿을 설치하고 슬릿을 통해 분사된 제트는 코안다 효과에 의해 유동방향이 바뀌며 날개 상단의 유체들에 내리흐름(Downwash)를 유도하여 날개가 받음각 없이 양력을 얻을 수 있음을 확인하였다 (Seo et al., 2011).

수중익의 성능을 개선시키기 위한 구성으로는 날개에 코안다 효과를 접목하여 내르흐름을 유도할 수 있는 제트를 분사하기 위한 수정된 날개 내부 구조와 표면의 제트 분사구로 구성된다. 기존의 날개는 받음각으로 내리흐름을 유도하여 양력을 얻는데, 이는 실속현상 때문에 받음각에 제한을 받게 된다. 이로 인해 기존의 날개는 얻는

양력에 한계를 가질 수밖에 없으며, 또한 날개의 전단에서 내리흐름을 유도하다보니 압력강하가 집중되어 캐비테이션(Cavitation)이 발생하게 되는데 이는 날개의 양력 성능을 저하시키며 날개 표면에 지속적인 타격을 주게 되어 손상을 입히게 된다. 코안다 효과가 접목된 날개의 경우 제트 분사구에서 분사되는 제트가 코안다 효과에 의해 유동 방향이 바뀌어 추가적으로 내리흐름을 유도함으로서, 기존의 날개와 같은 받음각에서 더 높은 양력 성능을 가지게 한다. 또한 내리흐름을 유도하는 곳이 받음각을 가진 날개 전단과 이후의 제트 분사구로 나뉨에 따라 날개 전단에 집중되어있던 압력강하가 날개의 전, 후연으로 분산되어 캐비테이션 문제를 해결한다.

2. 형상 및 수치해석 기법

2.1 수중익 형상

날개에 코안다 효과를 접목시키기 위해 고안된 초기 형상은 선행연구를 참고하였으며 미국 항공자문위원회(NACA, National Advisory Committee for Aeronautics)의 NACA0012 단면을 기반으로 한다 (Seo et al., 2011). 제트 분출구를 설치하기 위해 NACA0012 단면의 최대 두께분포를 날개 끝단까지 연장하였고, 날개 끝단에 실린더 형태의 제트 분사 슬릿을 위치시켰다. 슬릿의 높이는 코드(Chord) 길이의 0.5%이고 제트 분출구 높이에 대해 30% 이며 형상을 Fig. 1에 도시하였다.

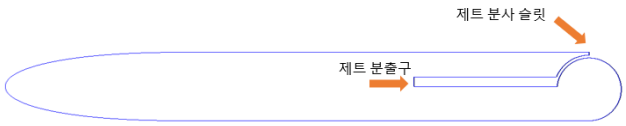


Fig. 1 Modified NACA0012 to apply coanda effect

Fig. 1의 코드 길이는 0.15m이며 날개 평행부 길이를 조절하여 코드길이 0.1m, 0.15m에서 수치해석을 진행하였으며 해석 결과는 NACA66(mod) 코드길이 0.15m의 성능과 비교하였다.

2.2 수치해석 기법

본 연구에서는 상용 CFD 소프트웨어인 STAR-CCM+이 사용되었다. STAR-CCM+는 복잡한 형상의 유체 흐름을 해석하기 위하여 사용하는 상용 소프트웨어다. 수치해석을 진행하기 위한 격자를 생성함에 있어 사용자가 표현하기 어려운 문제를 보다 쉽게 해석할 수 있도록 격자의 유연한 변화를 지원한다.

본 연구에서는 수치해석 조건으로서 비정상(Implicit Unsteady) 비압축성(Incompressible) 난류유동을 선택하였고 지배하는 방정식은 연속방정식과 RANS(Reynolds-Averaged Navier-Stokes) 방정식들이 고려되었다. 해당 소프트웨어는 유한체적기법을 기반으로 하며 확산항 및 대류항은 2차 중심차분법과 2차 상류 차분법으로 이산화 한다. 지배방정식인 연속방정식과 RANS방정식을 아래의 식 (1)과 (2)에 각각 기술하였다.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_j} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_i} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i}\left[\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial x_i}(-\rho u'_i u'_j) \tag{2}$$

난류 모델로는 $SST\ K-\omega$가 사용되었으며 이는 프로펠러 후류와 같은 난류유동현상을 해석하는데 일반적으로 고려하는 모델이다. $SST\ K-\omega$ 모델은 그 유동장의 특성에 따라 $K-\epsilon$모델과 $K-\omega$모델 및 Johnson-King 모델을 결합한 모델이다.

3. 양·항력 비교

3.1 NACA66(mod) 양·항력 성능 계산

본 연구에서 계산된 coanda hydrofoil의 양·항력 성능을 NACA66(mod)과 비교하였다. NACA66(mod)는 다양한 프로펠러에 사용되는 단면이며 형상을 Fig. 2에 도시하였다.



Fig. 2 NACA66(mod) section

계산에 사용된 NACA66(mod)의 코드길이는 0.15m이며 받음각 0°, 3°, 6°, 9°, 10.5°, 12°, 유입속도 5m/s에서 계산된 양·항력을 무차원화 하여 Fig. 3에 도시하였다.

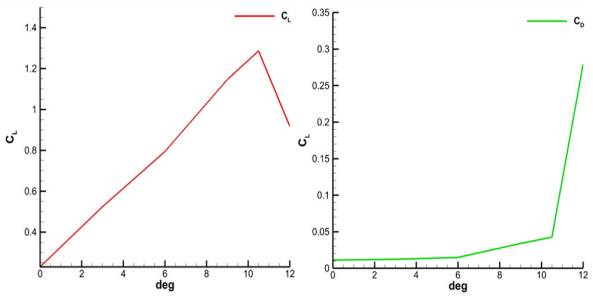


Fig. 3 Lift and Drag coefficient of NACA66(mod)

NACA66(mod)의 경우 받음각 10° 부근에서 실속이 발생하는 것을 확인할 수 있으며 이 때의 양력계수는 약 1.3이다.

3.2 Coanda hydrofoil 양·항력 성능 계산

Coanda hydrofoil의 양·항력을 계산하기 위해 분사될 제트의 양은 제트 모멘텀 계수에 기초한다.

$$C_j = \frac{\dot{m} V_{jet}}{\frac{1}{2}\rho S V_\infty^2} \tag{7}$$

$\dot{m}$은 질량 유량, V_{jet}는 슬릿에서의 유속이며 S는 날개의 단면적, V_∞은 유입속도이다.

Fig. 1에 도시한 coanda hydrofoil의 평행부 길이를 조절하여 코드길이 0.1m의 받음각 0° , 3° , 6° 에 대해 제트 모멘텀 계수 C_j=0, 0.05, 0.1, 0.15, 0.2, 유입속도 5m/s에서 양·항력 계산을 수행하였으며 계산 결과를 무차원화 하여 Fig. 4에 도시하였다.

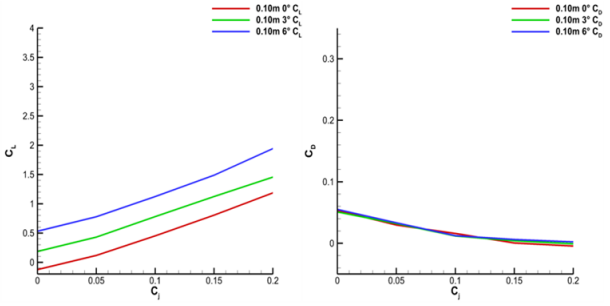
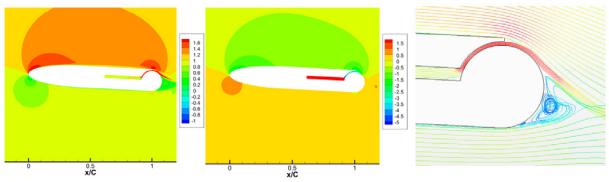


Fig. 4 Lift and Drag coefficient of coanda hydrofoil (chord length 0.1m)

코드 길이 0.1m인 coanda hydrofoil의 경우 받음각과 C_j에 따라 실속 없이 양력 계수 2.0 이상까지 증가하는 것을 확인할 수 있다. 항력의 경우 NACA0012의 평행부를 날개 끝단까지 연장했기 때문에 부피가 증가하여 전체적으로 증가하였지만, C_j의 증가에 따라 제트가 추력을 발생시켜 항력이 점차 감소함을 확인할 수 있다.

Coanda hydrofoil(0.1m)의 주변 유동을 분석하기 위해 위의 결과 중 받음각 3° , C_j=0.2의 속도, 압력, 유선을 Fig. 5에 도시하였다.



(a) Velocity (b) Pressure (c) Streamline

Fig. 5 Characteristics of the flow around the coanda hydrofoil (chord length 0.1m, AoA 3° , C_j 0.2)

일반적인 날개의 경우 날개의 전단(leading edge)에서 내리흐름을 유도하기 때문에 압력강하가 날개 전단에 집중되는 반면, coanda hydrofoil의 경우 슬릿에서 분사된 제트가 코안다 효과에 의해 추가적으로 내리흐름을 유도하여 Fig. 5와 같은 유동장을 갖게 된다.

다음은 코드길이 0.15m의 받음각 0° , 3° , 6° 에 대해 제트 모멘텀 계수 C_j=0, 0.05, 0.1, 0.15, 0.2에서의 양·항력 계산 결과를 Fig. 6에 도시하였다.

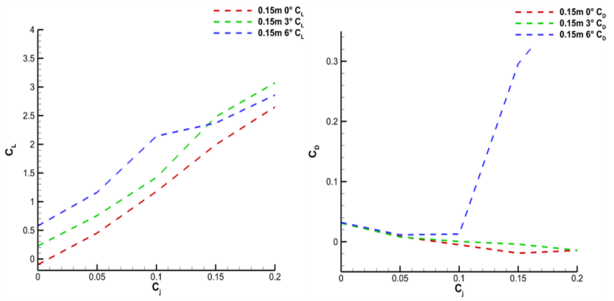
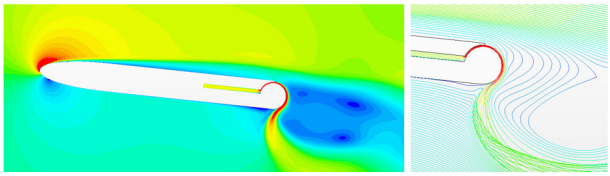


Fig. 6 Lift and Drag coefficient of coanda hydrofoil(chord length 0.15m)

코드길이 0.15m의 경우, 받음각과 C_j에 따라 양력계수가 2.5 이상까지 증가하지만 코드길이 0.1m의 결과와 다르게 받음각 6° 의 경우 C_j 0.1 이상부터 항력이 급격하게 증가하는 것을 확인할 수 있다.

항력의 급증에 대한 원인을 분석하기 위하여 받음각 6° , C_j 0.2에서의 유동장을 Fig. 7에 도시하였다.



(a) Velocity (b) Streamline

Fig. 7 Characteristics of the flow field around the coanda hydrofoil (chord length 0.15m, AoA 6° , C_j 0.2)

슬릿 주변의 속도분포에서 확인할 수 있듯이, 분사된 제트가 실린더를 끝까지 타고 흐르게 되어 수직 이상으로 유동 방향이 바뀐 제트는 더 이상 추력을 발생시키지 않으며 커튼처럼 작용하여 날개 뒤에 거대한 저속층을 만들어 내는 것이 항력 급증의 원인으로 판단된다. 또한 일반적인 날개와 유사하게 날개 표면에서 유동이 박리되며 실속이 발생하는 것을 확인할 수 있다.

NACA66(mod)의 경우 양력계수 1.2 부근에서 실속이 발생하여 양력에 한계를 가지지만, coanda hydrofoil의 경우 코드 길이가 짧음에도 1.5 이상의 양력계수를 가지며 코드 길이, 받음각과 C_j에 따라 양력계수가 2.5 이상까지 증가하는 것을 확인할 수 있다.

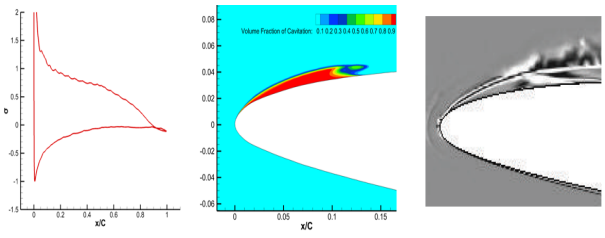
4. 캐비테이션 성능 분석

4.1 NACA66(mod) 캐비테이션 성능 계산

Coanda hydrofoil의 캐비테이션 계산을 수행하기 이전에, 수치해석 기법을 검증하기 위하여 NACA66(mod)의 캐비테이션 성능을 계산하여 해석 기법을 검증하였다. 계산 조건은 NACA66(mod)의 받음각 6° , 코드길이 0.15m, 유입속도 5m/s, 캐비테이션 수 $\sigma = 1.49$이며 계산 결과를 Fig. 8과 Table 1에 도시하였다.

Table 1 Comparison of cavitation performance results between present CFD and reference paper

$\sigma = 1.49$	Reference (Ducoin et al., 2012)		Present
	EFD	CFD	CFD
Cavitation Model		Merkle	Schnerr-Sauer
Shedding frequency(Hz)	3.5	3.5	3.4



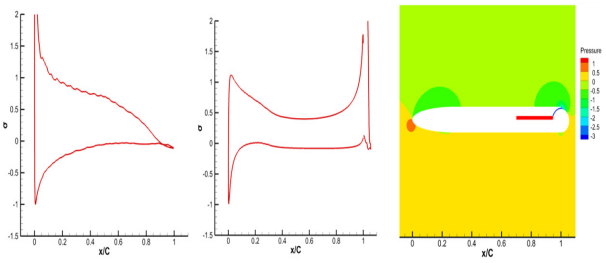
(a) Present σ (b) Present CFD (c) Reference CFD

Fig. 8 Pressure distribution of NACA66(mod) and comparison of cavitation performance between present CFD and reference CFD

본 연구에서 사용된 캐비테이션 모델은 Schnerr-Sauer 모델이며 캐비테이션 형상과 shedding frequency를 참조논문과 비교하였다 (Ducoin et al., 2012). 캐비테이션 형상과 Shedding frequency를 비교하였을 경우 본 연구의 해석 기법은 신뢰성을 가질 수 있다고 판단하였으며 동일한 조건으로 coanda hydrofoil의 캐비테이션 성능을 계산하였다.

4.2 Coanda hydrofoil 캐비테이션 성능 계산

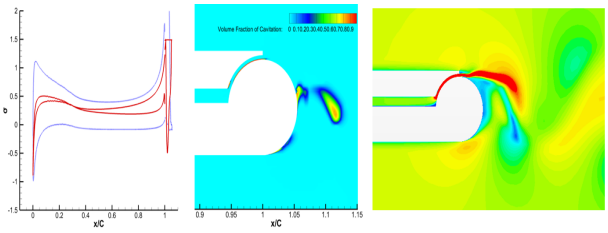
캐비테이션 성능을 비교하기 위해 위의 NACA66(mod)과 동일한 양력 계수를 갖는 coanda hydrofoil을 선택하였다. NACA66(mod)의 받음각 6° 에서 양력계수는 0.79이며 코드 길이 0.15m, 받음각 0° , C_j 0.073에서 coanda hydrofoil의 양력계수는 0.79이다. 동일한 양력 계수에서의 압력분포를 Fig. 9에 도시하였다.



(a) NACA66 (b) Coanda hydrofoil

Fig. 9 Comparison of pressure distribution between NACA66(mod) and coanda hydrofoil

NACA66의 압력분포와 비교했을 때 NACA66은 일반적인 날개와 같이 날개 전단에 압력강하가 집중되어 있지만, coanda hydrofoil의 경우 슬릿에서 분사되는 제트가 내리흐름을 유도하여 양력을 발생시키기 때문에 압력강하가 슬릿 쪽에 집중되어 있다. 위의 계산 결과에서 전체 압력을 캐비테이션 수 1.49에 맞춘 결과를 Fig. 10에 도시하였다.



(a) Change in σ (b) Cavitation (c) Velocity

Fig. 10 Simulation results of cavitation performance on coanda hydrofoil

제트 분사 슬릿이 날개 끝단에 있는 경우, 슬릿 표면에서 캐비테이션이 발생하여 제트의 유동방향을 교란시키게 된다. 이후 제트가 더 이상 내리흐름을 유도하지 못하게 되자 대부분의 양력을 소실하는 것을 확인할 수 있다. Coanda hydrofoil의 압력 분포를 날개 전단으로 이동시키기 위해 받음각 3° 를 주어 동일한 양력 계수에서 계산했을 경우, 제트 슬릿과 날개 전단 양쪽에서 캐비테이션이 발생하는 것을 확인하였다.

초기에 고안된 coanda hydrofoil의 경우, 캐비테이션이 제트 슬릿 표면에서 발생하여 제트의 유동 방향을 교란시켜 대부분의 양력을 소실할 수 있음을 확인하였다. 압력 분포를 이동시키기 위해 받음각을 증가시킨 경우 일반적인 날개와 동일하게 날개 전단에 캐비테이션이 생기는 것으로 보아 기존의 coanda hydrofoil은 두가지 문제점을 가지고 있는 것으로 판단하였다. NACA0012의 형상을 이용하다 보니 날개의 두께분포가 날개 전단에 집중되어 있으며, 슬릿 형태의 제트 분사는 캐비테이션 발생 시 양력을 소실하는 문제를 갖는다. 따라서 두 문제점을 해결하기 위해 제트 분사 슬릿을 다른 형상으로 수정하였고, 두께분포를 변화시키기 위해 NACA66(mod)의 형상을 사용하였으며 변화된 coanda hydrofoil의 형상을 Fig. 11에 도시하였다.

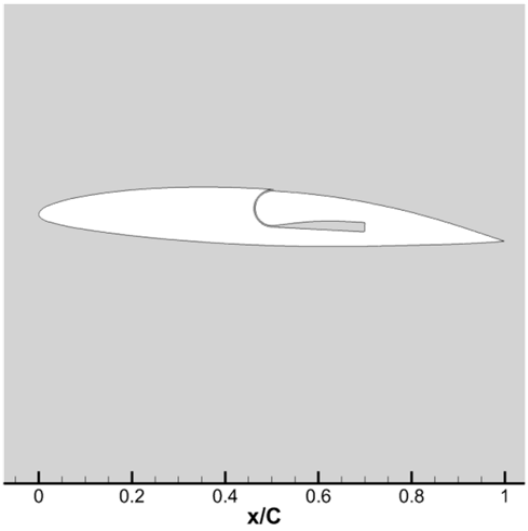


Fig. 11 The newly designed coanda hydrofoil

캐비테이션 문제를 해결하기 위해 고안된 새로운 coanda hydrofoil의 받음각 3° 에서 양·항력 성능을 Fig. 12에 도시하였다.

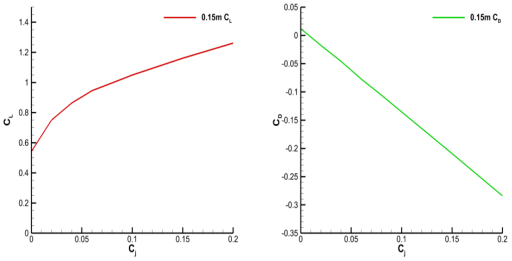
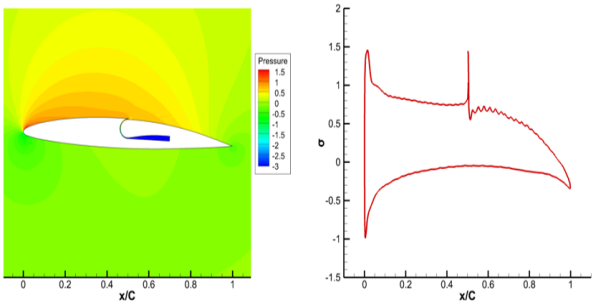


Fig. 12 Lift and Drag coefficient of coanda hydrofoil(chord length 0.15m)

캐비테이션 분석을 위해 NACA66(mod)과 coanda hydrofoil의 양·항력에 대한 비교를 Table 2에 도시하였으며 해당 조건에서의 압력분포를 Fig. 13에 도시하였다.

Table 2 Comparison of lift and drag coefficient between NACA66 and coanda hydrofoil

	NACA66(mod)	Coanda hydrofoil
AoA	6°	3°
C_j		0.015
C_L	0.794	0.797
C_D	0.015	-0.027



(a) Pressure distribution (b) Cavitation number

Fig. 13 Pressure distribution of coanda hydrofoil

초기에 고안된 coanda hydrofoil의 문제점들을 해결하기 위해 새로 고안된 coanda hydrofoil의 경우 비교적 적은 제트 분사량에서 기존보다 높은 양력을 가지며 제트 분사량의 증가에 따른 양력의 증가는 기존의 coanda hydrofoil보다 낮다. 항력의 경우 대부분의 제트가 수평방향을 향하기 때문에 기존의 coanda hydrofoil에 비해 매우 낮은 항력을 가지는 것을 확인하였다. 또한 압력분포가 전단이나 끝단에 집중되는 것이 아닌 전체적으로 분산된 것을 확인할 수 있다. 위의 계산 조건에서 $\sigma = 1.49$에 맞게 전체 압력을 조정하였을 경우 압력분포와 캐비테이션 성능을 Fig. 14과 Fig. 15에 도시하였다.

캐비테이션 수를 맞춘 이후 압력변화가 관찰되지 않으며 전체 영역에서 캐비테이션이 발생하지 않은 것을 확인할 수 있다.

새로 고안된 coanda hydrofoil의 경우, 초기에 고안되었던 날개 끝단의 슬릿과는 다르게 날개의 중앙 상단부에서 제트를 분사하며, 기존의 날개보다 적은 받음각을 갖다 보니 내리흐름의 유도점이 한 곳에 집중되지 않고 전체 영역으로 넓어져 동일한 양력성능에서 비교적 균일한 압력분포를 갖게 된다. 압력분포가 균일하게 바뀜에 따라 전체적인 캐비테이션 수가 낮아지게 되고, 이로 인해 캐비테이션이 발생하지 않은 것을 확인할 수 있다.

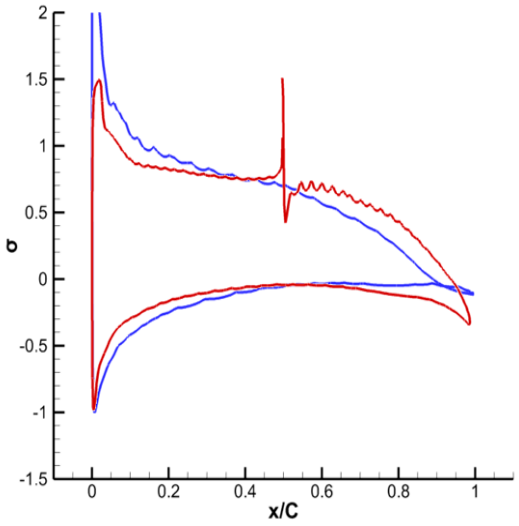


Fig. 14 Comparison of pressure distribution between NACA66 and coanda hydrofoil

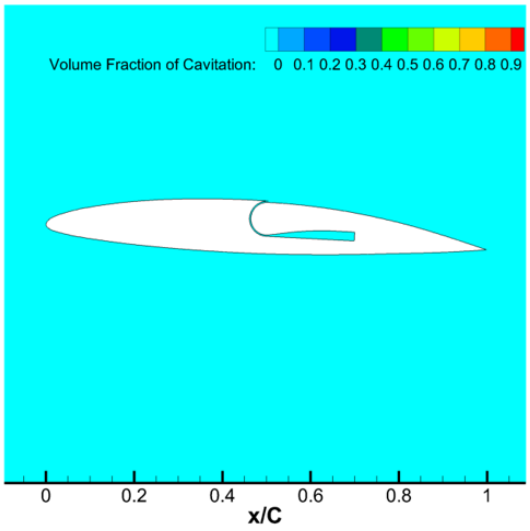


Fig. 15 Simulation result of cavitation performance on coanda hydrofoil

5. 결 론

본 연구에서는 기존의 날개 형상을 일부 수정하여 제트 분사 슬릿을 만들어 제트를 분사함으로써 코안다 효과를 이용하여 추가적인 양력을 유도하였다.

기존의 날개는 받음각을 주어 날개 전단에서 내리흐름을 유도하기 때문에 유체 점성이 한계에 도달하면 유동이 박리되어 더 이상 양력을 유도할 수 없게 된다. 이로 인해 양력을 증가시키기 위해서는 날개의 길이를 증가시키는 것이 불가피하며, 이는 항력의 증가를 유발한다. 동일한 코드 길이에서 양력의 한계를 극복하기 위해 날개에 코안다 효과

를 접목하였으며 슬릿에서 분사된 제트가 날개 표면을 따라 흘러 주변 유체들에 내리흐름을 유도하게 되어 추가적인 양력이 발생하게 된다. 또한 제트 분사로 인한 추력에 의해 양력이 증가함에 따라 항력이 감소하는 경향을 보이며, 일정 수준 이상의 분사량이 될 때에 추력방향으로 힘이 작용하게 된다.

초기에 고안된 coanda hydrofoil의 경우 매우 높은 양력 성능을 가질 수 있었지만 캐비테이션이 슬릿 표면에서 발생할 확률이 높으며, 표면에서 캐비테이션이 발생 할 경우 제트의 유동을 교란시켜 내리흐름을 유도하지 못하게 되어 대부분의 양력을 소실할 수 있다. 이를 해결하기 위해 고안된 새로운 형태의 coanda hydrofoil의 경우 NACA66 날개 형상을 대부분 이용하여 부피의 증가에 의한 항력증가는 나타나지 않았으며, NACA0012를 기반으로 한 실린더 형태의 coanda hydrofoil보다 더 낮은 제트 분사량에서 더 높은 양력과 낮은 항력 성능을 나타내었다.

항공분야에서는 코안다 효과를 접목하고자 하는 연구가 다양하게 진행되고 있지만, 조선에서 수중익 분야로는 연구 자료가 미미하다. 본 연구의 결과처럼 코안다 효과를 다양한 방법으로 적용하는 연구가 지속적으로 진행된다면 기존에 한계를 갖던 수중익의 성능을 개선시킬 수 있을 것이다.

후 기

이 논문은 인하대학교의 지원에 의하여 연구되었음.

참 고 문 헌

Jung-Keun Oh, Hae-Seong Ahn, Hyo-Chul Kim, Seung-Hee Lee and Jae-Moon Lew (2003). “Application of Coanda Effects to a Ship Hydrofoil“, Proc. of Ship&Ocean Technology, Vol 7, No 2, pp 29-39.

Antoine Ducoin, Biao Huang, and Yin Lu Young (2012). “Numerical Modeling of Unsteady Cavitating Flows around a Stationary Hydrofoil“, proc. of International Journal of Rotating Machinery, pp 17-35.

Harijono Djojodihardjo (2013). “Progress and Development of Coanda Jet and Vortex Cell for Aerodynamic Surface Circulation Control - An Overview“, proc of the SIJ Transactions on Advances in Space Research & Earth Exploration, Vol 1, No 1.

K.C. Pfingsten, R.D. Cecora and R. Radespiel. “An experimental investigation of a gapless high-lift system using circulation control“, proc. of Institute of Fluid Mechanics, Bienroder Weg 3, 38106 Braunschweig, Germany.

서대원, 이세진, 오정근 (2016). “코안다 시스템이 장착된 안정기용 핀의 성능해석“, 한국해양공학회지, 제30권, 제1호, pp 18-24.

Sanghoon Park, Hongbeen Chang, Yeol Lee (2016). “Experimental Study of the Effect of Side Plate on the Coanda Effect of Sonic Jet“, proc. of Journal of the Korean Society of Propulsion Engineers, Vol 20, NO 2, pp 24-30.

전류고정날개의 유동특성 분석을 통한 실선 반류 추정법 연구

이준형 · 김문찬 · 신용진 · 강진구(부산대학교)

전 세계적으로 국제해사기구(IMO)에서 선박에 대한 EEDI 규제에 따라 새로이 건조되는 선박의 성능 개선에 대한 관심이 증대되고 있다. 이에 따라 선박의 성능을 개선하는 연구가 활발히 이루어지고 있고, 본 연구에서는 다양한 부가물 중 프로펠러 전방에 부착되는 전류고정날개에 대한 연구를 수행하였다. 전류고정날개에 대한 모형시험을 수행하고 실선의 성능을 확장하기 위해서 일반적으로 ITTC에서 제안하고 있는 해석법을 사용하고 있으나, 이는 실질적인 전류고정날개의 유동특성을 고려하지 않은 해석법이다. 따라서 본 연구에서는 전산유체역학(CFD)을 이용하여 프로펠러로 유입되는 유입류의 전류고정날개에 의한 유동특성을 분석하고, 이를 고려한 새로운 실선 성능 확장법에 접근하고자 한다.

OpenFOAM을 이용한 주형체 활주형선의 저항 추정 연구

쉬샹위 · 박호천 · 염덕준
국립군산대학교 조선해양공학과

Prediction of Resistance for the Prismatic Planing Hull using OpenFOAM

XiangYu Shi, Hocheon Park, Deuk-joon Yum

Department of Naval Architecture and Ocean Engineering
Kunsan National University, Gunsan, Korea

KEY WORDS: Planing Hull, Frisma Hull, OpenFOAM, Overset Method, DCI, Wigley Hull

ABSTRACT: *The prediction of the hydrodynamic performance of planing hull vessels is an important and challenging topic for CFD applications to naval hydrodynamics. In this paper, the resistance analysis of Wigley-hull in still water and the planing attitude analysis of Fridsma-hull, which is prismatic planing hull, in still water are numerically studied using OpenFOAM. OpenFOAM is an open source code package based on C++ libraries and based on the finite volume method(FVM) for the discretization of RANS equation. The volume of fluid method(VOF) is used to capture the water-air interface. The SST $K-w$ model is used for the turbulence simulation.*

At first, the applicability of OpenFOAM to the ship resistance problem is confirmed using the Wigley-hull, which is well known simple mathematical hull form. As a next and major step of our study, the still water hydrodynamic performances, including resistance, sinkage and trim, are predicted for the Frisma-hull. For the resiatance analysis of planing Frisma-hull, both conventional and overset methods are applied in order to find out better meshing strategy for the planing vessels. The results of the present study are compared with those of the Savitsky' s formula, model test and precious researches.

1. 서 론

최근에 이르러 전산유체역학(Computational Fluid Dynamics) 프로그램은 선박의 유체역학 성능을 추정하는데 광범위하게 사용되고 있다. 또한, 2000년 경 부터는 소스 코드가 완전히 공개된 OpenFOAM이 새로운 선택으로 제공되고 있다. OpenFOAM은 Fluent 및 Star-CD등 상업용 프로그램과 마찬가지로 유한체적법(Finite Volume Method)을 기반으로 한 편미분방정식 해석 프로그램이지만 사용자에게 특정한 해석 프로그램을 정의할 수 있도록 하여 다양한 연구를 진행할 수 있다.

본 연구에서는 활주형선의 저항성능 추정을 목표로 OpenFOAM을 이용하여 Wigley 선형(과 Fridsma 선형(1969)에 대하여 정수 중에 저항성능을 추정하였다. 첫째로, OpenFOAM에서 제공되는 다상유동해석 프로그램인 “interFoam”을 이용하여 단순한 수학선형인 Wigley 선형에 대하여 자유수면 형상 및 저항성능을 추정하였다. 그리고 자유수면 근처의 격자 크기가 선체저항에 미치는 영향을 연구하여 선박의 저항성능 추정에 대한 OpenFOAM의 적용성을 검토하였다. 둘째로, Overset Mesh해석 루틴인 “overInterDyMFoam”을 사용하여 주형체 활주선형인 Fridsma 선형에 대하여 정수 중에 저항성능과 활주자세를 추정하였다.

2. 수치해석 방법

2.1 Two-phase Flow Solver

OpenFOAM에서 제공되는 다상유동해석 프로그램 “interFoam”은 자유수면의 위상계수를 포착하는 방법(VOF)을 이용하여 비압축성유동장의 속도 및 압력을 계산한다.

interFoam의 지배방정식에 대한 공간상의 이산은 유한체적법(FVM)을 사용하였으며 이산방정식은 아래 식과 같다.

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t}+\frac{\partial(\rho u\phi)}{\partial x}+\frac{\partial(\rho v\phi)}{\partial y}+\frac{\partial(\rho w\phi)}{\partial z}$$
$$=\frac{\partial}{\partial x}(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial x})+\frac{\partial}{\partial y}(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial y})+\frac{\partial}{\partial z}(\Gamma\frac{\partial\phi}{\partial z})+S \qquad (1)$$

여기서 ϕ는 해의 변수이며 $\rho, t, u, v, w, \Gamma, S$ 는 각각 밀도, 시간, x방향속도, y방향속도, z방향속도, 확산계수 및 소스항으로 정의된다.

자유수면의 형상해석에 대하여 유체체적법(VOF)을 적용하면 식(2)와 같다.

$$\frac{\partial \alpha}{\partial t} + \nabla \cdot (\alpha \vec{u}) = 0 \qquad (2)$$

여기서 $\alpha(air:\alpha=0, water:\alpha=1)$는 체적계수이며, u는 유동속도로 정의된다.

2.2 Overset Grid Method

활주형선의 경우는 항주 중 선체의 자세변화로 인하여 매우 큰 격자변형이 발생하며 그로 인한 수치 오차를 최소화할 목적으로 Overset Mesh 방법을 사용하였다. Overset Mesh 방법은 전체 해석영역을 배경영역과 운동물체영역으로 분리하고 각각의 영역에 대하여 격자작업을 수행한 다음에 운동물체영역 격자를 유동장영역 격자에 삽입하여 DCI(Domain Connectivity Information)방법을 통하여 해석한다. 상기 두 영역의 격자계를 결합하는 과정은 다음과 같다.

OpenFOAM에서 “cellType” 기능을 이용하여 전체 격자의 유형을 다음과 같이 지정한다.

Type 0 - calculated cell
Type 1 - interpolated cell
Type 2 - hole/inactive cell

운동물체영역의 격자와 배경영역의 격자가 결합될 때 overset경계구역이 생성되면서 이 부분 격자가 유형1로 지정되다. 그리고 운동물체영역의 격자와 배경영역의 격자가 중복되는 부분을 유형2로 지정한다. 유형1과 유형2를 제외하고 남는 부분이 유형0로 지정된다. 유형1구역에 데이터교환을 하기위해 inverseDistance 내삽법을 사용하였다.

3. 수치시뮬레이션

3.1 Wigley 선형

간단한 수학모델인 Wigley 선형에 대하여 과거에 수많이 연구가 있었으나 본 논문에서는 선박의 저항추정에 대한 OpenFOAM의 적용성을 검증하기 위해 선택하였다. 간단한 수학식으로 주어진 Wigley 선형을 생성한 다음에 ICEM-CFD 프로그램을 이용하여 “.msh” 유형의 격자를 생성하였으며, MeshToFoam 기능을 통하여 OpenFoam에 적용 가능한 격자로 변환하였다.

해석에 사용된 선형은 $L=1.0m$, $B=0.1m$, $T=0.0625m$이고 선속은 $Fn=0.267(0.836\text{m/s})$ 이며 해석영역과 격자계 구성은 그림 1과 같다.

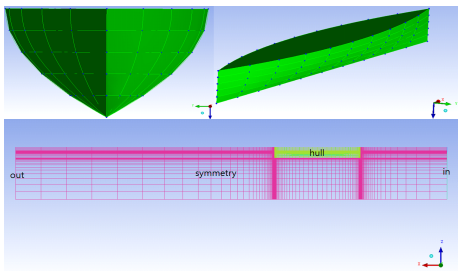


Fig. 1 Modeling and Meshing of Wigley Hull

자유수면 근처의 격자 크기의 영향을 살펴보기 위하여 격자크기가 0.001m인 Coarse(약 35만개), 0.0005m인 Medium (약 92만개), 0.00025m인 Fine (197만개)등 3가지 격자계를 구성하였으며 저항과 선체표면 파고형상을 비교하였다. 모든 계산에는 Workstation HPC (2-core,28-cpu)가 사용되었다.

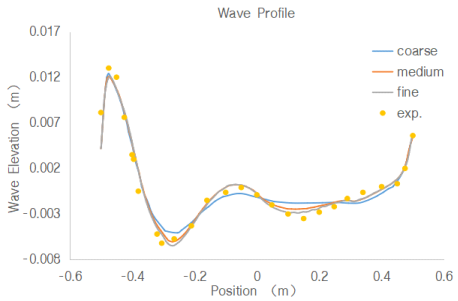


Fig. 2 Wave Profile of Wigley Hull

	Present Result	Error
Coarse	0.152	-0.856%
Medium	0.151	0.193%
Fine	0.151	0.193%

Table 1 Resistance Coefficient of Wigley Hull

그림 2와 표 1에 나타난 바와 같이 자유수면 근처의 격자 크기가 작을수록 선체표면 파고형상이 실험 결과와 더 일치하며, 저항값의 정확도도 향상됨을 알 수 있다.

3.2 활주형 선형

3.2.1 전 처리

본 연구에 사용된 활주형선은 Frisma(1969)에 의해 체계적인 모형시험이 수행된 주형체 활주형선으로 주요목은 표 2와 같다.

Parameters	Value
L (m)	1.143
B (m)	0.286
T (m)	0.09
LCG from aft(m)	0.457
VCG from keel (m)	0.084
Deadrise angle	20°
△ (kg)	14.219
$I_{zz} = I_{yy}(kgm^2)$	0.5805

Table 2 Principal Particulars of the Fridsma Hull

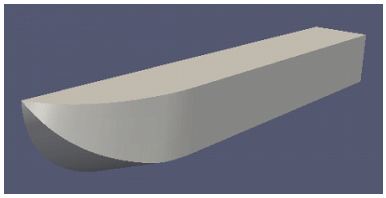


Fig. 3 3D Half Body Modeling of Fridsma Hull

그림 3은 해석을 위하여 생성된 half body 모델을 보여주고 있다.

격자구성은 OpenFOAM에서 지원되는 Snappy-HexMesh 루틴을 사용하였으며 y^+는 약 30~100정도를 유지하였다.

3.2.2 Mesh Deformation 및 Overset Mesh

운동하는 물체 주위의 유동장 해석을 위하여 OpenFOAM에서 사용하는 동적 격자계 구성 방법에는 Mesh Deformation와 Overset Mesh의 2가지 방법이 있다. 모형선 선속이 3.98m/s의 경우에 상기의 2가지 방법을 이용하여 저항성능과 항주자세를 계산하였으며 표 3에 결과를 비교하였다.

Mesh Method	Mesh Number	Trim [deg]	Rise [m]	Force [N]	Converging Time
Mesh Deformation	87만	5.783	0.0189	15.77	28 h
Overset Mesh	93만	5.448	0.0263	22.951	32 h
Exp.		6.917	0.0342	21.283	

Table 3 Comparison of Results between Mesh Deformation and Overset Mesh

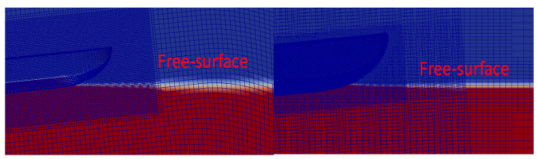


Fig. 4 Comparison of Free Surface Profile between Mesh Deformation Method (left) and Overset Mesh Method (right)

표 3과 그림 4에서 알 수 있는 바와 같이 Mesh Deformation 방법은 격자의 노드(node)만 이동하기 때문에 계산의 과정 중에 새로운 이산방정식 및 내삽법방정식은 추가되지 않는다. 따라서 계산 속도는 빠르지만 자유수면 근처의 격자에 큰 변형이 발생하며 결과적으로 수치오차가 커지게 된다. Overset Mesh 방법은 계산 중에 격자의 형태가 그대로 유지되어 수치오차가 최소화되는 장점이 있으나 oversetPatch 경계면이 설치되고 DCI방법을 통하여 매 시간 data교환이 발생하므로 계산 시간이 오래 걸리게 된다.

3.2.3 Planing Performance Analysis

Overset Mesh 방법을 사용하여 Fn수가 0.59, 0.89, 1.19, 1.48, 1.78 등 5가지 선속, 즉 저속상태(displacement)부터 고속상태(planing)까지 저항성능과 항주자세를 추정하였다. 해석에 사용된 총 격자수는 93만개이며 CFL수를 1.0으로 지정하였다. 그림 5에서 그림 7에 각각 총 저항, 부상량 및 트림에 대하여 본 연구의 결과와 실험 결과 및 Savitsky(1964) 경험식을 비교하였다.

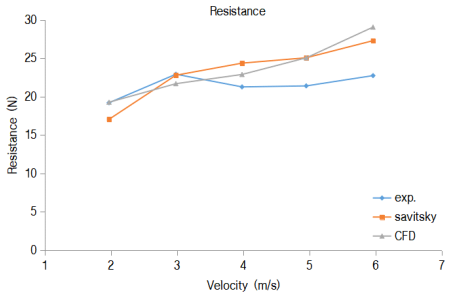


Fig. 5 Comparison of Resistance between OpneFORM, Savitsky and Experiment

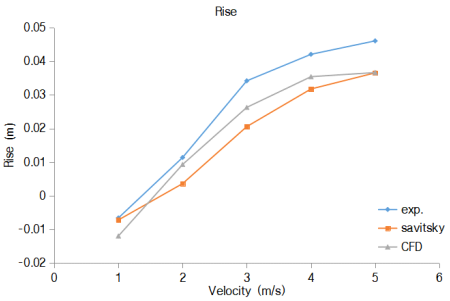


Fig. 6 Comparison of Rise between OpneFORM, Savitsky and Experiment

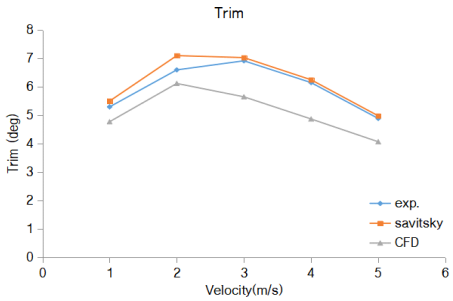


Fig. 7 Trim Profile with Velocity Step between OpneFORM, Savitsky and Experiment

그림 5에 총 저항 값의 비교를 보여주고 있는데 저속 상태에서는 큰 차이 없으나 속도가 빨라지면서 실험 결과와 차이가 커지는 것을 알 수 있다. 그림 6의 부상량 비교 결과도 총 저항 비교와 유사한 경향을 보여주고 있다. 그림 7의 트림 결과는 전체 속도에 대하여 실험 결과와 큰 차이를 보여주고 있다. 이러한 차이가 발생한 원인에 대하여는 추가적인 연구가 필요하다.

그림 8은 저속부터 고속까지 각각의 속도에 따른 선저면의 압력분포를 보여주고 있다. 활주자세의 변화에 따른 침수면적과 압력의 변화를 확인할 수 있다.

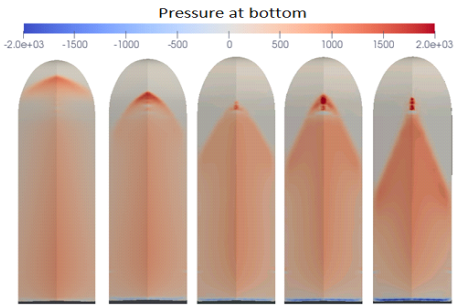


Fig. 8 Pressure on Hull with Fn=0.59, 0.89, 1.19, 1.48, 1.78 (from left to right)

4. 결론

본 연구에서는 오픈소스 프로그램인 OpenFOAM를 이용하여 주형체 활주형선의 저항성능과 활주자세를 연구하였다.

첫째, 간단한 수학모델인 Wigley 선형에 대하여 저항성능해석을 수행하였다. 자유수면 근처의 격자 크기가 작을수록 선체표면 파고형상이 실험 결과와 더 일치하며, 저항값의 정확도도 향상됨을 알 수 있다. 해석 결과는 실험 결과를 매우 좋은 일치도를 보여주었다.

둘째, OpenFOAM에서 사용하는 동적 격자계 구성 방법인 Mesh Deformation 방법 및 Overset Mesh 방법의 차이점에 대하여 연구하였으며, 결과적으로 속도의 증가에 따라 항주자세의 변화가 큰 활주선형에 대하여는 계산시간은 더 걸리지만 수치해석 오차가 최소화되는 Overset Mesh방법이 Mesh Deformation 방법보다 더 적합한 방법임을 알 수 있다.

셋째, Fridsma의 주형체 활주형선에 대하여 Fn수 0.59~1.78 즉, 저속상태부터 고속상태까지 저항성능과 항주자세를 추정하였다. 총 저항 값과 부상량의 경우에는 저속에서는 실험 결과와 잘 일치하고 있으나 고속으로 갈수록 차이가 커지는 결과를 얻었다. 트림 결과는 전 속도 영영에서 비교적 큰 차이를 보여주고 있으며 이러한 차이의 원인에 대하여는 추가적인 연구가 필요하다. 그리고 선저면의 압력분포를 통하여 저속상태부터 고속상태까지의 명확한 활주현상을 확인할 수 있다.

참고 문헌

Sukas, O.F. et al. (2016). “Numerical Simulation of Fridsma Hull Using Overset Grid System”, 19TH “NUMERICAL TOWING TANK SYMPOSIUM” (NUTTS’16)

Diana, S. et al.(2017). “Numerical hull resistance calculation of a catamarán using OpenFOAM”, Ship Science & Technology, 11(21), 29-39 - July 2017

Hassan, G. et al.(2015). “A Hydrodynamic Methodology and CFD Analysis for Performance Prediction of Stepped Planing Hulls”, Polish Maritime Research 2(86) 2015 Vol. 22; pp. 23-31 10.1515/pomr-2015-0014

Filippo, C. et al. (2018). “Experimental and Numerical Hydrodynamic Analysis of a Planing Hull Pleasure Boat”, International Journal of Applied Engineering Research ISSN 0973-4562 Volume 13, Number 1 (2018) pp. 30-39

Newmark, N.M. (1959). “A Method of Computation for Structural Dynamics”, Journal of the Engineering Mechanics Division, 85(3), 67-94.

Fridsma, G. (1969). “A Systematic Study of The Rough-water Performance of Planing Boats”, Davidson Laboratory Report, 1275.

Savitsky, (1964). “Hydrodynamic analysis of planing hulls. Marine Technology, 1, 71-95

CFD해석을 통한 KVLCC2용 Twisted Rudder의 기하학적 형상 최적화 연구

김현웅 · 김문찬 · 신용진 · 김명길(부산대학교)

최근 에너지효율지표인 EEDI를 줄이려는 노력으로 에너지 저감장치에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 에너지 저감장치에는 프로펠러를 Main-device로 하여, 프로펠러보다 선수 쪽에 장착되는 Pre-device, 프로펠러보다 선미 쪽에 장착되는 Post-device로 구분되며, 본 연구에서는 Post-device에 대한 연구를 수행하였다. 본 연구의 대상선은 KVLCC2이며, 저속비대한 대산성의 유체역학적 특성에 적합한 Twisted Rudder를 설계하였다. 설계변수로 비틀림 각과 종횡비를 두었으며, CFD해석을 통하여 각 설계변수의 변화에 따른 기존 혼타 및 각 설계된 Twisted Rudder 간의 성능비교를 수행하였다. 또한, 최종적으로 선정된 Twisted Rudder에 생체모방형 기술인 Wavy 형상을 적용하여 Wavy Twisted Rudder를 설계하였으며, 기존의 혼타 및 설계된 Twisted Rudder와 성능비교를 수행하였다.

Experimental and Numerical Study on Hydrodynamic Performances of Globe Valve

Quang Khai Nguyen, Gang Nam Lee and Kwang Hyo Jung

Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Pusan National University, Busan, Korea

KEY WORDS: Globe valve, flow characteristics, flow coefficient, hydrodynamic, Computational Fluid Dynamics

ABSTRACT: *Valves control the fluid flow and pressure and is used widely in piping systems of offshore processes. In multi-phase flow, more complex flowing conditions occur and special investigation is required to predict valve performance. For the extensive understanding of globe valve with multi-phase flow, the hydrodynamic characteristics of globe valve with one phase is needed to be investigated with wide range of experiments and numerical studies. This paper presents the researches of performances of globe valve using experimental and numerical method. An extensive series of experiments are conducted widely with a flow test loop facilities with various pump speed and valve opening. The pressure distributions are obtained along the pipeline and at the bottom of the valve. The performances like flow coefficient and pressure drop at different valve openings are investigated and analyzed in this study. The numerical model using Computational Fluid Dynamics (CFD) is also performed to analyze the pressure and velocity field in the globe valve using STAR-CCM+. The CFD results are validated with the experimental results and provide full understanding of complex three-dimensional flow globe control valve capability.*

1. Introduction

All control valves have an flow characteristic which describes the relationship between the flow rate and valve opening. This research presents a clear understanding of inherent characteristic and installed characteristic in order for the valve to properly control the process. The valve flow coefficient and pressure variation through a single-seat globe valve was experimentally measured and numerically predicted to provide full knowledge of hydrodynamic performance of globe valve.

2. Experimental setup

In this research, a transparent, 3-in sized globe valve is installed in a flow loop which consists of a tank, pump, flow meter, test section and the ball valves located for controlling the flow direction in 18-m pipe line.

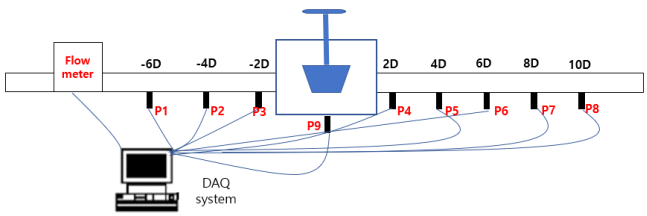


Fig. 1 Sketch of experimental setup

The pressure field was studied using data collected from nine pressure gauges along the pipeline and inside the valve as shown in figure 1. Pressure drop due to globe valve was obtained from values at 2D inlet and 6D outlet. To determine valve inherent characteristic, this pressure drop was kept constant at all valve openings by controlling the pump speed.

Table 1 shows the different pump speeds and range of valve openings conducted in the experiment.

Table 1 Experimental conditions

Pump Speed (RPM)	Valve Opening (%)
from 1000 to 2000 with increment of 100	from 10 to 100 with increment of 10

3. Simulation setup

Fluid flow through the globe valve with various valve openings and flow rates are simulated numerically with using STAR-CCM+. The govern equations are Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) equations and continuity equation. The $k-w$ SST turbulent model is utilized in this study. The set of 2 million cells is chosen in the following simulations.

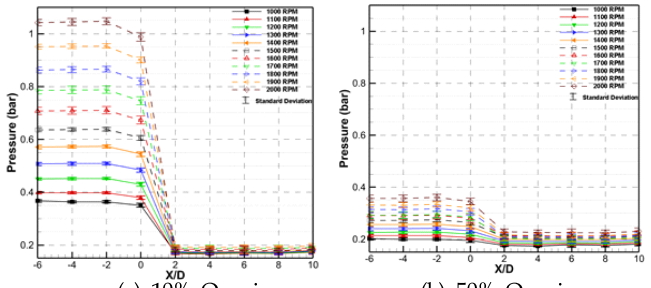
4. Results

4.1 Pressure distributions

Figure 2 displays the pressure field through the valve at various valve opening. It can be seen that pressure decrease continuously from the upstream to the downstream.

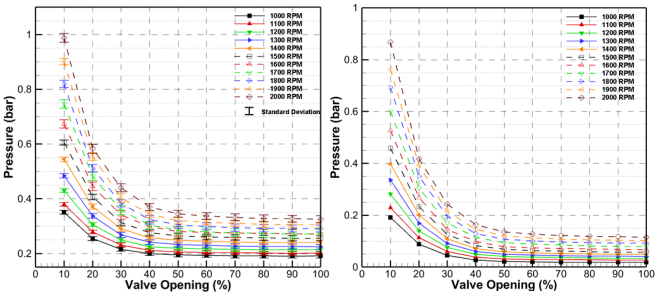
The pressure at the bottom inside of the valve and pressure drop were shown in figure 3 and it presents a

decrease in pressure as valve opening increase. In addition, there is a large pressure loss at the small openings until it reaches the almost stable drop since 50 percent of opening.



(a) 10% Opening (b) 50% Opening

Fig. 2 Pressure distribution through the globe valve

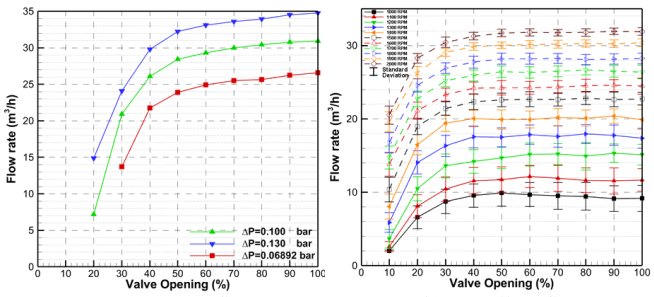


(a) Pressure inside of valve (b) Pressure drop

Fig. 3 Pressure change with valve opening

4.2 Valve Flow Characteristic

Great care is taken to ensure that the pressure drop across the valve is held constant to produce the inherent characteristic. The inherent characteristic, therefore, represents the relationship between valve flow capacity and valve opening when there are no system effects involved.



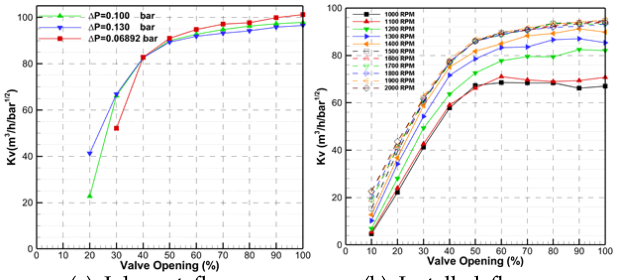
(a) Inherent flow (b) Installed flow

Fig. 4 Globe valve flow characteristics

Figure 4 shows the characteristic of a quick opening valve where a large increase in flow for the small initial changes in valve opening occurs. When the actual flow in the system is plotted against valve opening, the curve is called the installed flow characteristic and it is different from the inherent valve characteristic.

4.3 Valve Flow Coefficient

The valve flow coefficient is employed to relate the flow rate and pressure drop through a control valve. The flow coefficient was indeed a constant for same set of pressure differential and flow rate and is, therefore, a function of valve structure only.



(a) Inherent flow (b) Installed flow

Fig. 5 Globe Valve Flow Coefficient

5. Conclusions

A series of experiments was conducted along with Computational Fluid Dynamics simulation to investigate the hydrodynamic characteristics of complex three dimensional flow in the globe valve. The study shows that:

(1) Pressure decrease with the increase of valve opening from the inlet to outlet of the valve.

(2) There is a large pressure drop at small valve openings.

(3) Near maximum flow is reached at a relatively low percentage of valve opening. The valve has a quick opening flow characteristics.

References

James A. Davis, Mike Stewart (2002). "Predicting Globe Control Valve Performance", Journal of Fluid Engineering, Vol 124.

Taik-Dong Cho, Sang-min Yang, Ho-Young Lee, Sung-Ho Ko (2007). "A study on the Force Balance of an Unbalanced Globe Valve", Journal of Mechanical Science and Technology, Vol 21, pp 814-820.

Ming-Jyh Chern, Ping-Huang Hsu (2013), "Numerical Study on Cavitation Occurrence in Globe Valve", Journal of Energy Engineering, Vol 139

Bruce R. Munson (2013), "Fundamental of Fluid Mechanics", the 7th edition.

DP 보조계류시스템의 위치제어를 위한 그리드 기반의 제어목표점 선정 전략

최솔미*·이재용**·이승재*·이대수*
*한국해양대학교 조선해양시스템공학과
**동의대학교 조선해양공학과

Grid based set point generation for position control of DP assisted mooring system

Sol-Mi Choi*, Jaeyong Lee**, Seung Jae Lee*, and Daesoo Lee*

*Division of Naval Architecture and Ocean Systems Engineering, Korea Maritime and Ocean University, Busan, Korea
**Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Dong-eui University, Busan, Korea

KEY WORDS: DP assisted mooring system DP 보조 계류시스템, Tension reduction control 장력감소 제어, Grid 격자, set point 목표 지점

ABSTRACT: *Unlike typical DP(Dynamic Positioning) system, DP assisted mooring system is required to determine set points(SP) that can ensure safety range of mooring tension to prevent failure of station keeping control. In this paper, a new algorithm for determining of the SP is suggested in order to reduce tension of overall mooring lines. For determination of SP, a working area around the vessel is represented by rectangular grids so that the range is limited considering offset of vessel with mooring system. For each coordinates of grid's nodes, the resultant tension from all mooring lines is estimated using time history of tension and vessel's position. And the result of static analysis for each grid position is used for an estimation of tension. Consequently, the SP is automatically selected as a position satisfying criterion of minimum tension. In order to validate the new algorithm, motion simulation with control system in time domain method is conducted.*

1. 개 요

극한환경에서 계류시스템만으로 위치유지 기능을 적절히 수행할 수 없을 때 DP시스템과 계류시스템을 결합한 DP보조계류시스템이 사용되고 있다. DP보조계류시스템은 지속적인 환경외력으로부터 계류시스템의 장력과 구조물의 위치를 안전한 범위 내에 유지시킬 수 있는 SP(Set Point)를 자동적으로 계산할 수 있는 SP 제어모드가 필요하다(Aamo and Fossen, 1999).

Berntsen et al. (2008)는 각 계류선의 신뢰도지수(Reliability Index)를 시간에 따라 지속적으로 계산하며 운용 중 계류시스템이 허용 가능한 신뢰도 지수 경계에 가까워졌을 때 작동되는 SP 제어모드를 제안하였다. Nhuyen and Sorensen (2009)는 SP 설정법을 일반적인 환경과 거친 환경으로 나누어 설명하고 있다. 거친 환경에서 SP는 계류시스템의 파단을 제어하기 위한 목적으로 해양 구조물의 초기 설계 위치에 가깝게 설정해야함을 강조하고 있다.

본 연구에서는 SP를 설정하기 위하여 현재 구조물 위치 주변의 장력을 추측하는 전략을 제안하였다. 장력이 가장 적게 추측되는 위치를 SP로 설정하는 제어 전략을 구상하였으며 장력 추측을 위한 방법으로 로컬장력추측값과 글로벌장력값의 중첩을 제안하였다. 로컬장력추측은 현재와 과거의 구조물 위치 및 장력을 이용하여 수식을 통해 계산되었으며 글로벌장력은 구조물과 계류시스템의 정적 해석을 수행하여 산출되었다. 최종적으로, SP는 두 요소의 중첩에 의해 결정되었으며 시뮬레이션을 통하여 본 연구의 결과를 입증하였다.

2. 로컬 장력 추측

2.1 Objective

계류시스템을 안전범위에 유지시킬 수 있는 위치제어를 위하여 SP는 장력이 감소되는 방향으로 선정되어야 한다. 본 연구에서는 이러한 SP 선정을 위하여 현재 구조물 주변영역의 장력을 추측하는 전략을 제시하고자 한다. 로컬장력추측은 최근 시간동안 발생한 구조물의 위치 변화에 따른 장력 변화량을 이용하여 현재 구조물 주변영역의 장력분포를 추측하는 과정이다. 장력 분포를 통해 장력의 증가 및 감소 방향을 추측할 수 있으며 SP 선정을 위한 방

향성 제시를 위하여 사용되었다.

2.2 Generation of grid

로컬장력추측은 로컬격자라는 영역을 기반으로 계산되었다. 이처럼 본 연구에서는 구조물의 활동 범위를 격자로 나타내었다. 글로벌격자는 Fig. 1에 실선으로 명시한 격자이며 격자의 중심위치는 구조물의 설계 초기 위치를 나타낸다. 로컬격자는 Fig. 1에 빗금으로 표시된 격자이다. 로컬격자는 이동하는 구조물의 현재위치 중심으로 형성되며 이동에 따라 업데이트되는 격자이다. 두 종류의 격자 크기는 계류시스템의 오프셋을 고려하여 설정하였다. 이는 SP로 선정될 수 있는 위치를 오프셋 내로 제한하여 계류시스템의 과도한 장력상승을 방지할 수 있는 위치제어를 수행하기 위함이다.

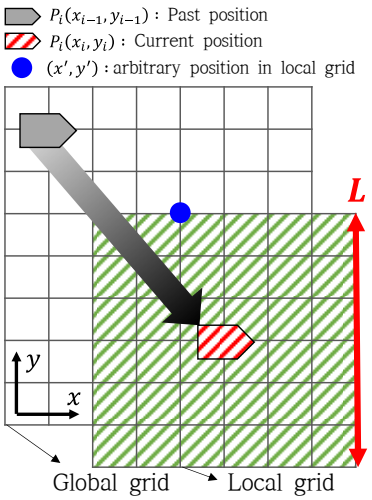


Fig. 1 Schematization of grids

2.3 Estimation process of local tension

2.3.1 Available data

로컬장력추측을 위한 위치 및 장력은 현재 시간의 위치인 식(1)과 모든 계류선의 장력 식(3) 그리고 과거 시간의 위치 식(2)과 계류선의 장력 식(4)로 정의하였다. 과거와 현재시간의 편차를 기반으로 로컬장력이 추측되므로 위치와 장력의 편차를 각각 식(5)와 (6)으로 정의하였다.

$$P_i = (x_i, y_i)\ (i = time\ instance) \tag{1}$$

$$P_{i-1} = (x_{i-1}, y_{i-1}) \tag{2}$$

$$T_i = [T_1, T_2, \cdots T_n]^T (n = The\ number\ of\ mooring\ lines) \tag{3}$$

$$T_{i-1} = [T_1, T_2, \cdots T_n]^T \tag{4}$$

$$\begin{Bmatrix} \triangle x = x_i - x_{i-1} \\ \triangle y = y_i - y_{i-1} \end{Bmatrix} \tag{5}$$

$$\triangle T_n = (T_n)_i - (T_n)_{i-1} \tag{6}$$

2.3.2 Mathematical modelling

계류시스템의 장력 변화를 이동거리에 대해 선형으로 가정하면 식 (7)을 통해 구조물이 과거의 위치에서 현재의 위치까지 이동한 단위거리 당 장력변화량을 정의할 수 있다. 로컬장력추측과정은 로컬격자의 모든 위치에서의 장력을 계산하는 과정이다. 따라서 식 (7)의 단위 장력변화량 $Unit\ T_x, T_y$에 로컬격자의 위치와 과거 구조물위치의 편차를 곱하면 로컬격자의 각 위치에서의 장력을 추측할 수 있다. Fig. 1에 점으로 명시된 로컬격자의 각 위치를 (x', y')로 가정하면 위치 편차는 식 (8)과 같이 계산될 수 있다. 식 (9)를 통해 위치편차인 $(\triangle x', \triangle y')$를 단위 장력변화량에 곱하면 해당 격자 위치에서의 장력추측값인 $(T_x, T_y)'_n$를 산출할 수 있다. x, y방향의 장력추측값은 식 (10)과 같이 합산하여 방향을 고려한 장력 크기 사용하였다. 식 (10)까지는 로컬격자의 한 위치에서 하나의 계류선에 대한 장력추측과정이다. 따라서 식 (10)의 장력추측값은 계류선의 개수만큼 반복계산되며 각 계류선마다 구해진 장력추측값은 최종적으로 식 (11)을 이용하여 합산되었다. SP는 장력 감소뿐만 아니라 연료 효율을 고려하여 선정되어야 한다. 따라서 단일이 아닌 전체 계류시스템의 장력을 줄일 수 있는 SP를 찾는 것이 중요하다. 이를 고려하기 위하여, 로컬장력추측값은 최종적으로 각 계류선의 장력을 모두 합하여 산출하였다.

$$(Unit\ T_x)_n = \frac{\triangle T_n}{\triangle x}, (Unit\ T_y)_n = \frac{\triangle T_n}{\triangle y} \tag{7}$$

$$(\triangle x', \triangle y') = (x' - x_{i-1}, y' - y_{i-1}) \tag{8}$$

$$(T_x, T_y)'_n = ((Unit\ T_x)_n \times \triangle x', (Unit\ T_y)_n \times \triangle y') \tag{9}$$

$$(T_n)' = (T_x)'_n + (T_y)'_n \tag{10}$$

$$T = \sum_{n=1}^{The\ nummber\ of\ mooring\ lines} (T_n)' \tag{11}$$

2.3.3 Simulation

SP를 선정하기 위한 시뮬레이션을 수행하기 위하여 로컬장력추측법의 계산 과정에 대한 시뮬레이션을 우선 수행하였다.

2.3.3.1 Simulation materials

시뮬레이션에 사용된 대상 구조물은 FPSO로 주요제원은 Table 1에 명시하였다. 계류시스템은 터렛 시스템을 적용하였고 모델은 Fig. 2에 나타내었다. 파력, 풍력, 조류력 조건에서 시간영역의 3시간 계류해석을 수행하여 구조물의 Surge, Sway방향 위치 및 모든 계류선의 장력이력을 산출하였다. 장력 시계열은 저역필터처리를 수행하였으며 과거시간인 $i-1$를 9110초로, 현재시간인 i를 9120초로 선정하여 각 시간에서의 장력과 위치를 추출하였다. 시간간격은 장력의 증감 추이를 유지할 수 있는 구간을 고려하여 10초로 선정되었다.

Table 1 Main dimension of model structure for simulation

Description	Magnitude	Unit
Lpp	244	[m]
Breadth	50	[m]
Draft	18.6	[m]
Displacement	163215	[m^3]
VCG	18.5	[m]

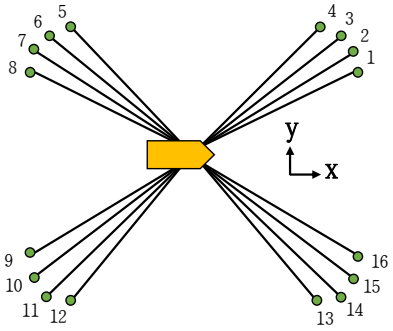


Fig. 2 Configuration of mooring system

2.3.3.2 Grid configuration

시뮬레이션에 적용된 로컬격자의 크기는 계류시스템의 오프셋을 고려하였다. 카테너리 계류시스템의 오프셋은 일반적으로 수심의 10~20%이며 시뮬레이션에서 적용된 수심인 150m이므로 오프셋은 15~30m이다. 따라서 Fig. 1의 L로 명시된 로컬격자의 변의 길이는 최대 오프셋인 30m를 고려하여 60m로 설정되었다. 또한, 격자의 간격은 1m로 설정하였다.

2.3.3.3 Result

식 (7)에서 식 (11)을 따라 로컬격자의 각 위치마다 계산된 로컬장력추측값을 Fig. 3의 z축에 나타내어 3차원 그래프로 도식화하였다. 결과로부터, 9120초의 구조물 위치인 (43,17)을 중심으로 장력상승 및 하강 방향을 알 수 있다. 따라서 로컬장력추측 그래프는 SP를 설정할 때 최근의 장력 변화 추이를 고려하여 제어의 방향성 판단에 사용될 수 있다.

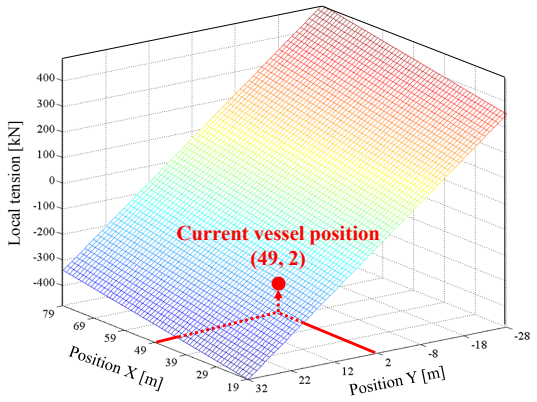


Fig. 3 Result of local tension estimation

3. 글로벌 장력

3.1 Objective

글로벌장력은 글로벌격자 기반으로 산출되며 선체, 계류시스템의 정적 해석을 통해 오프라인에서 계산되는 장력이다. 글로벌장력은 SP를 산정할 때, 구조물의 위치변화에 따른 계류시스템의 부하분포를 포함시켜 과도한 장력이 발생할 위치를 직관적으로 파악하여 제어의 방향성 결정에 영향을 주기 위해 포함된 요소이다.

3.2 Calculation process

글로벌장력을 산출하기 위한 시뮬레이션을 진행하였다.

3.2.1 Simulation materials

글로벌장력은 시간영역 해석 툴인 Orcaflex를 이용한 정적해석을 통해 산출되었다. 해석에 사용된 구조물 및 계류시스템은 2.3.3.1절의 로컬장력추측법의 시뮬레이션 데이터와 동일하다. 글로벌격자의 경우 로컬격자와 동일하게 60 X 60 [m]로 설정하였으며 격자의 중심 위치는 터렛중심이다. 격자의 간격은 로컬격자와의 중첩을 위하여 로컬격자와 동일한 1m로 설정하였다.

3.2.2 Process

시뮬레이션은 터렛 중심인 (50,0)에서 각 좌표로 구조물을 이동시켜 정적해석을 통해 각 계류선의 장력을 산출하는 방식으로 진행되었다. 사용된 계류시스템은 터렛 중심으로 대칭을 이루므로 1사분면만 정적해석을 수행한 후 대칭적으로 나머지 부분의 장력을 추측하였다.

3.2.3 Result

정적해석 결과로부터 모든 좌표에서 16개 계류선의 장력을 산출하였다. 전체 장력이 줄어들 수 있는 SP 생성을 위하여 16개 계류선의 장력을 모두 합산하여 글로벌장력으로 사용하였다. 산출된 글로벌장력을 격자의 z축에 입력하여 Fig. 4와 같이 3차원으로 나타내었다. 결과 그래프로부터, 구조물의 이동시 과도한 장력의 발생구간을 직관적으로 판단할 수 있으며 제어방향에 따른 계류시스템의 장력 변화 특성을 SP 생성 알고리즘에 포함시킬 수 있다.

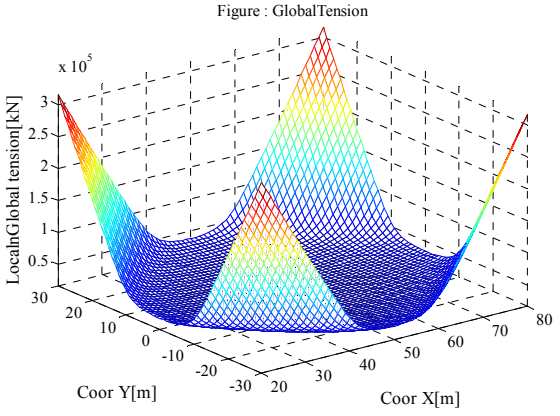


Fig. 4 Global tension on globalgrid

4. 제어 목표점 계산

SP 선정과정은 두 요소가 중첩된 영역의 장력 합산을 통해 이루어진다. 로컬추측값과 글로벌장력은 식 (12)를 통해 α를 이용한 비율로 합산될 수 있다. α는 로컬격자의 최대 대각선 길이에 대한 중첩된 격자의 각 위치의 거리 비인 식 (13)을 통해 계산될 수 있다. 로컬격자의 중심에서 멀어질수록 α가 상승하여 최종 장력추측 시 글로벌장력의 비중이 커지도록 설정하였다. 이는 구조물로부터 먼 위치일수록 계류선의 형상변화 및 환경하중의 동적요소 등의 영향이 커지기 때문에, 계류시스템을 선형으로 가정하여 장력을 추측한 로컬장력추측법 보다 글로벌장력의 영향을 더 고려하기 위함이다.

$$\text{Superposed tension} = (1-\alpha)\,Local\,tension + \alpha\,Global\,tension \tag{12}$$

$$\alpha = \frac{\sqrt{(x^{'}-x_i)^2+(y^{'}-y_i)^2}}{\sqrt{(\frac{L}{2})^2+(\frac{L}{2})^2}} \tag{13}$$

최종적으로, SP는 합산된 장력추측값에서 최소의 값을 가지는 지점으로 선정될 수 있다.

5. 검 증

제시한 SP 선정 과정의 알고리즘이 적용된 DP 보조계류시스템을 이용하여 계산된 SP가 합리적인 방향으로 설정되는지를 검증하기 위하여 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션에서 DP 보조계류시스템은 미리 설정해놓은 경계조건을 초과하면 SP의 계산이 시작된다. 경계조건은 구조물이 초기 위치로부터 계류시스템의 오프셋의 70%인 21m 만큼 벗어나거나 장력이 M.B.L(Minimum Breaking Load)의 50%를 초과할 때 이다. 이 때, SP 계산이 선행되고 PD 제어기를 이용하여 위치제어를 수행한다. 제어는 Surge, Sway, Yaw 방향으로 수행되므로 P게인 3가지, D게인 3가지로 총 6가지의 게인값이 필요하다. P게인은 계류시스템의 고유주기일 때의 복원 계수를, D게인은 임계감쇠를 계산하여 기준값을 정한 후 게인 튜닝을 수행하였다. 앞서 계산된 기준값으로부터 10%, 20%와 같이 일정한 간격으로 6개의 게인에 대하여 케이스를 선정한 뒤, 최적의 조합을 찾기 위하여 'Grid search' 라는 방법을 적용하였다. 이 방법은 조합들을 적용한 DP시뮬레이션의 Surge, Sway, Yaw 방향의 위치변화가 가장 적은 결과에 해당하는 조합을 선정하는 방법이다.

선정된 게인을 이용하여 계류해석을 수행하였다. SP 생성의 결과는 Table 2에 명시하였다. Table 2의 Time은 구조물이 경계조건을 초과한 시간이며 Position X, Y는 해당 시간의 터렛 위치를 나타낸다. SP X, Y는 해당 시간에서 계산된 SP이다. 본 시뮬레이션의 초기 터렛 중심은 (50, 0)이다. 초기 위치는 구조물과 계류시스템이 가장 안정적인 위치이다. 따라서 Table 2의 SP X, Y결과가 (50, 0)에 가깝게 설정되고 있으므로 본 연구의 SP 산정 전략은 장력이 감소될 수 있는 방향으로 SP를 계산하고 있음을 알 수 있다.

Table 2 Result of SP calculation

Time	Position X [m]	Position Y [m]	SP X [m]	SP Y [m]
927s	50	22	53	1
1238s	20	6	47	0
1679s	42	22	50	1
1867s	19	6	35	-8
6330s	64	0	50	-2

6. 결 론

본 연구에서는 DP보조계류시스템의 과도한 표류와 장력 상승을 방지하기 위한 SP 선정 전략을 제시하였다. 로컬장력추측법이라는 방법으로 구조물의 위치와 장력 변화추이를 고려하고 글로벌장력이라는 요소로 계류시스템의 부하분포를 고려할 수 있는 SP 선정법을 시뮬레이션을 통해 소개하였다. 본 방법이 적용된 알고리즘을 이용하여 구조물과 계류시스템 그리고 DP 시스템의 계류 해석을 수행하여 SP 선정법에 대한 실현 가능성을 판단하였다. 추후, 제시된 SP 선정 전략에 대한 추가적인 검증을 위하여 선정된 SP로 인한 장력 감소량 및 안전성 평가를 수행할 계획이다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부 산업기술혁신사업(과제번호: 10063405) "위치유치와 계류시스템을 적용하여 ARC7 조건에서 연중운용이 가능한 북극해 기반 부유식 해양구조물 형상개발" 과제의 지원으로 수행되었음을 밝힙니다.

참 고 문 헌

Aamo, O. M., & Fossen, T. I. (1999). Controlling line tension in thruster assisted mooring systems. In IEEE International Conference on Control Applications, pp. 1104-1109.

Barth Berntsen, P.I., Aamo, O.M. and Leira, B.J. (2008). "Thruster assisted position mooring based on structural reliability", International Journal of Control, 81(9), pp 1408-1416.

Nguyen, D.T. and Sørensen, A.J. (2009). "Setpoint chasing for thruster-assisted position mooring", IEEE Journal of Oceanic Engineering, 34(4), pp 548-558.

추력분배 방법에 따른 동적위치유지 영향에 관한 연구

곽현욱* · 남보우*
*선박해양플랜트연구소

Effect of Thrust Allocation Algorithm on Dynamic Positioning Performance

H.U.Kwak*, B.W.Nam*

*Korea Research Institute of Ships and Offshore engineering, Daejon, Korea

KEY WORDS: Dynamic Positioning (DP) 동적 위치유지, Thrust allocation 추력 분배, Thrust saturation 추력 포화, Static DP analysis 정적 DP 해석, Dynamic DP simulation 동적 DP 해석

ABSTRACT: Effect of thrust allocation on DP (Dynamic Positioning) was studied in this paper. It is important to allocate required control force effectively to each thruster in ships(and offshore structures) equipped with DP system. Linear thrust allocation which uses Lagrange multiplier has several limitations such that it can not consider maximum thrust when there is thrust saturation and it is impossible to set arbitrary object function, while its computation is very light. On the other hand, nonlinear allocation can solve most of these limitations including consideration of maximum thrust. In this study, static DP analysis and dynamic DP simulations applying both linear and nonlinear thrust allocations were done and compared.

1. 서 론

동적위치유지에 있어 추력분배는 하나의 주요한 요소로서 요구되는 제어력을 각 추진기들에 효율적으로 할당하는 것이다. DP 시스템을 장착한 선박(또는 해양구조물)의 실제 시스템은 여러 실적을 바탕으로한 비선형 추력분배를 적용하고 있다. 해석 또는 모형시험을 통한 DP 성능 평가에서도 보다 정확한 성능 평가를 위해서 DP 시스템 업체와의 인터페이스 또는 자체 비선형 추력분배방법을 적용하는 추세이다. 본 연구에서는 추력분배 방법에 따른 동적위치유지 영향을 살펴보고자 하였다.

2. 추력분배 방법

선형 추력분배와 비선형 추력분배의 주요 특징을 Table 1에 나타내었다. 선형 추력분배는 Lagrange 승수, λ를 도입하고 선형 방정식을 얻기 위하여 목적함수는 추력 제곱의 합 형태로 한정되며, 제약함수는 요구되는 제어력 (FX_{req}, FY_{req}, MZ_{req})과 추진기들로 얻는 힘(모멘트)이 같아야 한다는 등식 3개만으로 구성한다. 반면, 비선형 추력분배는 목적함수 구성이 비교적 자유롭고, 제약함수는 등식 3개 외에 추진기별로 할당되는 추력이 각 추진기의 최대 추력보다 작아야한다는 부등식(추진기 개수만큼)을 추가할 수 있다. 본 연구의 비선형 추력분배는 MATLAB의 Optimization toolbox에서 제공하는 fmincon 함수를 이용하여 목적함수와 제약함수를 구성, 해를 구함으로써 구현하였다.

앞서 언급된 것 외에도 비선형 추력분배는 아지무스 추진기 경우에서 각종 간섭으로 인하여 방향별 효율이 변하거나, 특정 각도범위(forbidden zone)에는 추력을 내지 않도록 하는 경우에도 이들을 제대로 고려하는 것이 가능하다.

본 연구에서는 추력이 추진기의 최대 추력에 도달하는, 즉 saturation이 발생하는 상황에서 추진기별 최대 추력의 고려 여부에 따른 영향을 비교하기 위하여, 이외에는 비선형에서도 기본적인 목적함수 등을 선형 추력분배에서 구현 가능한 것들과 동일하게 맞추어 주었다.

Table 1 Characteristics of linear and nonlinear thrust allocation

	Linear	Nonlinear
목적함수 (cost function)	$J = \sum_i^n a_i F_i^2 + \sum_i^m \lambda_j * constraint_j$	Can be composed according to purpose.
제약함수 (constraints)	$\sum Fx_i - FX_{req} = 0$ $\sum Fy_i - FY_{req} = 0$ $\sum (Fy_i * X_i - Fx_i * Y_i) - MZ_{req} = 0$	$\sum Fx_i - FX_{req} = 0$ $\sum Fy_i - FY_{req} = 0$ $\sum (Fy_i * X_i - Fx_i * Y_i) - MZ_{req} = 0$ $F_i - F_{i_{max}} < 0$
해법 (solution)	$\frac{\partial J}{\partial F_i,\ \lambda_j} = 0$	Finds solution which minimize the given cost function under the given constraints.

3. 해석 조건

3.1 좌표계 정의

좌표계 정의는 Fig. 1을 따른다.

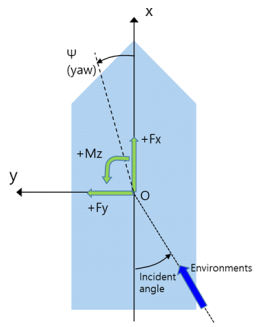


Fig. 1 Definition of coordinate system

3.2 대상선

대상선은 동일한 용량을 가진 6개 아지무스 추진기를 장착한 선박이며, 추진기배치는 Fig. 2의 개략도와 같다.

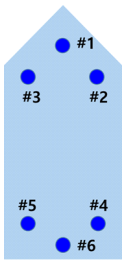


Fig. 2 Layout of thrusters (6 azimuth thrusters)

3.3 환경 하중

비교 해석을 위하여 특정한 임의 조류, 바람, 파도 환경 조건을 상정하였고, 이 조건에서 대상선에 작용하는 환경 방향별 하중을 Fig. 3에 도시하였다. 세 환경의 입사 방향은 서로 일치(collinear)하는 경우를 고려하였다.

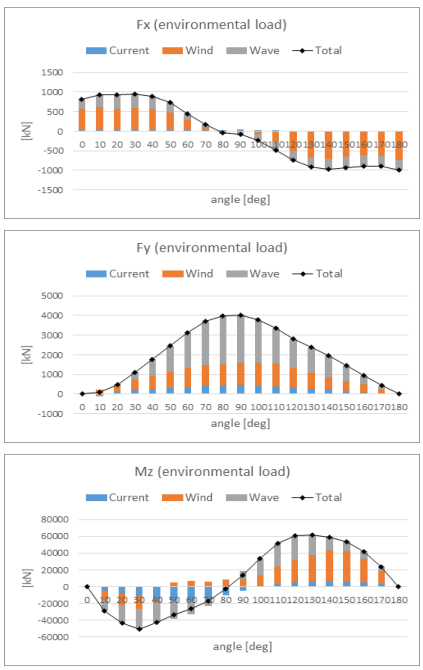


Fig. 3 Mean environmental loads (Fx, Fy and Mz)

4. 해석 결과

4.1 정적 해석 결과

정적인 상태에서 평균 환경 하중과 이에 대응하는 추진기별 추력을 구하는 정적 DP 해석을 수행하였다.

4.1.1 최대 추진기 사용율

주어진 환경 조건에서 환경의 입사 방향별로 추력 사용율의 최대값을 Fig. 4에 도시하였다. 선형(Linear)에서 사용율이 1을 초과하는 일부영역에서 비선형(Nonlinear)은 1을 유지하는 것을 볼 수 있다. 추력의 여유가 있는 경우는 선형과 비선형 추력분배를 적용한 결과가 서로 동일하고, 추력이 많이 소요되어 하나 이상의 추진기 사용율이 1에 도달하기 시작하면 차이가 있다. Fig. 5와 Fig. 6은 각각 160도와 150도 환경에서 추진기별 추력 사용율을 보여주고 있다.

(비선형에서도 모든 경우에 정보를 얻기 위하여 주어진 추진기 최대 추력 내에서 해를 찾지 못하는 경우에는 제약조건을 풀어주되, 원래 최대 추력 초과분에 대하여 목적함수에 penalty 비용을 반영하였다.)

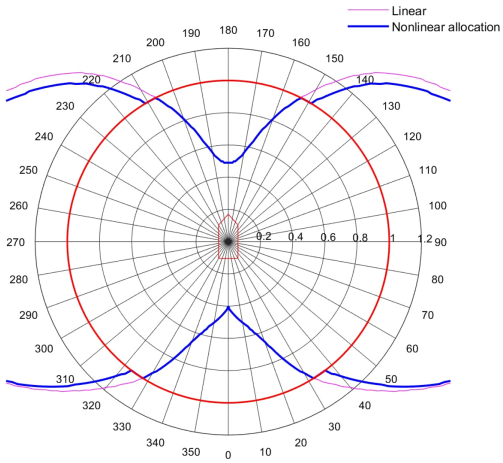


Fig. 4 Comparison of maximum thrust usages

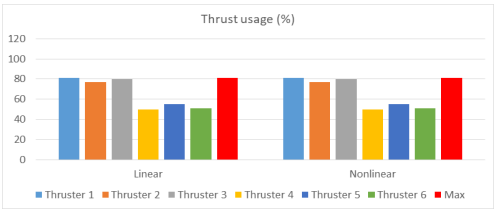


Fig. 5 Comparison of thrust usage at 160 deg. environments

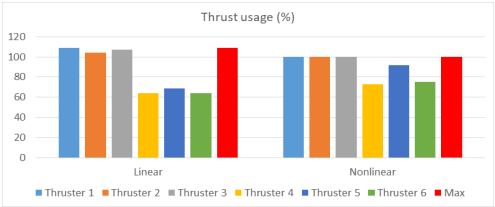


Fig. 6 Comparison of thrust usage at 150 deg. environments

4.1.2 최대 환경 조건

파도와 조류는 Fig. 3에 주어진 하중 조건을 유지한 상태에서 환경의 입사방향별로 DP가 가능한 최대 풍속을 Fig. 7에 도시하였다. ($V_{W_{MAX}}/V_A$은 각도별 최대풍속, $V_{W_{MAX}}$을 Fig. 3의 하중에 해당하는 풍속, V_A으로 나눈 값이다.) 0도와 180도를 제외한 모든 각도에서 선형보다 비선형 추력분배에서 최대 풍속이 큼을 확인할 수 있다. Fig. 8은 160도 환경에서 최대 풍속 시 추진기별 추력 사용율과 추력 방향을 나타낸 것이다. 선형에서는 하나의 추진기(#1)의 사용율이 1이기 때문에 이때의 풍속을 최대 풍속으로 본 것이며, 비선형에서는 추진기별 최대 추력을 제약조건으로 두고 더 큰 최대 풍속을 찾음을 알 수 있다.

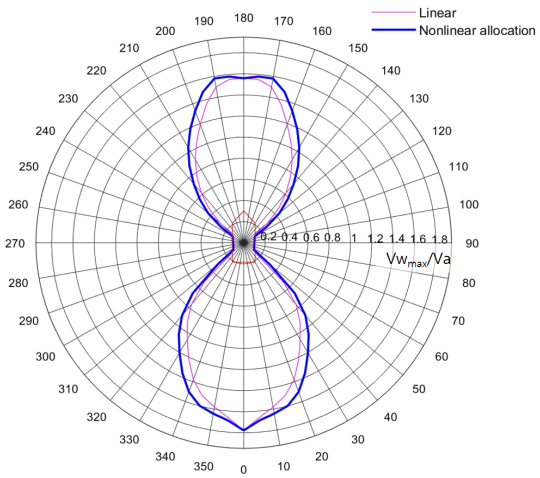


Fig. 7 Comparison of maximum wind speeds



Fig. 8 Thrust usage and direction at 160 deg. environments (Linear : $V_W = 1.19\,V_A$, Nonlinear : $V_W = 1.33\,V_A$)

4.2 동적 해석 결과

시간영역 동적 해석을 통하여 동일한 조건에 대하여 선형 추력분배와 비선형 추력분배를 적용한 결과를 비교하였다. 시간영역 해석은 inhouse 프로그램인 KDPSIM2를 이용하였다. (남보우 등, 2017)

PID 제어에 있어 surge, sway, yaw에 대한 컨트롤 게인은 P 게인은 고유주기 150~200s 범위 내, D 게인은 임계감쇄의 50% 가량이 되도록 해주었으며, I 게인은 사용하지 않았다.

추진기의 최대 추력을 초과하는 추력이 분배되는 경우, 최대 추력만큼 내도록 되어있다.

주어진 환경조건에서 환경 방향 160도에 대한 선박의 궤적을 Fig. 9에, 추진기 #1, #5의 추력 시계열 일부를 Fig. 10에 나타내었다. 비선형 추력분배를 적용한 결과의 offset이 작으며, 이는 선수쪽에 위치한 추진기(#1)가 최대 추력에 도달하면 선미쪽에 위치한 추진기(#5)의 추력도 최대 추력까지 사용하여 offset을 덜 허용하였기 때문으로 해석할 수 있다. 반면 선형 추력분배의 경우 offset이 시작될 때 선미쪽 추진기를 덜 사용하여 offset이 더 발생하고 이후 선수와 선미 추진기 모두 비선형 추력분배보다 더 사용하는 것으로 풀이된다.

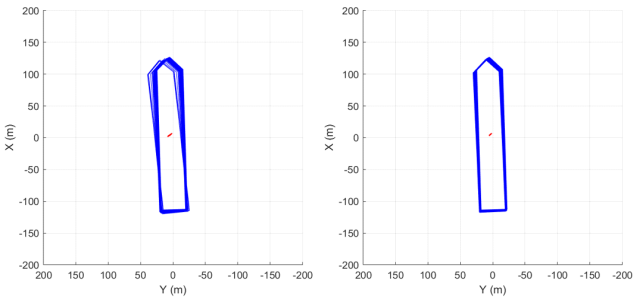


Fig. 8 Comparison of trajectories at 160 deg. environments (left: linear, right: nonlinear)

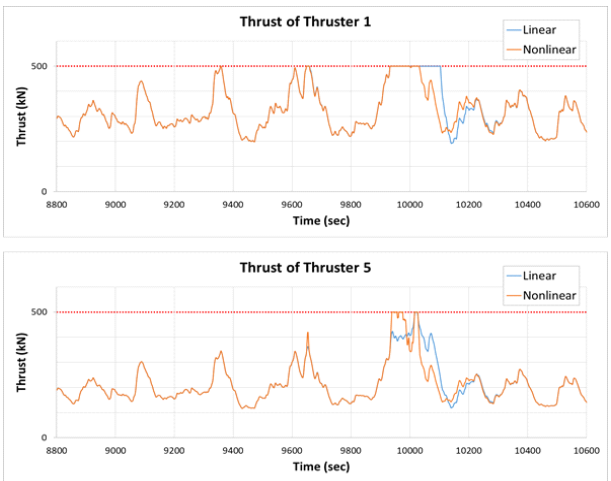


Fig. 9 Comparison of thrusts at 160 deg. environments

환경 방향 157.5도에 대한 선박의 궤적을 Fig. 10에, 추력 시계열을 Fig. 11에, 수평 운동 시계열을 Fig. 12에 나타내었다. 선형 추력분배는 환경 하중을 견디지 못하고 drift-off 되고 (10,000초경), 비선형 추력분배는 같은 시간대에 offset은 있지만 견디어 원래 위치로 복귀하는 결과를 보여준다.

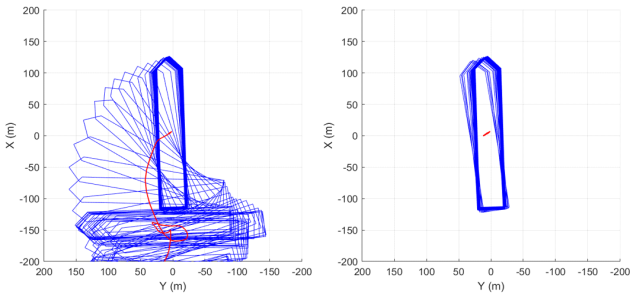


Fig. 10 Comparison of trajectories at 157.5 deg. environments (left: linear, right: nonlinear)

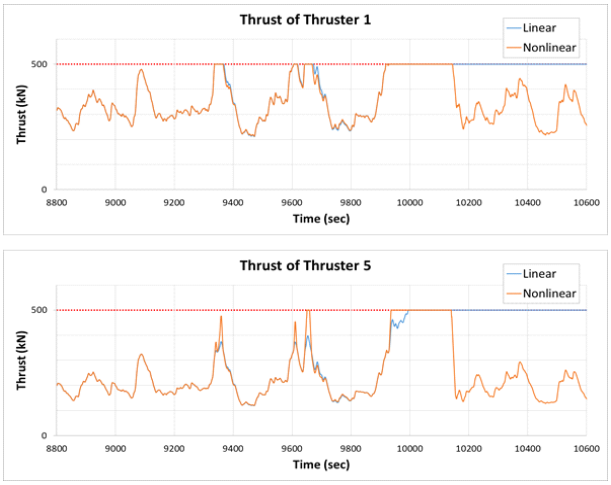


Fig. 11 Comparison of thrusts at 157.5 deg. environments

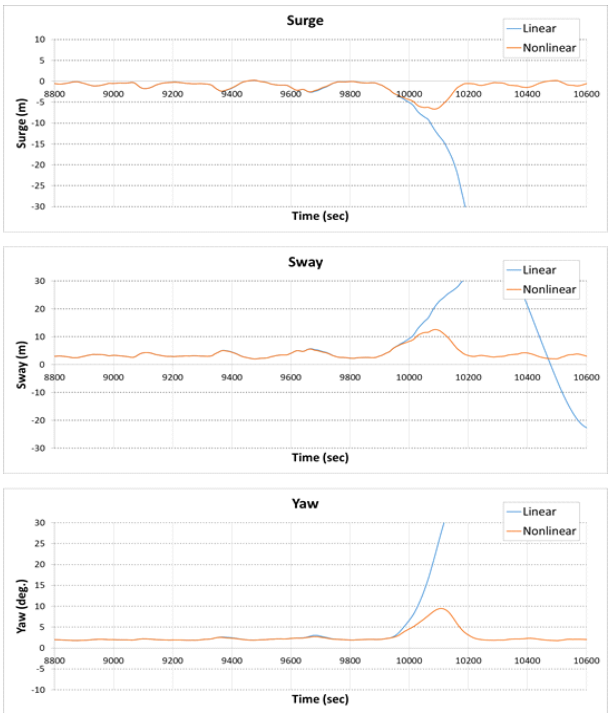


Fig. 12 Comparison of motions at 157.5 deg. environments

4.3 정적 해석, 동적 해석 비교

이상에서 수행한 정적 해석과 동적 해석 결과의 경향을 비교하기 위하여 정적 해석 결과에 동적 해석 결과를 추가하여 Fig. 13에 제시하였다. Fig. 13에서 'Dynamic: Mean'과 'Dynamic: Max'는 각각 사용율이 가장 높은 추진기의 추력 사용율 '평균'과 '최대값'을 의미한다. 본 연구 해석 조건에서는 동적 해석이 추력 사용율, DP 가능 범위 관점에서 정적 해석보다 조금 DP가 어려운 결과를 주는 것으로 파악하였다. (동적 해석 및 실제 현상에서 추력의 변동폭은 환경 조건, 컨트롤 게인, 대상 구조물의 관성 특성 등에 영향을 받기 때문에 일반화할 수는 없음.)

정적 해석에서는 동적 효과와 간섭으로 인한 추력 감소를 감안해 추력의 효율을 공히 0.67로 두었으며, 동적 해석 결과는 비선형 추력분배를 적용한 결과로 환경 방향은 yaw offset 평균을 고려하여 표시하였음을 밝혀둔다.

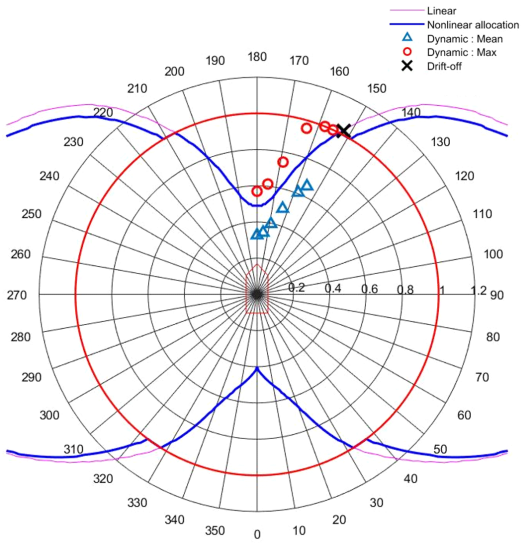


Fig. 13 Maximum thrust usage - static vs. dynamic analysis

5. 결 론

추력분배 방법에 따른 동적위치유지 영향을 살펴보기 위하여 동일한 조건에서 선형, 비선형 추력분배를 적용하여 정적 및 동적 DP 해석을 수행하였다.

- 정적 해석에서 비선형 추력분배 적용 시 선형 대비 일정한 환경조건에서 더 넓은 환경 각도까지 DP 가능(추진기 사용율 1 이하), 또는 더 큰 환경 조건까지 가능한 결과를 얻을 수 있다.
- 동적 해석을 통해 추력에 여유가 없는 극한 조건에서 비선형 추력분배 적용시 선형 추력분배 대비 향상된 DP 성능을 보임을 확인하였다.
- 정적 해석과 동적 해석은 조건에 따라 어느 정도 결과 차이를 보일 수 있다. 정적 해석은 초기 추정 또는 비교 해석에 활용하고, 새로운 대상의 경우 시간과 비용이 허락한다면 동적 해석 및 모형 시험을 수행하는 것이 바람직하다.

후 기

본 논문은 선박해양플랜트연구소의 주요사업(신진연구자 창의연구)인 'DP 성능평가 고도화를 위한 비선형 추력분배 프로그램 개발' 과제에 의해 수행되었습니다. (PES9560).

참 고 문 헌

곽현욱, 이동연, 김세은 (2009). "추력분배 알고리즘에 따른 DP 성능에 관한 연구", 대한조선학회 2009년 추계발표.

남보우, 서민국, 권용주 (2017). "KDPSIM2 User's Manual", 선박해양플랜트연구소.

Fossen and Johansen (2006), "A survey of control allocation methods for ships and offshore vehicles", Control and Automation, 15th Mediterranean Conference 2006.

John Leavitt (2008), "Optimal Thrust Allocation in DP Systems", DP Conference, 2008.

Martin Rindaroey (2013), "Fuel Optimal Thrust Allocation in Dynamic Positioning", IFAC Proceedings 2013.

Numerical Simulations of Honeycomb Sandwich Panel Structures subjected to Blast Loading

A. Topa*, H.S. Choi** and D.K. Kim*,**

*Ocean and Ship Technology Research Group, Department of Civil and Environmental Engineering, Universiti Teknologi PETRONAS, 32610 Seri Iskandar, Perak, Malaysia
**Graduate Institute of Ferrous Technology, Pohang University of Science and Technology, 37673 Pohang, Republic of Korea

KEY WORDS: Blast loading, Sandwich Panel Structure, Finite element simulation, Impulse loading

ABSTRACT: *The mechanical response of Sandwich Panel Structure (SPS) blast walls and their equivalent solid plates under impulsive loadings is investigated in this paper. The SPS is made of two metal plates separated by squared honeycomb core. The resistance performance against three different impulsive loading are considered by changing the charge weight of the explosive material (TNT) at a constant stand-off distance. Nonlinear Finite Element Analysis (NLFEA) is performed using LS-DYNA software, taking into account the rate-dependent effects. Two different methods were used: CONWEP code and an explicit method using Arbitrary Lagrangian Eulerian formulation. Comparisons between the outcome of both methods are drawn. The results of the numerical simulations were in very good agreement with experimental data from the literature and the model was successfully able to capture the cell deformation behavior. It was found that the deflection of the back face of the honeycomb SPS are significantly smaller than their equivalent solid plates at low and medium range of explosive loading.*

1. Introduction

Blast wall is an important element in many marine and land-based applications such as offshore platforms and power plants due to their increasingly threatening explosive environment. Over the past decade, numerous studies on the structural response of steel plates subjected to blast loading has been carried out and reported. A better understanding of the behavior of structures under high intensity dynamic loadings would help in designing blast walls with enhanced structural resistance.

Deformation mode of fully clamped monolithic beam under blast loading was shown to be dependent upon the non-dimensional impulse and three failure modes were observed (Menkes and Opat, 1973). Clamped thin circular plates subjected to impulsive loading were experimentally investigated by Teeling-Smith and Nurick (1991) and same three failure modes were obtained. Nurick and Shave (1996) conducted experiments on clamped square plates under high intensity loading and compared the results with that of circular plates. Experimental investigations on the effect of varying stand-off distances were carried out. It was observed that smaller stand-off distance resulted in damage localization with an inner dome superimposed on a larger global dome. while uniform plate profile with a global dome was resulted in the case of larger stand-off distances (Jacob et al., 2007).

Sandwich panel structures (SPS) has been recently used as blast walls due to their excellent characteristics such as energy absorption capabilities, high strength to weight ratios and lightweight. SPS consists of a core material between two thin layers. Novel application of core geometries has been investigated such as pyramidal truss (Xue and Hutchinson, 2004), corrugated plate, (Radford et al., 2006), triangle honeycomb (Wei et al., 2008) and square honeycomb (Hutchinson and Xue, 2005 and Rathbun et al., 2006).

In the present study, non linear finite element analysis of squared honeycomb SPS blast walls and their equivalent solid plates under high intensity dynamic loading is conducted using LS DYNA software to investigate the dynamic response and maximum deflection of the blast walls and the collapse mechanism of SPS square core.

2. Literature Review

2.1 Air blast

The shock waves in air blasts have an instantaneous rise followed by an exponential fall as depicted in Figure 1. The important variables are the peak over pressure and the duration of positive phase and the impulse. The negative phase is generally out of interest. Air blasts with more mass of explosive materials will have greater peak overpressure and higher velocity of the shock wave. For an ideal air blast

wave, the pressure-time response of the positive phase is given by Friedlander as follows:

$$p(t) = P_o + P_m[1-(\frac{t}{t_d})e^{at/t_d}] \quad (1)$$

where P_o is the ambient pressure, P_m is the peak overpressure, t is the instantaneous time, t_d is the duration of the positive phase, and a is an adjustable parameter called waveform parameter which depends on the peak overpressure (Neuberger et al., 2009).

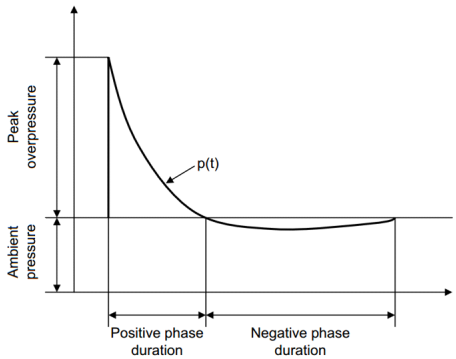


Fig. 1 A schematic of an ideal blast wave

2.2 Configuration of Squared Honeycomb SPS

For benchmarking purposes, the design of the SPS blast walls are similar to that of previous study by Dharmasena et al. (2008). High-ductility stainless steel (AL-6XN) which has an approximate weight composition of 49Fe-Ni-21Cr-6Mo was used for the plates and core. The thickness of the plates was 5 mm while the core height was 51 mm which consisted of 18 x 18 cell square grid. The thickness of each cell unit was 0.76 mm. Figure 2 illustrates the design of the SPS blast wall.

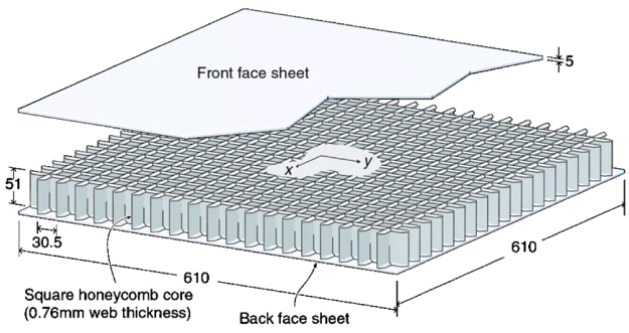


Fig. 2 Honeycomb SPS Design (Dharmasena et al., 2008)

The thickness of the solid plate mass equivalent is calculated by the following equation:

$$t_s = 2t + \frac{2t(h+2w)}{l} \quad (2)$$

where $t, h,$ and w are the thickness, height, and web of the cell unit, respectively. For the selected geometry of the core, the equivalent solid plate thickness was calculated to be 13.1 mm. For the experimental tests, solid plates of 12.7 mm thickness were used (Dharmasena et al., 2008).

3. Numerical Simulations

3.1 Simplified blast model

Load-blast function in LS-DYNA software was used to load the blast wall with varying pressure distribution. This function is based on empirical loading functions by Kinergy and Bulmarsh (1984) which were implemented in the US Army Tehcnical Manual ConWep Code. The equation of the blast load is given by:

$$P(\pi) = P_r\cos\theta + P_i(1+\cos^2\theta - 2\cos\theta) \quad (3)$$

where θ is the angle of incidence, P_r is the reflected pressure and P_i is the incident pressure (Neuberger et al., 2009). Using load-blast option, the user must only define the mass of the explosive material and the stand-off distance.

3.2 Arbitrary Lagrangian Eulerian

This method is widely used for large deformation problems and fluid-structure interaction simulations. The air and explosive materials are modeled with ALE formulation and coupling with the plate material is defined. Material models, equation of states (EOS), and hourglass coefficient must be correctly defined to get accurate results. The TNT explosive material was modeled with MAT_High_Explosive_Burn with a density of 1650 kg/m^3, a detonation pressure of 21,000 MPa (Keshawarz, 2004), and a detonation velocity of 6950 m/s (Keshawarz, 2007). For the detonation products, the most commonly used EOS is given by Jones-Wilkins-Lee because most high velocity explosives are well modeled by this equation of state which is as follows (Lee et al., 1968):

$$p_{JWL}(V, U_i) = A(1-\frac{Q}{R_1 V})e^{(-R_1 V)} + B(1-\frac{Q}{R_2 V})e^{(-R_2 V)} + \frac{Q}{V}E_i \quad (4)$$

where p_{JWL} is the pressure, V is the relative volume, U_i is the internal energy, A, B, R_1 and R_2 are constant.

3.3 Blast wall Model

The honeycomb SPS plates and core were modeled with shell elements and Linear plasticity material model was selected. The mechanical properties were as follows: Young's Modulus E = 200 GPa, Poisson's ratio ν = 0.3, yield stress σ_Y = 300 MPa and tangent modulus E_t = 2

GPa. Stress strain curves at different strain rates were defined to describe the viscoplasticity of the material.

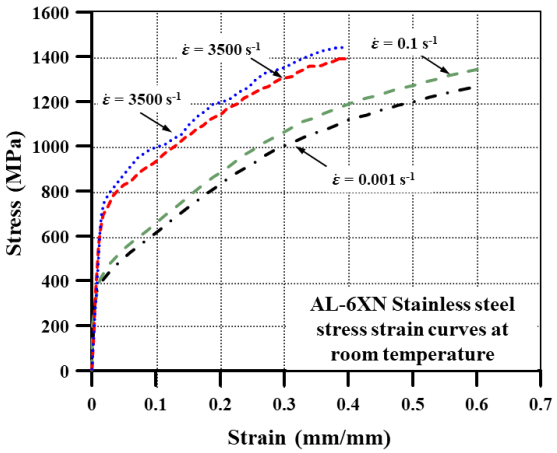


Fig. 3 Stress strain curves of AL-6XN (Nasser et al., 2001)

3.3 Numerical Simulation Results

The maximum deflection of solid plate blast wall are illustrated in Figure 4. Good agreements are found between the experimental data and numerical results. However, the results of 2 kg of TNT case using blast load function were not accurate due to the small stand-off distance over charge diameter ratio. Figure 5 illustrates the results of numerical simulations of solid plate subjected to 3 kg of TNT explosives at a stand-off distance of 0.1m.

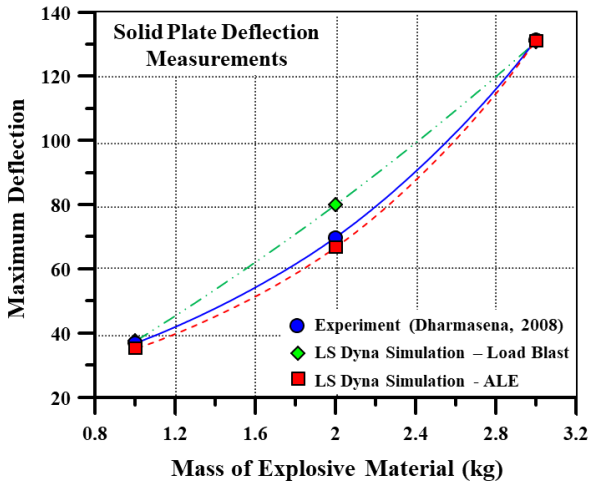


Fig. 4 Maximum deflection of solid plate blast wall

The simulation of SPS blast wall were carried out using ALE method due to their higher accuracy. The deflection of the front and back face at the center of the plate are illustrated in Figure 6. The effects of increasing the mass of the explosive material on the maximum deflection of the front face of the SPS blast wall appears to be linear. However, non linearity is observed between maximum deflection the back face and the mass of the explosive charge. Therefore, the investigated configuration of the SPS blast wall is less effective at higher impulsive loading.

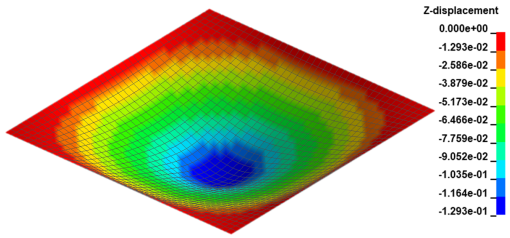


Fig. 5 Displacement of solid plate blast walls

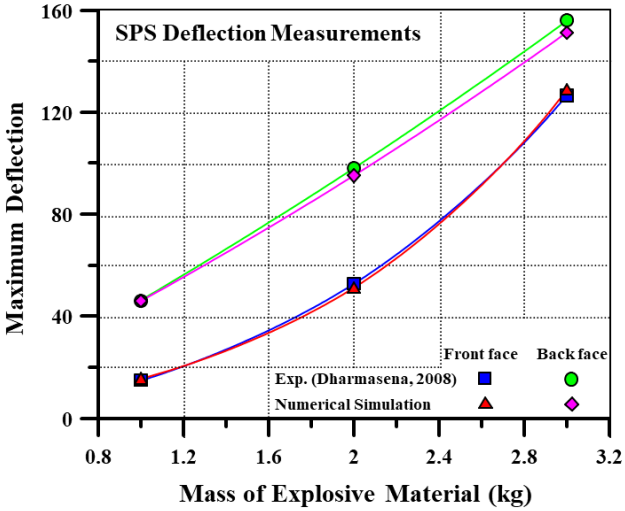


Fig. 6 Maximum deflection of SPS blast wall

A comparison in the failure mechanism is drawn between numerical simulation and experimental data. Adequate agreements are found as observed in Figure 7. Localized failure of the core and cell crushing occurs at the center of the plate. Buckling is observed in four cells walls.

4. Conclusion

This study presents the numerical simulations of square honeycomb SPS blast wall and its equivalent solid plate. Two methods are used in the simulation and the accuracy of ALE method has been demonstrated. The final deflections of the blast walls were achieved and verified with experimental data. Moreover, the numerical simulations were able to capture the failure mechanism of the core. This finite element model can be used in

future work for optimization of the SPS blast wall geometry.

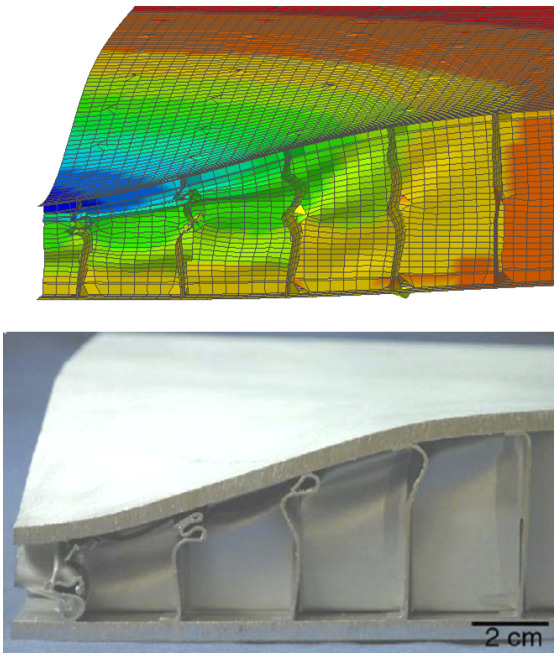


Fig. 7 Localized core failure and cell crushing

Acknowledgements

This study was undertaken at Ocean and Ship Technology (OST) at Universiti Teknologi PETRONAS. This research was supported by the Technology Innovation Program (Grant No.: 10053121 and 10051279) funded by the Ministry of Trade, Industry & Energy (MI, Korea). The authors would also like to thank for the great support of POSTECH, POSCO, Republic of Korea.

References

Hutchinson, J.W. and Xue Z.Y. (2005). "Metal sandwich plates optimized for pressure impulses", Int J Mech Sci, Vol 47, No 4-5, pp 545 - 569.

Jacob, N., Nurick, G.N. and Langdon, G.S. (2007). "The effect of stand-off distance on the failure of fully clamped circular mild steel plates subjected to blast loads", Eng Struct, Vol 29, No. 10, pp 2723-2736.

Keshawarz, M.H. and Nazari, H,R,. (2006) "A simple method to assess detonation temperature without using any experimental data and computer code". J Hazard Mat, Vol 133, No 1 - 3, pp 129 - 134.

Keshawarz, M.H. and Poureteda,l H.R. (2004). "An empirical method for predicting detonation pressure of CHNOFCl explosives. Thermochimica Acta, Vol 414, pp 203-208.

Kingerly, C. and Bulmarsh, G. (1984). "Airblast parameters from TNT spherical air burst and hemispherical surface burst". ARBRL-TR-02555, USArmy Ballistic Research Laboratory, Aberdeen Proving Ground, MD.

Dharmasena, K.P., Wadley, H.N.G., Xue, Z. and Hutchinson, J.W. (2008). "Mechanical response of metallic honeycomb sandwich panel structures to high-intensity dynamic loading", Int. J. Impact Eng, Vol 35, No 9, pp 1063-1074

Lee, E.L., Hornig, H.C. and Kury, J.W. (1968). "Adiabatic Expansion of High Explosive Detonation Products", Lawrence Radiation Laboratory, Univeristy of California, Livermore, TIP 4500-UCRL 50422.

Menkes, S.B. and Opat, H.J. (1973). "Tearing and shear failure in explosively loaded clamped beams", Exp Mech, Vol 13, pp 480-486.

Nemat-Nasser, S., Guo, W.G. and Kihl, D.P. (2001). "Thermomechanical response of AL-6XN stainless steel over a wide range of strain rates and temperatures", J Mech Phys Solids. Vol 49, No 8, pp 1823-1846.

Neuberger, A., Peles, S., and Rittel, D. (2009). "Springback of circular clamped armor steel plates subjected to spherical air-blast loading", Int. J. Impact Eng, Vol 36, No 1, pp 53-60.

Nurick, G.N. and Shave, G.C. (1991). "The Deformation and Tearing of Thin Square Plates Subjected to Impulsive Loads--An Experimental Study", Int. J. Impact Eng, Vol 18, No 1, pp 99-116.

Radford, D.D., Fleck, N.A. and Deshpande, V.S. (2006). "The response of clamped sandwich beams subjected to shock loading", Int J Impact Eng, Vol 32, No 6, pp 968 - 987.

Rathbun, H.J., Radford, D.D., Xue, Z.Y., He, M.Y., Yang, J., Deshpande, V.S., Fleck NA, Hutchinson J.W. and Zok, F.W. and Evans, A.G. (2006). "Performance of metallic honeycomb-core sandwich beams under shock loading", Int J Solids Struct, Vol 43, No 6, pp 1746 - 1763.

Teeling-Smith, R.G. and Nurick, G.N. (1991). "The deformation and tearing of thin circular plates subjected to impulsive loads", Int. J. Impact Eng, Vol 11, No 1, pp 77-91.

Wei, Z., Deshpande, V.S., Evans, A.G., Dharmasena, K.P., Queheillalt, D.T., Wadley, H.N.G., Murty, Y.V., Elzey, R.K., Dudt, P., Chen, Y., Knight, D. and Kiddy, K. (2008). "The resistance of metallic plates to localized impulse", J Mech Phys Solids, Vol 56, No 5, pp 2074-2091.

Xue, Z.Y. and Hutchinson, J.W. (2004). "A comparative study of impulse-resistant metal sandwich plates", Int J Impact Eng, Vol 30, No 10, pp 1283-1305.

종 방향 용접부착에 대한 mesh-insensitive 핫스팟 응력 계산에 관한 수치 및 실험적 연구

리춘보*·정준모*
*인하대학교 조선해양공학과

Numerical and Experimental Study on Mesh-Insensitive Hotspot Stress Calculation for Longitudinal Attachments

Chun Bao Li*, Joonmo Choung*

Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Inhua university, Incheon, Korea

KEY WORDS: Hotspot stress 핫스팟 응력, Element size 요소 사이즈, Element type 요소 유형, Integration orders 요소 적분점 유형,

ABSTRACT: *The hotspot in welded joints usually present at a zone with high stress concentration. The stress concentration can significantly reduce the fatigue strength of welded joints in ships and other floating structures. A traditional hotspot approach by surface stress extrapolation is recognized as more sensitive to element sizes, which has resulted in the development of mesh-insensitive hotspot approach. The objective of this study is to determine a most mesh-insensitive hotspot stress approach with reasonable accuracy by comparing different hotspot stress approaches with experimental results. The stress concentration factors (SCFs) were calculated from current hotspot stress and proposed approaches with different finite element sizes, types, and integration orders used, employing longitudinal attachments with round and rectangular weld toes. Then, the experimental details of longitudinal attachment were constructed with marine steel to compute SCFs by extrapolating surface stress at read out points of 0.5t and 1.5t in front of weld toe. In addition to this, the surface stress distribution near weld toe was also investigated from experimental details and finite element model, showing a good agreement. As a result, the proposed approach can be seen as an element size-insensitive method with reasonable accuracy while being simple calculation procedure.*

1. 서 론

표면 응력 외삽 방법 (ESM)은 요소 크기, 요소 유형 및 적분점 유형 와 같이 핫스팟 영역에서 사용되는 메쉬에 훨씬 민감한 것으로 간주됩니다 (Doerk and Fricke, 2003; Healy, 2004). Dong 등 이 제시한 등가 응력 법의 경우, 핫스팟 응력을 예측하기 위해서는 복잡한 계산 절차가 필요하므로, 핫스팟 응력 평가에서 간단한 계산 절차로 제안된 mesh-insensitive 방법을 예상된다.

본 논문에서는 두 가지 대표적인 핫스팟 방법(ESM 및 QSM)에 대한 핫스팟 응력 예측 절차에 대해 자세히 설명한 후 새로운 방법을 제안합니다. 세 가지 방법을 요소 크기, 요소 유형 및 적분점 유형에 따른 mesh-insensitivity를 비교 연구하였다. 본 연구의 목적은 계산 과정이 복잡하지 않은 mesh-insensitive 방법을 제안하고 제안 된 방법을 검증하는 것이다.

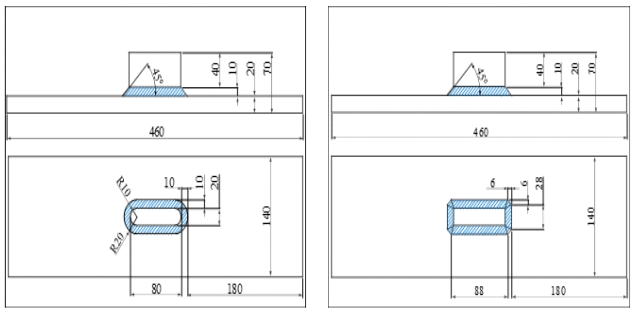
Round 형 및 Rectangular형의 종 방향 부착물의 2 가지 유형의 용접 발가락에 대한 실험 작업을 수행하고 유한 요소 해석의 핫스팟 응력 와 비교합니다. 세 가지 방법의 정확성은 요소 크기, 요소 유형 및 적분점 유형의 측면에서 비교됩니다.

2. 대표 시편

2.1 3 점 굽힘 시험

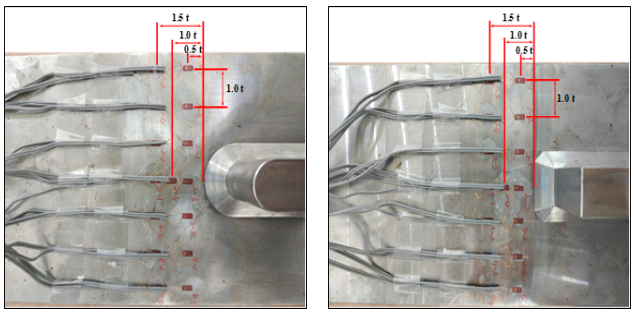
그림 1(a) 와 (b)는 각각 round 형 및 Rectangular형의 종 방향 부착물을 제시하며 횡 방향 하중 하에서의 핫스팟 응력의 민감성을 조사하기위한 표본 시편으로 제작되였다. 본 연구에서 제작 된 두 종류의 시편에서 베이스 판과 부착 판은 모두 동일한 두께 20 mm를 갖는다는 것을 유의해야 한다. 부표의 상하동요, 종동요, 횡동요의 3자유도 운동은 부표의 체적에 비례하는 복원력에 의해 일어나며, 복원력이 상사되기 위한 풍력의 상사는 다음의 관계식으로 표현된다. 용접의 leg length 길이는 DNV 용접부 설계 법칙에 의하면 10mm로 결정되였고 측면 각 은 45도 용접 발가락 반경은 사용되지 않았습니다 (DNV, 2015). 시편의 길이와 너비는 각각 지그치수 기준으로 460 mm 와 140 mm 로 설계되였습니다.

응력 분포를 조사하기 위해 길이가 2 mm 인 15개의 일축 변형 게이지를 용접 발가락 부근의 판 표면에 부착시켰다. 변형률 게이지의 배치는 그림 2에 나와 있습니다. 시험편의 중간선에서 하중 제어로 작동되는 1.5tonf 의 서보-유압 액츄에이터에 의해 측면 정적하중을 가해주었습니다.



(a) Round attachment (b) Rectangular attachment

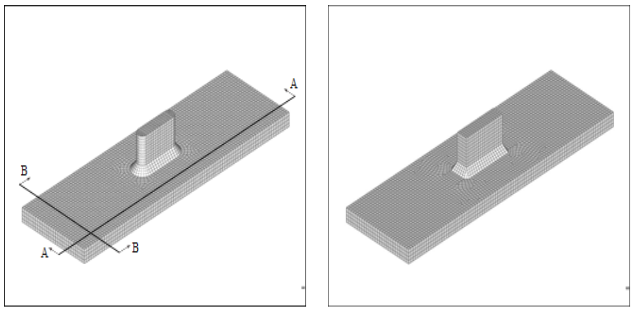
Fig. 1 Configuration of longitudinal attachments



(a) Round toe (b) Rectangular toe

Fig. 2 Strain gauge locations in the test specimens

유한 요수 시뮬레이션의 경우, 모든 시편은 Young's modulus 와 Poisson ratio는 각각 201 GPa 와 0.3으로 정의되었고 재료 밀도는 7.85t/m^3으로 간주되었다. 비선형효과는 모든 유한 요소 시뮬레이션에 포함되지 않았습니다. 여기서 핫스팟 응력은 0.25t 요소 크기로 수렴한다고 가정합니다. 그림 3에 나타낸 유한 요소 모델은 0.25t × 0.25t 의 메쉬 분할이다.

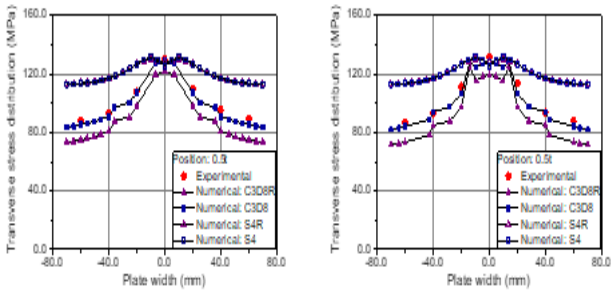


(a) Round toe (b) Rectangular toe

Fig. 3 Finite element models

2.2 Fine mesh 분석결과의 정확성

그림 4에서 제시하다 시피, 예상대로, C3D8의 솔리드 요소에 대한 수치 해석 결과는 실험 결과와 가장 잘 일치하며 Rectangular 용접 발가락 보다 Round 용접 발가락에서 더 정확한 응력을 보인다.



(a) Round attachment (b) Rectangular attachment

Fig. 4 Accuracy of stress distribution at 0.5t in front of weld toe.

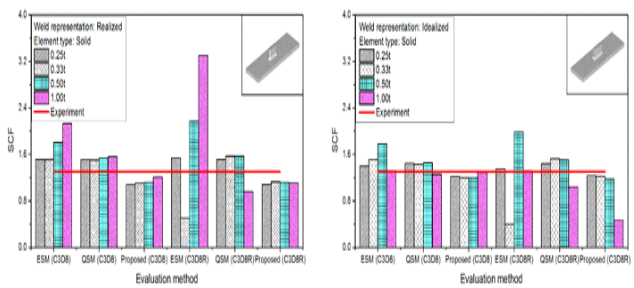
2.3 각 핫스팟 응력 예측 방법의 mesh-insensitivity 에 대한 연구

핫스팟 예측 방법의 mesh-insensitivity를 조사하기 위해 두 가지 요소 유형 (solid/shell), 네 가지 요소 크기 (0.25t/0.33t/0.50t/1.00t) 및 두 가지 적분점 유형 (full/reduced)를 사용되었다.

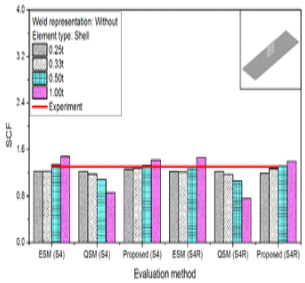
Table 1 Labeling of the simulation cases considering element sizes, types, and integration orders used

Element type	Element size	Integration orders	Example of case labels
Solid (SD)	0.25t (025)	Full (F)	SD-025-F
Shell (SH)	0.33t (033)	Reduced (R)	SD-050-R
	0.50t (050)		SH-033-F
	1.00t (100)		SH-100-R

최대 응력 집중은 중심선에서 발생하는 것으로 가정하고 솔리드 요소 모델 또는 쉘 요소 모델의 부착 상호 작용에서 용접 발가락에 위치합니다. 그림 5에서 제시한봐와 같이 제안 된 방법은 제일 mesh-insensitive 한 방법이며 ESM은 알려진 봐와 같이 제일 큰 mesh-sensitivity 성을 나타나고 있다.



(a) Solid with round toe (b) Solid with rectangular toe



(c) Shell model

Fig. 4 Study on mesh-insensitivity

3. 결 론

본 논문에서는 3 점 굽힘 실험을 통해 얻은 핫스팟 응력을 각 mesh-insensitive 응력 예측 방법으로 얻은 핫스팟 응력와의 비교 연구 으로서 다음의 결론을 얻을 수 있다.

(1) C3D8 으로 된 솔리드 모델은 용접 발가락 부근의 실험 기반 응력 분포와 우수한 일치를 보였으나 다른 요소 유형(C3D8R/S4R/S4)은 튼 차이를 유도했습니다.

(2) ESM은 요소 크기, 요소 유형, 요소 적분점에 따라 큰 분산을 갖는 SCF를 유도한다는 것을 증명하였다.

(3) 연구 결과는 제안 된 방법이 요소 크기에 따라 가장 우수한 mesh-insensitivity 를 제공함을 보여줍니다.

후 기

본 연구는 선박해양플랜트연구소의 주요사업인 “해양플랜트의 사고한계상태기반 구조손상도평가 핵심기술 개발(2/3)”에 의해 수행되었습니다. (PES9480)

참 고 문 헌

Doerk O, Fricke W, Weissenborn C. (2003). “Comparison of Different Calculation Methods for Structural Stresses at Welded Joints”, International Journal of Fatigue, Vol 25, pp 359-369.

Healy B. (2004). “A Case Study Comparison of Surface Extrapolation and Baltelle Structural Stress Mehtodologies”, Proc. of the 23rd OMAE International Conference, Vancouver, Canada, 2004

Det Norske Veritas (DNV). Welding, Rule for classification ships-3-13. Hovik: DNV, 2015.

Effects of collided ship motions on damage extents

Joonmo Choung*, Illia Kvan*

*Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Inha University, Incheon, Korea

KEY WORDS: Ship-to-ship-collision, finite element simulation, subroutine, buoyancy, drag force

ABSTRACT: *A finite element model has to include fluids to make the ship-to-ship collision simulations more realistic and to produce reliable results of damage extents. Analysis of fluid-structure model takes very long time. The purpose of this paper is to show less time-consuming approach without the fluid model, predicting damage extent of a ship with certain accuracy. In order to realize hydrostatic and hydrodynamic effects such as buoyancy and form-induced drag forces, we developed a subroutine to control those hydro-forces during the collision analysis. Very simple shaped ships are chosen as struck and striking ships. After the collision simulations, differences of motion components of the struck ship were reported. In addition, the damage extents were also compared. We concluded that the hydro-effects are significant in terms of the ship motions and damage extents.*

1.Introduction

A ship-to-ship collision is one of the most dangerous hazard during the ship operations. It can be a reason of not only great environmental or material damage but also it can result in loss of human lives. Damage extent is the key issue in collision evaluation. For that reason accurate prediction of damage extent became an important problem and many researchers presented their works on this subject.

There are four main approaches to assess damage extent: finite element simulation (Endo et al. (2004), Wu et al. (2004), Alsos and Amdahl (2007), Paik (2007)), experiments (Akita and Kitamura (1972), Hagiwara et al. (1983), Endo et al. (2002)), empirical formulae and analytical methods (Minorsky (1959), Simonsen and Ocakli (1999), Zhang (1999)). The last two methods are the most rapid way to perform damage of ship constructions. Experiments are the most reliable approach but it is very expensive and time consuming method. A finite element simulation is widely applied method but it still has some problem points that has to be solved such as criteria for ductile fracture initiation. In this paper we will stop on collided ship motion problem.

This paper propose the method to simulate ship-to-ship collision without fluid-model. Also comparison of two simulations results (with and without consideration of the hydrostatic and hydrodynamic forces) was done and differences in damage extent were concluded.

2. Collision model

2.1 Collided ships model

For this paper the very simple models of collided ships were chosen. A strike ship was presented as a box girder that consists of T-bar stiffened panels (refer to Figure 1). Parameters of the T-bar stiffened panel are shown in Table 1. Finite element model of strike ship was created using quadrilateral element with reduced integration scheme (S3R/S4R). Shipbuilding steel AH36 was chosen as a material for striking ship where elastic modulus $E=206\text{GPa}$ and Poisson ratio $\mu=0.3$ were applied as elastic properties. The initial yield strength $\sigma_{y0}=355\text{MPa}$, tensile strength $K=800\text{MPa}$, slip band strain $\epsilon_{sb}=3\%$ and plastic strain hardening index $n=0.15$ were applied to Eq. 1 to derive yield stress.

$$\sigma_y = \begin{cases} \sigma_{y0} & \text{for } \epsilon_{sb} \le 0.03 \\ K \cdot (\epsilon_p - \epsilon_{sb})^n & \text{for } \epsilon_{sb} \ge 0.03 \end{cases} \quad (1)$$

Striking ship was considered as a rigid body with an axe bow. Deadweight and second moment of mass of the striking ship were assumed to be $DWT=50000$ tonnes and $I_{xx}=I_{yy}=I_{zz}=1E+15\ \text{t*mm}^2$ respectively. Parameters of the collided ships is presented in Table 2 and collision model is shown on Figure 2.

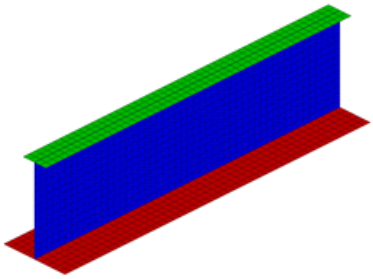


Fig. 1 T-bar stiffened panel

Table 1 Stiffened panel parameters

	Plate width [mm]	Plate thickness [mm]	Web height [mm]	Web thickness [mm]	Flange width [mm]	Flange thickness [mm]
Stiffened panel	1000.0	20.0	1300.0	19.86	370.0	16.0

Table 2 Box girder parameters

Collided ship	Length [m]	Breadth [m]	Depth [m]	Draft [m]
Strike ship	125.0	48.0	20.0	10.0
Striking ship	64.1	28.3	15.0	5.0

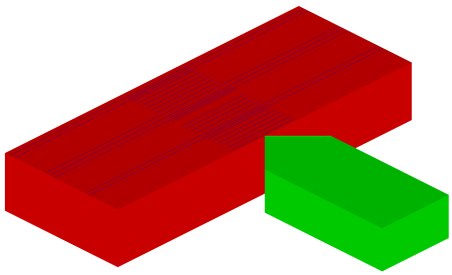


Fig. 2 Collision model

2.2 Drag force and buoyancy

To control hydrostatic and hydrodynamic effects of fluid subroutine VDLOAD was integrated into the code.

It is known that drag force is the resistance force caused by the motion of the fluid. It acts inversely to the heading of the stream speed and can be determined by the Eq. 2.

$$D = \frac{1}{2} C\rho A v^2 \tag{2}$$

Here ρ - density of the fluid, v - speed of the body with respect to the fluid, A - projected cross-sectional area of the body perpendicular to the flow direction and C - drag coefficient. In this paper drag coefficient was chosen as $C = 2.0$ and based on the DNV recommended practice (2014). In subroutine form-induced drag was considered via nonuniform pressure PNU. Pressure P can be evaluated from the Eq. 2.

$$P = \frac{1}{2} C\rho v^2 \tag{3}$$

The last target is to know if the drag force affects on the current element or not. For this angle between element normal and velocity vector has to be evaluated on the each step of the analysis using Eq. 4.

$$\cos\theta = \frac{\vec{a} \cdot \vec{b}}{|\vec{a}| \cdot |\vec{b}|} \tag{4}$$

If $-90^0 \le \theta \le 90^0$ than we have to consider drag effect and subroutine code calculates and consider pressure on the current element (refer to Figure 3).

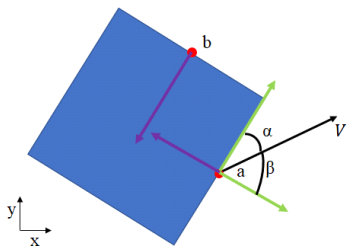


Fig. 3 Evaluation of the drag force effect

In this paper buoyancy was also considered as a pressure on each element that located under the waterline. It was calculated using Eq. 5.

$$B = \rho g h \tag{5}$$

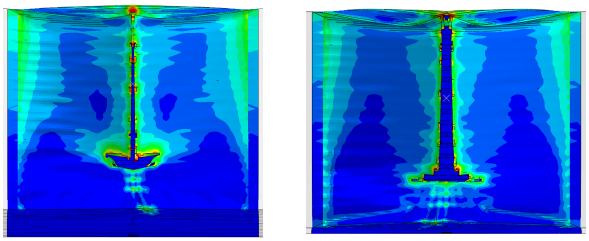
Here ρ - density of the fluid, g - gravity acceleration and h - vertical distance between centre of the elmenet and water level.

3. Results

Simulation results shows that the hydro-forces became a cause of the damage extent differences and make motion of the collided ships more natural and realistic.

Because of drag force effect damage area and striking ship penetration were increased (refer to Figure 4) and

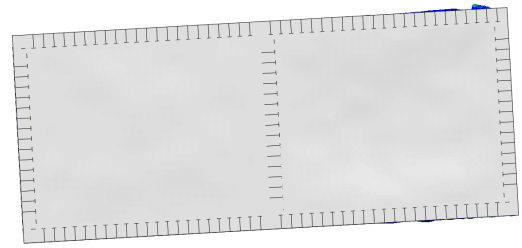
this can be a critical point in flooding and strength calculations.



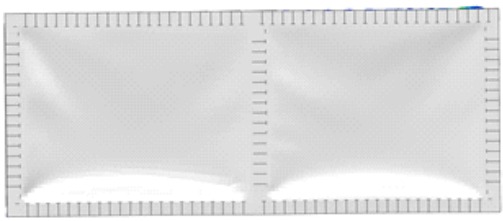
(a) No subroutine (b) With subroutine

Fig. 4 Damage extent

Considering of the buoyancy effect improves strike ship motion significantly. It is well seen on the Figure 5. If we don't include subroutine in analysis roll angle in final position is $\phi = 0.0565\text{rad}$. Buoyancy improves ship position and reduces roll angle to $\phi = 0.0104\text{rad}$.



(a) No subroutine



(b) With subroutine

Fig. 5 Roll angle

4. Conclusions

A ship-to-ship collision simulations were realized with and without consideration of the fluid effects on the collided ships. After analysing of the results it can be concluded that hydrostatic and hydrodynamic forces significantly effect ship motion after collision.

In this work a fluid model was substituted by the group of hydro-forces. Proposed method was applied to the collision simulation of very simplified ship models. The optimistic results make it possible to apply this approach on real ship collision simulation.

Aknowledgements

This work was supported by industrial material core technology program "Development of steel application technologies against ice-induced crashworthiness and arctic temperature high toughness" funded by MOTIE/KEIT.

References

Akita, Y. and Kitamura, K. (1972). "A study on collision by an elastic stem to a side structure of ships", J. of The Society of Naval Architects of Japan, Vol 131, pp 307-317.

Alsos, H.S. and Amdahl, J. (2007). "On the resistance of tanker bottom structures during stranding", J. Marine Structures, Vol 20, No 4, pp 218-237.

Endo, H., Yamada, Y. and Kawano, H. (2004). "Verification on the effectiveness of buffer bow structure through FEM simulation", In: Proceedings of the 3rd International Conference on Collision and Grounding Proceedings, Izu, Japan.

Endo, H., Yamada, Y., Kitamura, O. and Suzuki, K. (2002). "Model test on the collapse strength of the buffer bow structures", J. Marine Structures, Vol 15, No 4-5, pp 365-381.

Hagiwara, K., Takanabe, H. and Kawano, H. (1983). "A proposed method of predicting ship collision damage", Int. J. of Impact Engineering, Vol 1, No 3, pp 257-279.

Minorsky, V.U. (1959). "An analysis of ship collisions with reference to nuclear power plants", J. of Ship Research, Vol 3, No 2, pp 1-4.

Paik, J.K. (2007). "Practical techniques for finite element modeling to simulate structural crashworthiness in ship collisions and grounding ()part II: verification)", J. Ship and Offshore Structures, Vol 2, No 1, pp 81-85.

Simonsen, B.C. and Ocakli, H. (1999). "Experiments and theory on deck and girder crushing", J. Thin-walled Structures, Vol 34, No 3, pp 195-216.

Wu, F., Spong, R. and Wang, G. (2004). "Using numerical simulation to analyze ship collision", In: Proceedings of the 3rd International Conference on Collision and Grounding Proceedings, Izu, Japan.

Zhang, S. (1999). "The mechanics of ship collision", Ph.D thesis. Department of Naval Architecture and Offshore Engineering, Technical University of Denmark, Lyngby, Denmark.

비선형 동적 시스템의 볼테라 미계수 추정

손재현* · 김유일*
*인하대학교 조선해양공학과

Estimation of Volterra kernel coefficients of a nonlinear dynamic system

Jae-Hyun Son*, Yooil Kim*

Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, INHA University, Incheon, Korea

KEY WORDS: Volterra series 볼테라 급수, Laguerre polynomials 라게르 다항식, Transfer function 전달함수, Least square method 최소 자승법

ABSTRACT: *The behavior of a nonlinear dynamic system under arbitrary excitation can be represented by Volterra series, provided that the Volterra kernels of different order is known. This study presents the methodology on the direct estimation of Volterra kernel coefficients up to second order using prepared data which is obtained by running time domain analysis of the system of interest. To avoid potential problems during kernel estimation, Volterra kernel was expanded into the polynomial series using Laguerre polynomials then the coefficients of Laguerre polynomial were estimated via least square method. A nonlinear oscillator with quadratic stiffness term was introduced and the methodology was applied to check the applicability and accuracy. Also, the methodology was applied to the more realistic engineering problem which modeled a simplified riser under irregular wave excitation.*

1. 서 론

거친 환경하중 속에서 선박 및 해양구조물의 비선형 응답을 고려하는 것은 선박 및 해양구조물 설계에 있어서 매우 중요하다. 데이터에 기반한 비선형 시스템의 식별은 장기응답해석 등이 요구되는 과대한 해석시간의 단축 등을 도모할 수 있는 접근법으로 주목 받고 있다. 볼테라 급수는 동적 비선형 시스템 식별에 널리 사용되는 기법이다. 그러나 볼테라 커널을 추정하기 위해서 고려해야할 여러 제약조건 때문에 미계수 추정에 여러 어려움이 있다.

볼테라 커널의 추정을 위해 다양한 시도가 있어 왔으며 이는 크게 모수 추정과 비모수 추정으로 분류된다. **Birpoutsoukis and Schoukens(2015)**는 정규화를 통해 볼테라 미계수의 비모수 추정을 시도하였다. **Israelsen and Smith(2014)**는 계산시간을 단축하고 과적합을 방지하기 위해 라게르 다항식**(Laguerre polynomials)**으로 볼테라 미계수를 표현하여 미계수의 개수를 감소시키는 시도를 하였다.

본 연구에서는 시스템의 응답을 **2**차 볼테라 급수로 표현하였고, 볼테라 미계수 추정의 파라미터로 라게르 다항식을 사용하여 감쇠 시스템을 추정하였다. 볼테라 미계수를 라게르 다항식의 선형조합으로 표현한 뒤 최소자승법을 사용하여 라게르 다항식의 미계수를 추정하였다.

먼저, **Gaussian whtie noise**입력에 대한 수치 모델의 입,출력 쌍을 이용하여 미계수를 추정하는 검증을 선행하였다. 실 데이터의 적용을 위해 **Kim(2015)**에 의해 수행된 라이저의 동적 응답 시계열 예측에 대한 시뮬레이션 입/출력 데이터를 이용하여 미계수를 추정하였다. 추정한 미계수를 다른 해상상태의 시뮬레이션 입/출력 데이터를 이용하여 검증하였다.

2. 이론적 배경

2.1 볼테라 급수

볼테라 급수는 동적 비선형 시스템을 식별하기 위해 사용되는 방법 중 하나이다. 볼테라 급수는 입력과 출력의 일차 컨볼루션 적분, 및 고차 컨볼루션 적분들의 합으로 주어지는데 약한 비선형**(Weakly nonlinear)** 시스템을 식별하는 데에 널리 적용된다. 임의의 입력 $x(t)$, 출력 $y(t)$을 가지는 비선형 시스템은 볼테라 급수로 전개하면 식 **(1)**과 같다.

$$y(t) = \sum_{n=1}^{N} \int_{-\infty}^{\infty} \cdots \int_{-\infty}^{\infty} h_n(\tau_1, \tau_2, \ldots, \tau_n) \prod_{j=1}^{n} x(t-\tau_j) d\tau_j \qquad (1)$$

여기서 h_n은 n차 볼테라 커널을 의미한다. N에 따라 볼테라 급수의 차수를 정할 수 있으며, N=2일 경우, 2차 볼테라 급수로서 식 (2)와 같이 응답을 나타낼 수 있다.

$$y(t) = \int_{-\infty}^{\infty} h_1(\tau_1)x(t-\tau_1)d\tau_1 + \iint_{-\infty}^{\infty} h_2(\tau_1,\tau_2)x(t-\tau_1)x(t-\tau_2)d\tau_1 d\tau_2 \quad (2)$$

2.2 라게르 다항식

일반적으로 알려진 라게르 다항식은 식 (3)과 같이 나타낸다.

$$L_n(t) = \sum_{k=0}^{n} \frac{(-1)^k n!}{k![(n-k)!]^2} t^{n-k} \quad (3)$$

라게르 다항식의 직교 관계는 식 (4)와 같이 나타낸다.

$$\int_0^{\infty} L_m(t)L_n(t)\,e^{-t}dt = \delta_{mn} = \begin{cases} 0 & (m \neq n) \\ 1 & (m = n) \end{cases} \quad (4)$$

일반적인 라게르 다항식에서 식 (6)과 같은 직교 관계를 만족하도록 새로운 라게르 다항식 $l_n(t)$은 (7)로 정의한다.

$$\int_0^{\infty} l_m(t)l_n(t)\,dt = \delta_{mn} = \begin{cases} 0 & (m \neq n) \\ 1 & (m = n) \end{cases} \quad (6)$$

$$l_n(t) = \sqrt{2a}\sum_{k=0}^{n} \frac{(-1)^k n!}{k![(n-k)!]^2} (2at)^{n-k} e^{-at} \quad (7)$$

n의 값에 따라 $l_n(t)$의 차수가 정해지며, a의 값에 따라 $l_n(t)$의 감쇠속도가 달라진다. 라게르 다항식 $l_n(t)$의 선형 조합(Linear combination)이 시간(t)에 따라 감쇠하는 임의의 함수를 추정하기에 적합함을 알 수 있다(Schetzen, 1980).

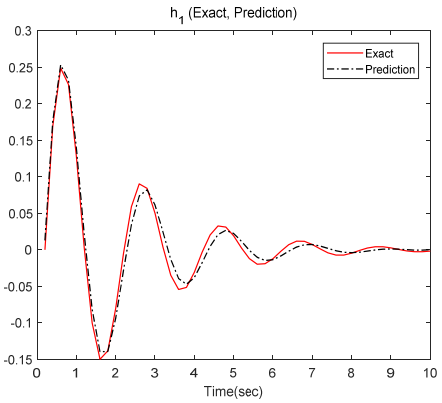


Fig. 1 First-order Impulse response function $\hat{h}_1$(Exact) and Volterra kernel h_1(Prediction)

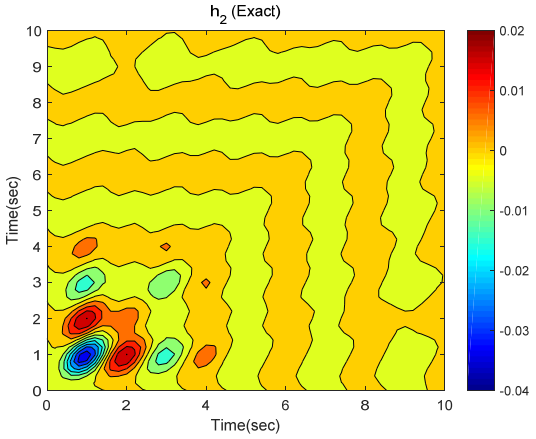
3. 수치 모델을 통한 검증

본 연구에서 제시된 방법론의 사전 검증을 위해 식(14)에 보인 비선형 방정식의 볼테라 미계수를 추정하였다.

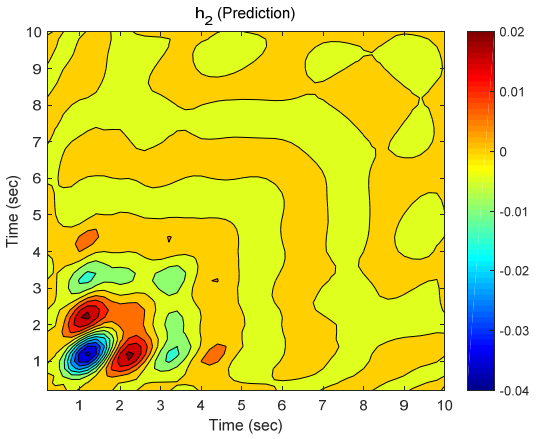
$$\ddot{y}(t) + \dot{y}(t) + 10y(t) + 5y^2(t) = u(t) \quad (14)$$

Kim et. al.(2014)는 수치 모델의 LTF(Linear transfer functio-n, $H_1(w_1)$), QTF(Quadratic transfer function ,$H_2(w_1,w_2)$)를 해석적으로 구하였다.

식 (13)의 1,2차 IRF(Impulse response function) $\hat{h}_1$,$\hat{h}_2$는 LTF, QTF를 역 푸리에 변환하여 구할 수 있다. 식 (14)에 Gaussian white noise의 특성을 가지는 입력 값 u와 그에 대응하는 수치해 $\hat{y}$를 구한다. 볼테라 커널이 예측하는 출력 값 y와 수치해 $\hat{y}$간의 평균제곱오차가 최소가 되도록 Normal equation을 구성하여 볼테라 커널 h_1,h_2의 값을 추정한다.



(a) $\hat{h}_2$ (Exact)



(b) h_2 (Prediction)

Fig. 2 Second-order Impulse response function $\hat{h}_2$(Exact) and Volterra kernel h_2(Prediction)

Fig. 1은 LTF를 역 푸리에 변환하여 구한 1차 IRF $\hat{h}_1$과 Normal equation을 풀어 추정한 1차 볼테라 커널 h_1을 나타낸다. Fig. 2는 Fig. 1 과 마찬가지로 QTF를 이중 역 푸리에 변환하여 구한 2차 IRF $\hat{h}_2$와 Normal equation을 풀어 추정한 2차 볼테라 커널 h_2를 나타낸다.

Fig. 1은 $\hat{h}_1$과 h_1이 매우 유사한 것을 보여주고 있고 Fig. 2를 확인해보면 $\hat{h}_2$와 h_2가 매우 유사한 것을 알 수 있다. 이를 통해 약한 비선형 모델을 추정함에 있어 정확도가 높은 것을 알 수 있다.

4. 시뮬레이션 데이터에의 적용

볼테라 커널의 추정을 위하여 Kim(2015)에 의해 수행된 라이저의 동적 응답 시계열 예측에 대한 시뮬레이션 데이터를 분석하였다. $Hs = 12.5m$, $Tp = 10\,\mathrm{sec}$의 3시간 시계열 시뮬레이션 입/출력 데이터를 이용하여 1,2차 볼테라 커널 h_1,h_2을 추정하였다.

Fig. 3은 Hs = 12.5m, Tp = 10m 해상상태의 시뮬레이션 데이터를 이용하여 구한 볼테라 커널 h_1를 나타내고, Fig. 4는 볼테라 커널 h_2를 나타낸다.

Fig. 3의 볼테라 커널 h_1은 외력의 1차항에 대한 응답함수로서 zero-mean의 1차 응답 시계열을 예측한다. 볼테라 커널 h_1은 한번의 요동후에 감쇠하는 모습을 보인다. Fig. 4의 볼테라 커널 h_2는 외력의 2차항에 대한 응답함수로서 2차 응답 시계열을 예측한다. $h_2(\tau_1,\tau_2)$ 또한 시간에 따라 감쇠하지만 $\tau_1 = \tau_2$인 성분이 지배적이며 이에 멀어질수록 점차 감쇠함을 확인할 수 있다.

볼테라 커널 학습에 사용되지 않은 다른 7개 해상상태 시뮬레이션 입/출력 데이터를 이용하여 볼테라 커널 h_1,h_2를 검증하였다. Fig. 5는 Hs = 12.5m, Tp = 10m의 해상상태의 데이터에 대한 시뮬레이션 출력 값과 그 데이터로 학습시킨 볼테라 커널 h_1,h_2 각각의 출력 값, 총 출력 값을 나타낸다. Fig 6은 Hs = 12.5m, Tp = 8m의 해상상태의 데이터의 시뮬레이션 출력 값과 볼테라 커널 h_1,h_2 각각이 예측한 시스템 출력 값, 총 출력 값을 나타낸다. Fig. 5,6의 결정계수(Coefficient of determination) R^2은 실 출력 값과 예측 출력 값의 적합도를 나타내는 값으로 1에 가까울수록 적합도가 높음을 나타낸다.

Fig. 5,6을 분석했을 때, 결정계수 R^2값을 비교해보면 학습 데이터로 사용된 데이터의 경우 $R^2 = 0.9504$로 매우 높은 적합도를 보임을 확인할 수 있다. 또한 검증데이터의 경우 $R^2 = 0.9196$으로 시뮬레이션 데이터를 비교적 잘 추정하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 5의 h_1의 예측 시계열 데이터와 h_2의 예측 시계열 데이터를 비교해보면 h_1의 예측이 zero-mean에서 진동하는 1차 응답, h_2의 예측이 2차 응답으로 추정되는 응답을 그리고 있음을 확인할 수 있다. 검증(Validation)을 위한 다른 해상상태의 데이터를 이용하여 시계열을 예측한 Fig. 6 의 h_1의 응답, h_2의 응답 시계열 또한 Fig. 5와 비슷한 양상을 보이고 있음을 확인할 수 있다.

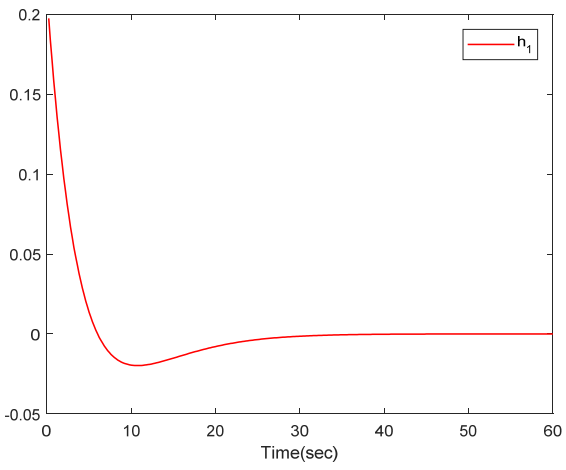
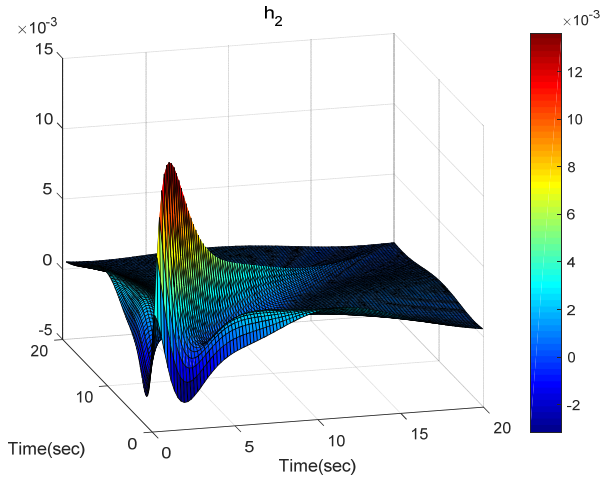


Fig. 3 Volterra kernel h_1



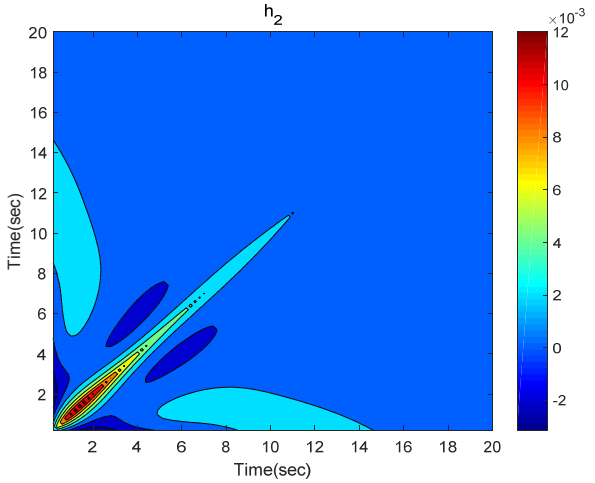


Fig. 4 Volterra kernel h_2

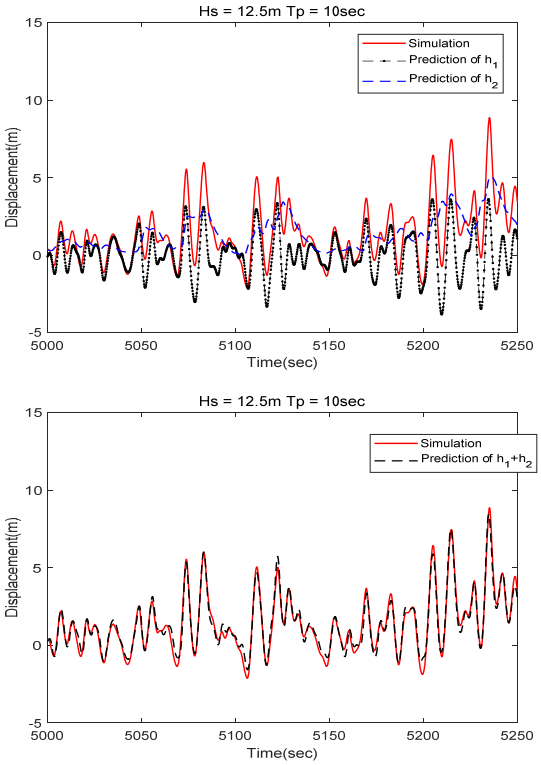


Fig. 5 Time series comparison between the simulation and the prediction using training data (Hs = 12.5m, Tp = 10sec, 5000~5250sec, $R^2 = 0.9504$).

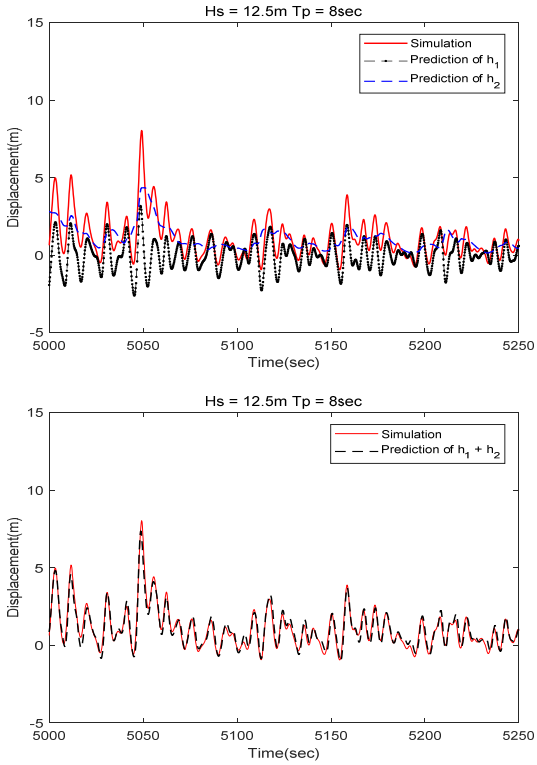


Fig. 6 Time series comparison between the simulation and the prediction using validation data(Hs = 12.5m, Tp = 8sec, 5000~5250sec, $R^2 = 0.9196$)

5. 결 론

본 논문에서는 동적 비선형 시스템을 식별하기 위해 볼테라 급수를 사용하였고 볼테라 급수를 라게르 다항식으로 표현하여 2차 볼테라 급수까지 추정하였다. 상기의 분석 결과를 토대로 다음과 같은 결론을 도출할 수 있었다.

(1) 볼테라 급수를 약한 비선형 수치 모델에 적용한 결과 1,2차 IRF와 볼테라 커널을 비교해보았을 때, 1,2차 IRF와 충분히 유사한 볼테라 커널 h_1,h_2를 추정할 수 있음을 검증하였다.

(2) 1개의 라이저의 동적 응답 시계열 예측에 대한 시뮬레이션 입/출력 데이터를 이용하여 볼테라 커널 h_1,h_2를 추정하였고 다른 시뮬레이션 데이터를 이용하여 검증한 결과, 볼테라 커널 h_1,h_2이 예측한 시계열이 시뮬레이션 데이터를 비교적 유사하게 추적하고 있음을 확인할 수 있다.

(3) 볼테라 커널이 본 연구에서 시스템을 예측하기 위해 사용된 Parameters인 라게르 다항식의 개수 R, 라게르 다항식의 감쇠속도계수 a, 시스템의 기억길이 M 등의 값을 정하는 데에 있어서, Parameters값의 타당성에 관련된 추가적인 연구가 필요하다고 판단된다.

(4) 본 연구에서는 2차 볼테라 급수까지 사용하여 동적 비선형 시스템을 식별하였으나 더 정확한 시스템 식별을 위해 고차의 볼테라 급수를 사용해야한다. 이를 위해 과적합, 계산시간 등의 여러 어려움을 극복하기 위한 연구가 필요하다고 판단된다.

참 고 문 헌

Birpoutsoukis, G. and Schoukens, J. (2015). “Nonparametric Volterra Kernel Estimation using Regularization” In Instrumentation and Measurement Technology Conference (I2MTC), 2015 IEEE International (pp. 222-227). IEEE.

Israelsen, B.W., and Smith D.A. (2014). "Generalized Laguerre Reduction of the Volterra Kernel for Practical Identification of Nonlinear Dynamic Systems", arXiv:1410.0741v1.

Schetzen, M. (1980). “The Volterra and Wiener Theoryies of Nonlinear Systems”, 1st ed., A Wiley-Interscience, New York.

Kim, Y.(2015). "Finite Memory Quadratic Volterra Model for the Response Prediction of a Slender Marine Structure under a Morison Load." Journal of Fluids and Structures Vol 56, pp 75-88.

Kim, Y., Kim, J.H., and Kim, Y.H.(2014). "Time Series Prediction of Nonlinear Ship Structural Responses in Irregular Seaways using a Third-order Volterra Model." Journal of Fluids and Structures Vol 49, pp 322-337.

덕트형 해저케이블 보호설비의 수중 충돌 성능 평가

송창용(목포대학교)・김지형((주)아띠 기술연구소)・김정훈(한전 전력연구원)

해저케이블 설치의 증가에 따른 파손사례가 증가하고 있으며, 특히 선박의 계류시 사용되는 앵커에 의한 해저케이블의 파손사고는 증가하는 추세이다. 이러한 현상은 연안 해역의 산업 및 생활 기반 시설 등이 증가되어 해상과 육지 간의 물동량의 증가로 이어졌고, 그에 따른 선박 통행량의 증가가 원인이었다. 해저케이블 파손사고가 발생하게 되면 통신 및 데이터 전송 기능의 손실과 전력공급의 중단 상황이 발생할 수 있고, 해저케이블이 매설된 해역의 해양환경 조건에 따라 복구에 대한 높은 비용이 소요된다. 해저케이블의 파손사고의 주요 위해인자로는 스톡 앵커나 스톡리스 앵커와 같은 선박용 앵커의 투묘에 의한 낙하충돌, 앵커의 주묘에 의한 끌림, 로켓포와 같은 양식어업용 조업도구의 낙하충돌 등이 보고되고 있다. 본 연구에서는 앵커와 같은 위해인자의 투묘로 인한 해저케이블 보호설비의 수중 충돌 파손 현상을 평가하기 위해 유체-구조 연성해석 방법을 적용하였다. 수중 충돌 시뮬레이션에서 고려된 해저케이블 보호설비의 종류는 국내에 가장 많이 적용되고 있는 보호설비 중에 하나인 A형 콘크리트 덕트이다. 유체-구조 연성해석 기반의 수중조건 충돌 시뮬레이션 결과의 유효성을 검토하기 위해 육상조건의 충돌 시뮬레이션 결과와 비교하였다. 육상조건의 충돌해석 모델에서는 위해인자의 수중낙하 거동을 항력에 의한 종단속도 이론식으로 고려하였고, 경계조건은 지반특성을 고려한 경우와 해저케이블 보호설비와 지반 접촉부의 변위를 구속한 경우로 나누어 검토하였다.

유탄성을 고려한 초대형 광탄 운반선(VLOC)의 피로 손상 예측

김범일* · 송강현*
*한국선급 선박해양기술센터

Prediction of Fatigue Damage induced by Springing of Very Large Ore Carrier(VLOC)

Beom-Il Kim* and Kang-Hyun Song*

*Ship and Offshore Technology Center, Korean Register of Shipping, Busan, Korea

KEY WORDS: Fatigue damage 피로 손상도, Hydro-elasticity response 유탄성 응답, Design stage 설계 단계, Linear springing 선형 스프링잉, Nonlinear springing 비선형 스프링잉, Whipping 휘핑, VLOC 초대형 광탄운반선

ABSTRACT: Estimation of fatigue damage is a very important issue in the design of ships. The springing and whipping, which is the hydro-elastic response of the ship due to the enlargement of the ship, can be increased the fatigue damage of the ship. So, this phenomenon should be considered to the design stage but, the study for application methodology on design stage is insufficient. In this study, the prediction method of fatigue damage induced by springing and whipping was developed using 3D FE model and 1D beam model. The stress transfer function(Stress RAO) is obtained by using the 3D FE model in the frequency domain, and the fatigue damage including linear springing is estimated by applying the wide band damage model. We also developed a method to estimate the fatigue damage including nonlinear springing by the vertical bending moment in the short - term sea state using the 1D beam model. This method can be applied to structural members where fatigue strength is weak to vertical bending moments such as longitudinal stiffeners. Finally, the developed methodology is applied to 325K VLOC and the effect of the springing and whipping phenomena on the existing design is analyzed.

1. 서 론

운하폭의 제한과 같이 선체 폭의 증가가 제한된 환경에서 선박의 대형화를 이루기 위하여 선체 길이를 증가시킴에 따라 선체 공진 발생 가능성이 높아질 수 있다. 선체의 고유 진동수는 선체 길이가 증가 할수록 낮아지며 파도의 주파수에 근접하면서 선체의 유탄성 현상인 스프링잉 현상이 발생하며 이러한 공진은 선체에 부가적인 피로 손상을 유발시킬 수 있다. 선박의 유탄성 현상에 대한 수치적인 연구는 구조물의 응답과 구조물을 에워싸고 있는 유동장의 연성으로 가능하며 꾸준히 연구가 진행되어 오고 있다. 초창기는 선박을 오일러(Euler)보나 티모센코(Timoshenko) 보이론에 기반을 두고 모달 중첩법을 기반에 둔 연구가 수행되었다. Bishop et al.(1985)은 개단면 박판 보의 거동을 해석하기 위해 오일러(Euler), 티모센코(Timoshenko), 블라소프(Vlasov) 등의 보 이론을 적용한 동적 계산을 수행하였으며, 실험 결과와의 비교를 통해 티모센코 및 블라소프의 보 이론이 좋은 결과를 주는 것을 확인하였고, Malenica et al.(2007)은 그린함수를 이용하여 주파수 영역에서의 스프링잉 응답해석을 수행하였으며 충격 응답 함수를 도입하여 시간영역에서의 휘핑 응답에 대한 계산으로 확장하였다. Kim et al.(2009, 2012)은 직교좌표계에서 3차원 랜킨 패널법(Rankine panel method)을 블라소프 보 모델과 직접 연성하여 선형 및 비선형 응답 해석법을 개발하였고, 직접 연성을 수행하여 발생하는 수치적인 문제들을 해결하는 새로운 방법을 정립하였다. 본 연구에서는 파랑 하중에 의한 진동 성분인 스프링잉과 슬래밍 충격력에 의한 진동 성분인 휘핑과 같은 선박의 유탄성 응답을 수치적으로 계산하여 실제 초대형 광탄운반선의 설계 단계에서 적용할 수 있는 방법론을 개발하고 기존의 강체 기반의 피로 손상도와의 영향도를 평가하는 것을 목적으로 한다. 3차원 전선 모델과 1차원 보모델을 사용하여 각 모델의 특징에 맞는 해석 방법론을 적용하였다. 3차원 전선 모델이 적용되는 경우, 주파수 영역에서 구조 부재의 핫스폿 응력 전달 함수(Hot spot stress transfer function)를 직접 구하여 광대역 피로 모델을 적용하여 구조 부재의 피로 손상도를 직접적으로 추정하였다. 또한 비선형 스프링잉 성분을 추정하기 위하여 선형 해석 결과로부터 주요 해상상태를 선정하고 보모델의 선체 중앙부에서의 수직 굽힘 모멘트를 이용하여 종통재 연결부와 같은 길이 방향 부재의 비선형 스프링잉 성분을 추정하여 기존의 강체 모델 기반의 보 이론에서 계산되는 피로 손상도에 고려해주는 1차원 보모델을 이용하는 방법을 개발하였다. 개발된 방법론을 실제 건조될 초대형 광탄운반선에 적용하여 각각의 적용 방법에 대하여 선형 및 비선형 스프링잉에 의한 피로 손상도의 증가를 추정하고 강체 기반의 결과와 비

교하여 그 영향도를 분석하였다.

2. 스프링잉 해석 절차의 개발

Fig. 1은 초대형 광탄운반선의 특성을 고려하여 스프링잉이 고려된 피로 손상도를 추정하는 절차이다. 그림의 왼쪽은 선형 스프링잉 성분을 고려한 피로 수명 평가 방법의 절차로써 앞 장에서 설명한 주파수 영역기반의 스펙트럴 피로해석을 적용하는 방법이다. 3차원 구조모델 기반으로 선박의 무게, 하중, 항해 정보를 이용하여 유탄성이 고려된 운동 해석을 수행하고 선형 스프링잉 성분이 포함된 단위 파고에 대한 구조물의 응력 응답을 계산한다. 다음으로 광대역 스펙트럼을 가정한 응력 분포를 계산하여 각각의 단기 해상 상태에서의 피로 손상도를 구하고 해상상태의 발현확률을 고려하여 선형 스프링잉 성분이 고려된 장기 피로 손상도($D_{SPR,LIN}$)를 추정한다. 스프링잉을 고려한 유탄성 시뮬레이션의 응답치는 고주파수 영역에서의 진동응답이 포함되어 응력 응답 스펙트럼이 광대역 분포를 보인다. 따라서 협대역이 아닌 광대역 가정을 통한 단기 해상 상태의 피로 손상도 계산이 필요하며 이에 대한 고려를 위하여 본 연구에서는 Benasciutti-Tovo(2005)가 제시한 광대역 수정모델을 적용하였다. 이 모델은 협대역 응답 스펙트럼으로 가정하여 얻어진 피로 손상도로부터 광대역 스펙트럼 수정계수를 적용하는 방법으로써, 이에 대한 자세한 방법 및 적용 결과에 대하여 다수의 연구에서 확인할 수 있다.(Choung, J.M. et al., 2012 & Park, J.B. et al., 2011) 각 핫스폿 위치에서 단위 파고에 대한 응력 전달 함수만을 유탄성 해석을 수행하여 얻으면 되므로, 해석에 많은 시간이 소요 되지 않으며, 선박의 특성상 높은 파고와 기하하적인 형상에 의한 비선형성이 강하게 나타나지 않거나 슬래밍의 발생 확률이 낮은 잔잔한 해상 상태를 주로 운항하는 선박이라면 피로 손상도 추정에 가장 효율적인 방법이라 할 수 있다.

다음으로 슬래밍에 의한 휘핑 응답과 비선형 스프링잉이 고려된 피로 손상도를 계산하는 절차이다. 비선형 성분을 고려하기 위하여 단기 해상 상태의 시간 영역에서 유탄성 해석을 수행해야 하지만 설계 단계에서 파랑 분포도(Wave scatter diagram)내의 모든 단기 해상 상태에 대하여 비선형 해석을 수행하는 것은 불가능하다. 따라서 피로 손상도에 주요한 영향을 미치는 해상상태를 선정하여 유탄성 해석을 수행해야 하며 앞선 선형 피로 손상 해석의 결과로부터 선정할 수 있다. 즉, 각각의 핫스폿 위치에서 계산되는 장기 피로 손상도에 주요한 영향을 미치는 주요 해상 상태들을 선정하여 선택된 단기 해상상태에서 비선형 유탄성 해석을 수행한다. 여기서 얻은 응력의 시계열을 레인플로우 집계법과 같은 방법을 사용하여 응력의 범위와 빈도수를 집계하여 S-N 선도에 적용하여 피로 손상도를 추정한다. 모든 입사각에 대하여 해석을 수행하여 계산하면 Fig. 2의 비선형 스프링잉이 고려된 피로 손상도($D_{SPR,NLIN}$)를 가장 정확하게 직접 계산할 수 있지만, 모든 입사각과 주요 해상상태에 대하여 유탄성 해석이 수행되어야 하므로 설계 단계에서 적용할 수 없는 절차가 될 수 있다. 따라서 Fig. 2의 우측의 절차와 같이 1차원 보모델을 이용하여 비선형 스프링잉 성분을 고려할 수 있는 대안을 제시하였다. 1차원 보모델은 핫스폿 위치의 응력 응답을 직접 계산 하지 않는 대신 시간 영역에서 선체의 수직 굽힘 응답(Vertical bending response)을 3차원 전선 모델에 비하여 효율적으로 계산할 수 있다. 수직 굽힘 응답이 피로 손상에 주요하게 영향을 미치는 핫스폿 위치에 적용할 수 있으며, 대표적인 구조 부재로써 종통재 보강재 연결부(Longitudinal connection)를 꼽을 수 있다. 종통재 보강재 연결부의 피로 손상도는 선박의 피로 손상도 계산 시 가장 중요한 부위이며, 일반적으로 설계 단계에서 내외부 압력 및 가속도 등을 고려하고 전통적인 보 이론을 적용하여 강체 응답 기반의 피로 손상도를 비교적 정확히 계산한다. 종통재 연결부의 피로 손상도에 주요한 영향을 미치는 해상 상태를 선정하

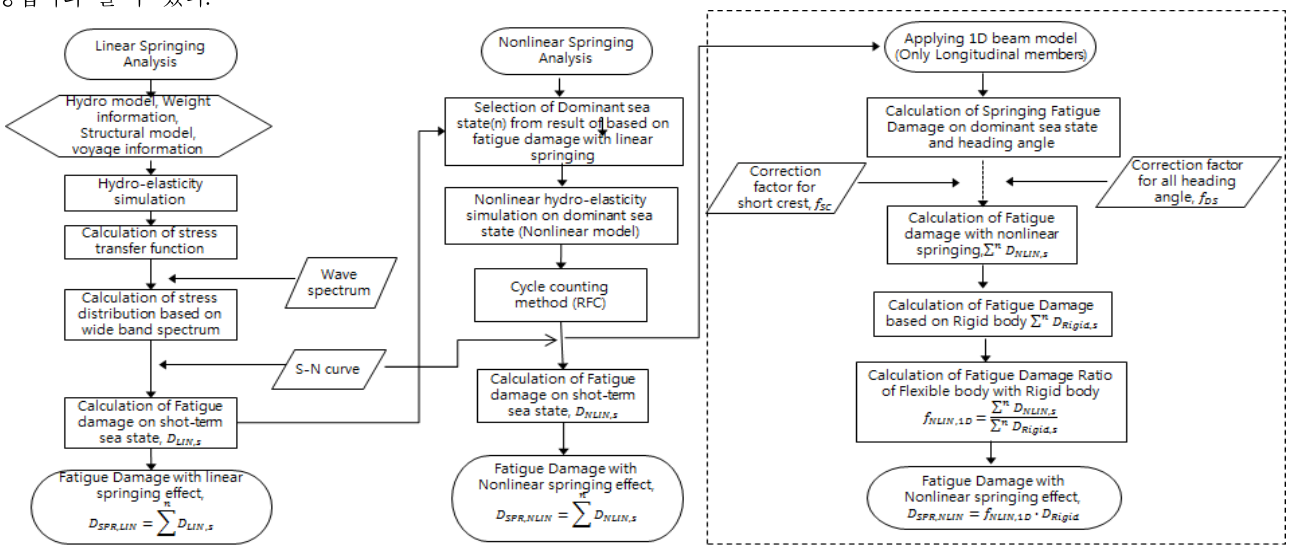


Fig. 1 Procedure of fatigue damage with springing effect

기 위한 방법으로 수직 굽힘 모멘트 전달함수(Vertical bending moment transfer function)를 이용할 수 있다. 단면 계수(Section modulus)와 응력 집중 계수(Stress concentration factor)를 적용하여 응력 전달 함수로 치환 후 스펙트럴 피로해석을 수행하여 각각의 단기 해상상태에서의 피로 손상도를 추정할 수 있고 피로 손상도에 영향을 미치는 주요 해상상태를 선정할 수 있다. 선택된 해상 상태에서 수직 굽힘 모드에 주요한 영향을 미치는 선수파(Head sea)조건에서 유탄성 해석을 수행하여 얻은 수직 굽힘 모멘트를 앞의 방법과 동일하게 적용하여 응력의 시계열로 수정하고 응력의 범위와 빈도수를 집계하여 피로 손상도를 추정한다. 다음으로 저주기 필터 등을 적용하여 진동 성분이 제거된 응답을 얻어 스프링잉에 의한 피로 손상도 증가분($f_{NLIN,1D}$)을 추정하여 기존의 강체 기반의 피로 손상도(D_{Rigid})에 고려해주면 비선형 스프링잉 응답을 고려한 종통재 보강재 연결부의 피로 손상도를 추정할 수 있다.

3. 실선 유탄성 해석

해석에 사용된 모델은 325,000 DWT 초대형 광탄 운반선이며 주요 제원은 Table. 1과 같다.

Table 1 Principle Dimension

Item	Dimension
Length bet. perpendicular(LPP)	334.0m
Rule length,L(m)	329.8m
Breadth moduled(B)	62.0m
Depth moduled(D)	29.8m

유탄성 해석에 적용된 하중 조건은 최대 화물 적재 조건(Full loading condition)과 평형수 조건(Normal ballast condition)이며, 점성 감쇠 계수는 5%, 구조 감쇠 계수는 0.5%가 적용되었다.

3.1 선형 스프링잉 해석

Fig. 2는 피로 손상도 계산을 위한 3차원 전선 모델이며, Table 2는 모드 해석을 수행하여 얻은 하중 조건에서의 저차 고유 모드와 해당 주파수이다.

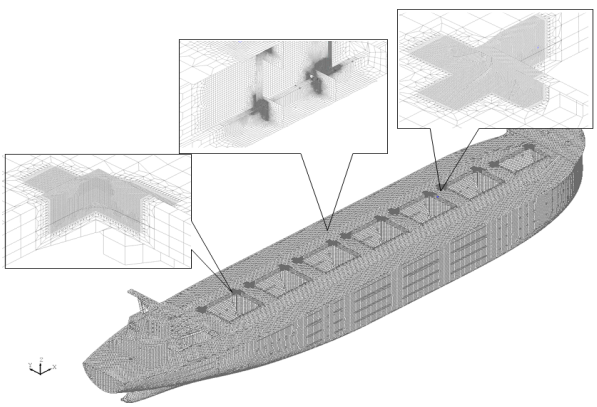


Fig. 2 Fatigue mesh for hydro-elasticity analysis

Table 2 Mode shape and natural frequency

	Global mode	Normal Ballast (Hz)	Full loading (Hz)	mode shape
1	2-node Vertical Bending	0.778	0.714	
2	1-node torsion	0.873	0.792.	
3	2-node horizontal bending with torsion	1.036	0.887	
4	3-node vertical bending	1.456	1.38	

해당 선박의 피로 손상도 계산에 앞서 스펙트럴 피로해석에 적용되는 변수들을 계산하는 응답스펙트럼의 특성을 살펴볼 필요가 있다. Fig. 3은 영점 교차 주기의 길이에 따른 파랑 스펙트럼과 선수파에 대한 종통재 연결부의 일반적인 응력 전달함수를 나타내었다. 응력전달함수 계산에 적용된 선속은 설계속도의 2/3이다. 파랑 스펙트럼의 에너지는 영점 교차 주기가 점차 짧아질수록 작아지며, 스프링잉의 공진 주기가 약 1.7 rad/sec의 고주파수 영역(단파 영역)에 머물러 있는 것을 확인할 수 있다. 스프링잉 현상이 발생하는 고주파수의 진동응답 영역은 파도에 의한 응답대역인 저주기 응답(0.1~1.0 rad/s)의 에너지보다 상대적으로 매우 작다. 따라서 응답스펙트럼의 계산에서 응력전달함수의 응답이 저주파수 영역보다 고주파수 영역에서 크고 제곱에 비례하여도 파랑 스펙트럼의 에너지 차이로 인하여 그 응답이 매우 작게 계산됨을 뜻한다.

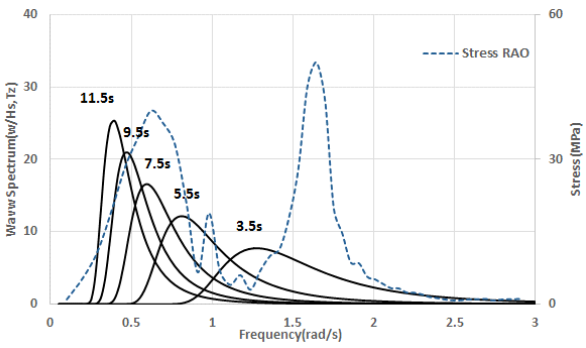


Fig. 3 Wave spectrum and stress RAO

3.2 비선형 스프링잉 해석

이상화된 1차원 보이론 모델과 3차원 전선모델의 동적 특성의 등가성 확인을 위하여 1차원 모델에 대하여 모드해석을 추가로 수행하였다. Table 3과 같이 각 구조모델의 비 접수 조건

에서 가장 낮은 차수에서 발생되는 수직 굽힘 모드와 비틀림 모드의 결과가 상당히 일치하는 것을 보아 1차원 보이론 모델이 3차원 모델의 정보를 잘 반영하는 것을 확인 할 수 있다.

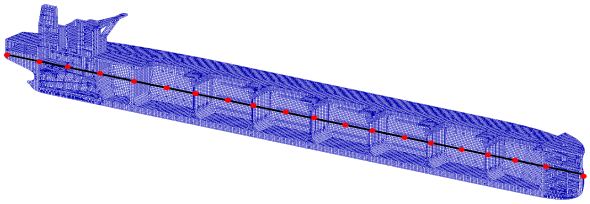


Fig. 4 Idealized beam model

Table 3 Natural frequency of mode shape

	3D FE model (Dry)		1D beam model (Dry)	
Loading condition	Vertical Bending (Hz)	Torsion (Hz)	Vertical Bending (Hz)	Torsion (Hz)
ballast	0.778	0.873	0.762	0.858
Cargo	0.714	0.792	0.703	0.771

다음으로 유탄성 해석을 수행할 주요 해상 상태를 선정해야 한다. 종통재 연결부의 피로 손상도는 수직 굽힘 모드에 가장 취약할 것으로 예상되므로 유탄성 응답이 고려된 수직 굽힘 모멘트 전달함수로부터 단면계수와 응력집중계수를 적용하여 치환된 응력전달함수를 이용한다. 이 응력전달함수는 선체 중앙부 종통재 연결부를 대표한다고 가정하여, 선형 해석 기반의 장단기 피로 해석을 수행하면 Fig. 5와 같이 각각의 단기 해상 상태에 대하여 선형 해석 기반의 피로 손상도를 추정할 수 있다. 대상 선박의 경우 영점교차주기(Tz)가 7.5초에서 12.5초, 유의파고(Hs)가 3m에서 9m까지의 해상상태가 전체 피로 수명의 95% 이상을 차지하는 것으로 추정되며 이 해상상태에 대하여 슬래밍을 고려한 비선형 유탄성 해석을 수행한다.

Significant wave height(m) \ Zero-up crossing wave periods(s)	3.5	4.5	5.5	6.5	7.5	8.5	9.5	10.5	11.5	12.5	13.5	14.5	15.5	16.5	17.5	18.5
1																
2			0.02%	0.39%	1.23%	0.86%	0.22%	0.03%								
3			0.01%	0.77%	5.95%	7.51%	2.88%	0.51%	0.05%							
4				0.35%	5.99%	13.56%	7.99%	1.92%	0.25%	0.02%						
5				0.08%	2.69%	10.28%	9.14%	3.05%	0.52%	0.05%						
6				0.01%	0.76%	4.57%	5.87%	2.67%	0.59%	0.08%	0.01%					
7					0.16%	1.42%	2.53%	1.53%	0.43%	0.07%	0.01%					
8					0.03%	0.35%	0.82%	0.64%	0.23%	0.04%	0.01%					
9						0.07%	0.22%	0.21%	0.09%	0.02%						
10						0.01%	0.05%	0.05%	0.03%	0.01%						
11							0.01%	0.01%	0.01%							
12																
13																
14																
15																
16																
17																

Fig. 5 Long-term fatigue damage on sea state from linear analysis (Ballast condition)

앞서 설명한 바와 같이 1차원 보모델을 이용하는 경우 핫스폿 위치에서의 응력을 직접 계산할 수 없기 때문에 비선형 스프링잉이 고려된 피로 손상도를 직접 계산하는 대신 비선형 스프링잉 성분에 의한 피로 손상도 기여분을 계산하여 설계 단계에서 적용되는 강체 기반의 피로 손상도를 이용한는 방법을 취한다. 따라서 비선형 스프링잉 성분이 포함되지 않은 시계열이 필요하며, 본 연구에서는 저주기 필터를 사용하여 이 응답을 얻었다. Fig. 6은 선체 중앙부에서의 비선형 수직 굽힘 모멘트의 시계열에 선체의 단면계수와 응력집중계수를 적용하여 응력의 시계열로 치환한 결과와 저주기 통과 필터를 통과한 시계열을 함께 표시하였다.

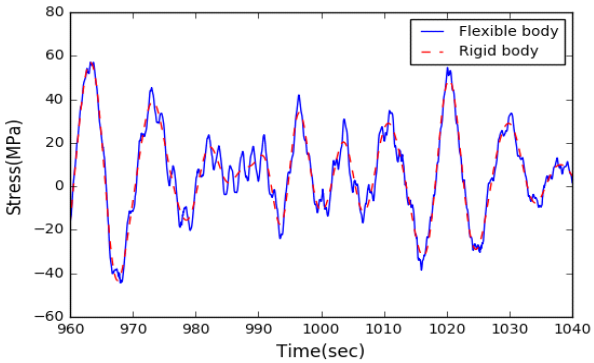


Fig. 6 Time series of flexible body and rigid body

Fig. 7은 주요 단기 해상 상태에서 일방향파와 선수파를 적용한 선체 중앙부에서의 장기 피로 손상도를 나타낸다. 주요 해상상태에서 유탄성 해석을 수행하여 직접 계산된 장기 피로 손상도의 분포가 Fig. 8에서 계산되는 수직 굽힘 모멘트 기반의 장기 피로 손상도 분포와 거의 유사함을 확인하였고 최대 화물 적재 조건보다 평형수 조건에서 피로 손상도의 절대치가 더 큰 것을 확인하였다. 또한 단기 해상 상태에서 계산되는 피로 손상도의 특성을 확인하기 위하여 Fig. 8과 같이 각각의 해상 상태에서 계산되는 장기 피로 손상도를 정규화(Normalize)하여 스프링잉 성분이 피로 손상도에 차지하는 비율을 계산하였다. 피로 손상도의 절대값은 매우 작지만 영점 교차 주기가 짧고, 유의 파고가 낮은 해상 상태일수록 스프링잉에 의한 피로 손상도의 비율이 큰 것을 확인하였다.

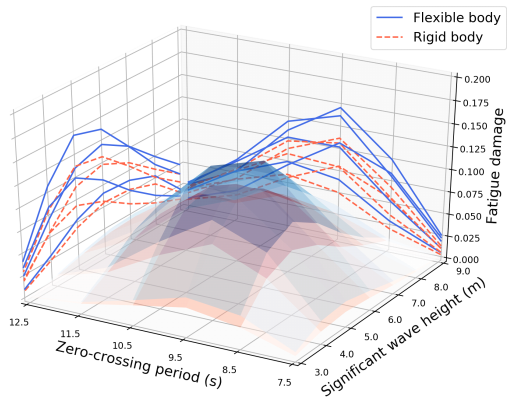


Fig. 7 Fatigue damage on longitudinal connection considering nonlinear springing (Ballast condition)

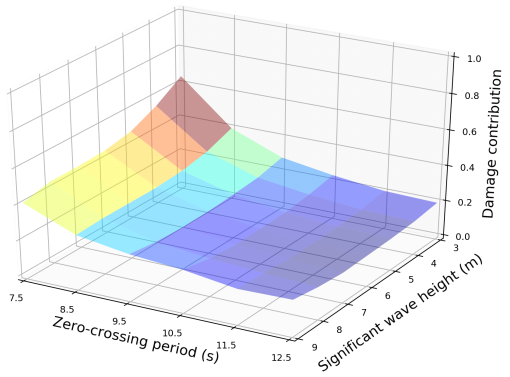


Fig. 8 Fatigue damage ratio induced by springing in short-term sea state

두 개의 하중 조건으로부터 계산된 장기 피로 손상도에 선형 해석으로부터 계산되는 다방향 파와 전방향 입사각을 고려하기 위한 수정 계수를 고려하여 최종 피로 손상도를 계산하여 종통재 연결부에서 최대 약 25%의 스프링잉에 의한 피로 손상도 증가분을 얻었다. 이 피로 손상도 증가분은 S-N 선도의 역기울기를 이용하면 응력의 증가분으로 추정할 수 있어 보이론을 이용한 방법에 적용되는 응력의 범위에 곱해주어 재계산할 수도 있다. 이와 같이 대형 광탄 운반선의 종통재 연결부와 같은 상대적으로 2절점 수직 굽힘 모드에 취약한 부재는 선체 중앙부의 수직 굽힘 모멘트를 이용하여 비선형 스프링잉이 고려된 피로 손상도를 효과적으로 추정할 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 선박의 유탄성 응답 중 하나인 스프링잉을 고려한 초대형 광탄운반선의 피로강도평가를 수행할 수 있는 절차를 개발하고 실선에 적용하여 영향도를 평가하였다. 선형 스프링잉 해석의 경우 3차원 전선모델을 적용하고 모달 중첩법을 이용하여 각각의 핫스폿 부위의 응력전달함수를 직접 구할 수 있으며, 광대역 스펙트럼을 적용하여 선형 스프링잉이 고려된 피로 손상도를 추정할 수 있었다. 초대형 광탄운반선의 경우 선형 해석 방법을 적용 하였을 때, 스프링잉에 의한 피로 손상도의 증가는 거의 없는 것으로 계산된다. 비선형 스프링잉이 고려된 피로 손상도는 주요 해상상태의 시간영역에서 추정할 수 있으며 많은 해상상태와 입사각을 고려하여 계산하여야 하지만 설계단계에서 적용하기에는 비효율적이다. 따라서 1차원 보모델을 이용하여 종통재 연결부와 같은 수직 굽힘 모멘트에 취약한 부위에 대하여 비선형 스프링잉을 고려할 수 있는 해석 방법을 개발하여 적용하였다. 수직 굽힘 모멘트 전달함수로부터 피로 손상도에 주요한 영향을 미치는 해상상태를 선정하여 수직 굽힘 모드에 가장 주요한 영향을 미치는 선수파에 대하여 유탄성 해석을 수행하여 얻어진 선체 중앙부에서의 수직 굽힘모멘트를 이용하여 피로 손상도를 추정하였다. 스프링잉 및 휘핑 응답을 포함하는 진동응답을 제거하여 강체 응답을 얻었으며 이로부터 계산되는 피로 손상도의 비율을 유탄성 응답에 의한 피로 손상도 증가분으로 추정하여 설계 단계에서 적용되는 보이론 기반의 결과에 적용하여 종통재 연결부에서 비선형 스프링잉에 의한 최종 피로 손상도를 계산할 수 있었다.

설계 단계에서 적용할 수 있는 해석 절차의 개발과 절차 적용에 따르는 설계 효과를 파악하는 것이 목적이었으며, 추후 구조 모델의 적용에 따른 피로 손상도의 경향성 분석과 주요 해상 상태 및 입사각의 선정에 따르는 비선형 스프링잉 성분의 추정에 대한 꾸준한 연구가 필요할 것으로 사료된다.

참 고 문 헌

Benasciutti, D., Tovo, R., 2005. Spectral methods for lifetime prediction under wide-band stationary random processes, International Journal of Fatigue, 27(8), 867-877

Choung, J.M., Kim, K.S., Nam, J.M., Koo, J.B., Kim, M.S., Shim, Y.L., Urm, H.S., 2012. Study on Applicability of Frequency Domain-Based Fatigue Analysis for Wide Band Gaussian Process II : Wide Band Prediction Models, Journal of the society of Naval Architects of Korea, 49(4), 359-366

Kim, J.H., Kim, Y.H., 2014. Numerical analysis on springing and whipping using fully-coupled FSI models. Ocean Engineering, 91, 28-50

Kim, Y.H. & Kim, Y.I., 2008. WISH JIP Phase 1, Seoul National University Report.

Kim, Y.H., Kim, Y.I., 2011. WISH-FLEX : Development of Prediction Method for Ship Structural Hydro-elasticity in Waves(Springing and Slamming-Whipping). Seoul National University Report.

Kim, Y.I. Kim, K.H., Kim, Y.H., 2009. Analysis of hydroelasticity of floating ship-like structure in time domain using a fully coupled hybrid BEM-FEM. Journal of Ship Research, 53(1), 31-47.

Malenica, S., Senjanovic. I., Tomaservic S., Stumpf, E., 2007. Some aspects of hydroelastic issue in the design of ultra large container ships. 22nd International workshop on water waves and floating bodies, croatia, 133-136.

Park, J.B., Kang, C.H., Kim, K.S., Choung, J.M., Yu, C.H., 2011. A study on frequency domian fatigue damage prediction models for wide-banded bimodal stress range spectra, Journal of the society of Naval Architects of Korea, 48(4), 299-307

Storhaug, S., Moe, E., Portella, R., Neto, T., Alves, N., Park, S.G., Lee, D.K., Kim, Y.I., 2011. First ocean going ships with springing and whipping included in the ship design. Proceeding of the ASME 2011 30th international Conference on Ocean, Offshore and Artic Engineering, Rotterdam, The Netherlands, 19-24

벌크선 선측 프레임의 브라켓 토우 주요 치수 변화에 따른 피로수명 연구

안우성(경상대학교)・안형준(Marine Gas Consulting Co.) ・이탁기(경상대학교)

KEY WORDS: Bulk carrier 벌크선, Side frame 선측 프레임, HCSR 통합공통구조규칙, Fatigue damage 피로손상, Fatigue life 피로수명

ABSTRACT: 벌크선은 내부에 실린 화물에 의한 하중과 외부에서 작용하는 파랑, 진동 등의 동적하중을 복합적으로 받는다. 이러한 여러 하중에 의하여 선체의 구조적 불연속부 혹은 용접부에서는 높은 응력이 발생하기 때문에 피로강도 문제를 검토할 필요가 있다. 이런 측면에서 단일선체 벌크선의 외판 내부에 설치되는 수직 보강재인 선측 프레임의 단부 브라켓 토우는 피로에 취약한 부위에 해당된다. 선측 프레임의 상하부 브라켓에서 응력집중으로 인한 균열 및 피로로 인한 손상이 발생할 수 있다. 국제선급협회연합(IACS)는 통합공통구조규칙(HCSR)을 통해 피로취약부에 대한 설계 기준을 제시하고 있으며, 이 중에는 선측 프레임에 대한 기준도 포함하고 있다. 본 연구에서는 통합공통구조규칙에서 제시하고 설계 기준을 바탕으로 180K 벌크선 화물창 내에서 각각 주요 치수가 다른 선측 프레임 브라켓을 모델링하였다. 이때 브라켓을 결정하는 여러 치수 중에서 브라켓 두께, 곡률 반지름, 면재 단부 연결각도와 호퍼 판의 두께를 변화시켰다. 피로평가 수행 시에는 통합공통구조규칙에서 제시하고 있는 4개의 하중조건을 적용하여 피로수명과의 관계를 살펴보았다.

HC-DSSE 파단 모델을 이용한 셸 요소 수치해석 기반 연성 파단 예측

박성주* · 이강수** · 부락 잔 체릭* · 정준모*
*인하대학교 조선해양공학과
**선박해양플랜트연구소

On HC-DSSE Ductile Fracture Model Applicable to Shell Element Simulations

Sung-Ju Park*, Kangsu Lee**, Burak Can Cerik* and Joonmo Choung*

** Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Inha University, Incheon, Republic of Korea*
*** Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering, Daejeon, Republic of Korea*

KEY WORDS: Ductile fracture 연성 파단, High tensile strength steel 고장력강, Stress triaxiality 응력 삼축비, Lode angle 로드 각, Damage indicator 손상 지표, Loading path 하중 경로, Hosford-Coulomb model Hosford-Coulomb 모델, DSSE model DSSE 모델

ABSTRACT: The aim of this paper is to investigate plastic characteristic and the criteria for ductile fracture of ship building steel. It is known that the ductility of steels is dependent on the stress state, which can be defined using two non-dimensional parameters: stress triaxiality and Lode angle. The variation of these two parameters before the onset of ductile fracture initiation, called loading path, is also an influential factor. The Hosford-Coluomb (HC) fracture model and the concept of the Domain of Shell-to-Solid Equivalence (DSSE) are introduced to predict ductile behavior in fracture simulation based on shell element. The tensile tests were carried out on standard flat smooth specimen and fracture specimens under different stress states: central-hole, shear specimen, and notched tensile specimens with three different notch radii. The finite element analysis was carried out to identify plasticity and fracture model parameters.

1. 서 론

연성 재료 (ductile material)의 파단 거동 (fracture behavior) 예측은 해양구조물간의 충돌 (collision), 좌초(grounding), 폭발 (explosion)과 같은 사고 하중 (accidental load)을 작용하는 구조물의 구조 해석에 있어 매우 중요하다. 최근 조선해양 산업뿐만 아니라 자동차 및 우주항공 산업에서는 연성 재료 파단 모델의 이론적 및 실험적 연구가 수행 되고 있다. 특히 자동차 산업은 판금 성형 (sheet metal forming)과 내충격성 평가 (crasworthiness assesssment) 등에서 재료 및 구조물의 거동 예측이 중요하게 다뤄지며, 다양한 강재에 대한 실험을 통해 파단 변형률 모델 (fracture strain model)이 제시 되었다.

파단 변형률 모델은 항복 함수와 연성되지 않고 재료 내부의 응력 상태 및 변형률 상태만을 이용하여 파단 여부를 결정할 수 있는 방법이다. 따라서 파단 변형률 모델은 재료의 등가 소성 변형률 (equivalent plastic strain)이 파단 변형률 (fracture strain)에 도달할 때 파단이 발생하는 것으로 정의한다.

Mohr and Macadet (2015)는 Hosford-Coulomb (HC) 파단 모델을 제시한 바 있다. 많은 연구자들은 파단 실험을 통해 다양한 강재에 대한 HC 모델을 제시해 왔다(Papasidero et al., 2015; Algarni et al., 2017; Park et al., 2018).

선박 및 해양 구조물은 크기에 비하여 비교적 박판으로 건조되며, 이러한 구조물에 있어 셸 요소 (shell element)를 활용한 수치 해석 모델은 수치해석 시간의 비용 감수를 위해 필수적이다. 그러나 박판 구조물은 평면 응력 (plane stress)을 경험하지만, 소성 변형률이 소성 불안정 (plastic instability)을 초과할 경우 (국부 네킹 이후) 두께 방향 응력도 무시할 수 없는 상태, 즉 삼축 응력 (triaxial stress) 상태가 된다. 이러한 이유로 파단 시뮬레이션에서는 두께 방향의 변형을 정확히 구현할 수 있는 조밀한 고체 요소 모델링이 필수적으로 요구된다. 최근 연구자들은 셸 요소를 활용해 고체 요소와 유사한 수준의 파단 예측 정확도를 얻기 위한 연구를 수행했다 (Walters, 2014, Kõrgesaar et al., 2014, Pack and Mohr, 2017). Pack and Mohr (2017)은 셸 요소 두께 방향 국부 네킹을 고려하여 파단 변형률을 보정하는 기법인 Domain of Shell-to-Solid-Equivalence (DSSE)를 제시하였다.

본 연구에서는 선박 및 해양구조물용 강재 EH36에 대한 파단 실험을 통해 강재의 유동 응력을 도출하고, 고체 요소와 셸 요소에 적용 가능한 HC-DSSE 연성 파단 모델의 재료 상소를 제시 하였다.

2. 이론적 배경

2.1 응력 상태 변수

연성 재료의 응력 상태는 응력 삼축비 (η)와 로드각 파라메타 ($\bar{\theta}$)로 나타낼 수 있으며, 응력 상태 파라메타는 응력 텐서의 불

변량으로 나타낼 수 있다. I_1, J_2, J_3는 각각 응력 텐서($\boldsymbol{\sigma}$)의 1차 불변량, 편차 응력 텐서($\boldsymbol{s}$)의 2차 불변량과 3차 불변량으로 식(1)-식(3)과 같이 표현된다.

$$I_1 = tr[\boldsymbol{\sigma}] \tag{1}$$

$$J_2 = \frac{1}{2}\boldsymbol{s}:\boldsymbol{s} \tag{2}$$

$$J_3 = \det[\boldsymbol{s}] \tag{3}$$

응력 삼축비와 로드각 파라메타는 각각 식(4)와 식(5)와 같이 정의된다.

$$\eta = \frac{I_1}{\sqrt{27 J_2}} \tag{4}$$

$$\bar{\theta} = 1 - \frac{2}{\pi} cos^{-1}\left[\frac{9}{2\sqrt{3}}\frac{J_3}{(J_2)^{3/2}}\right] \tag{5}$$

응력 삼축비와 로드각 파라메터 조합 (η, $\bar{\theta}$)이 (0.0, 0.0)일 경우 순수 전단, (-1/3, -1.0)일 경우 일축 압축, (1/3, 1.0) 일 경우 일축 인장, $(-1/\sqrt{3}, 0.0)$일 경우 평면 변형률 압축, $(1/\sqrt{3}, 0.0)$일 경우 평면 변형률 인장 등이 대표적인 하중 케이스이다.

2.2 Hosford-Coulomb 파단 변형률 모델

Mohr and Marcadet (2015)는 연성 재료의 파단 예측을 위하여 응력 삼축비와 로드각 파라메타를 변수로 하는 Hosford-coulomb (HC) 파단 모델을 제시했다. HC 파단 모델은 식(6)과 같이 {a, b, c, n_f}의 네 가지 재료 상수로 구성된다. Roth and Mohr (2016)은 일반 강재에 대하여 n_f=0.1을 제안하였으며, 최종적으로 HC 파단 모델은 3가지 재료 상수 {a, b, c}로 구성 된다. 식 (8)에서 σ_1, σ_2, σ_3는 각각 주응력을 의미한다.

$$\bar{\varepsilon}^{pr}_{HC} = b(1+c)^{\frac{1}{n_f}} g \tag{6}$$

$$g = \left[\bar{\sigma}_{HF} + c(2\eta + f_1 + f_3)\right]^{-\frac{1}{n_f}} \tag{7}$$

$$\bar{\sigma}_{HF} = \left\{\frac{1}{2}\left[(\sigma_1-\sigma_2)^a + (\sigma_2-\sigma_3)^a + (\sigma_3-\sigma_1)^a\right]\right\}^{\frac{1}{a}} \tag{8}$$

$$f_1 = \frac{2}{3} cos\left(\frac{\pi}{6}(1-\bar{\theta})\right) \tag{9}$$

$$f_2 = \frac{2}{3} cos\left(\frac{\pi}{6}(3+\bar{\theta})\right) \tag{10}$$

$$f_3 = -\frac{2}{3} cos\left(\frac{\pi}{6}(1+\bar{\theta})\right) \tag{11}$$

$$D = \int m\left(\frac{d\bar{\varepsilon}_p}{\bar{\varepsilon}^{pr}_{HC}}\right)^{m-1}\frac{d\bar{\varepsilon}_p}{\bar{\varepsilon}^{pr}_{HC}} \tag{12}$$

최종 파단에 이르기까지 재료 및 구조물이 경험하는 하중 경로 및 응력 경로 효과를 고려해주기 위해서 식(12)와 같이 파단 변형률의 누적으로 표현되는 손상 지표 (D)를 사용 하였다. m은 손상 발달의 경로를 결정하는 지수로서 m=1.0인 경우 선형 손상 누적으로 표현된다. 초기 D는 0.0이며, 재료 및 구조물에 소성 변형률이 발생함에 따라 D=1.0에 도달하면 파단이 발생하는 것으로 간주된다. 본 연구에서 손상은 선형 누적으로 간주되었다.

2.3 DSSE 파단 모델

Pack and Mohr (2017)은 단위 크기의 셸 요소 모델에 대한 Marciniak-Kuczynski 분석을 통해 셸 요소의 파단 기준으로 Domain of Shell-to-Solid-Equivalence(DSSE)를 제시했다. DSSE는 박판 구조물에서 네킹 발생 시점과 파단 발생 시점의 차이가 미소할 것으로 간주하며, 네킹이 발생 시점을 파단 기준으로 제시한다. DSSE는 2축 응력비가 유지 ($1/3 \le \eta \le 2/3$)되고 비례 멤브레인 하중 (proportional membrane loading)일 경우에만 된다.

$$\bar{\varepsilon}^{pr}_{DSSE}[\eta] = b\left[\left\{\frac{1}{2}\left((g_1-g_2)^d + g_1^d + g_2^d\right)\right\}^{\frac{1}{d}}\right]^{-\frac{1}{p_f}} \tag{13}$$

$$g_1[\eta] = \frac{3}{2}\eta + \sqrt{\frac{1}{3} - \frac{3}{4}\eta^2} \tag{14}$$

$$g_2[\eta] = \frac{3}{2}\eta - \sqrt{\frac{1}{3} - \frac{3}{4}\eta^2} \tag{15}$$

$$D_{DSSE} = \int_0^{\bar{\varepsilon}_f} \frac{d\bar{\varepsilon}_p}{\bar{\varepsilon}^{pr}_{DSSE}[\eta]} \tag{16}$$

DSSE 모델은 식(13)에 나타나 있다. g_1 및 g_2는 응력 삼축비의 함수로 식(14)-(15)과 같이 나타내 진다. DSSE에서 하중 경로 효과는 HC 모델과 같이 손상 누적 함수를 통해 고려되었다(식(16) 참고). Pack and Mohr(2017)은 일반 강재에 대한 p 값으로 0.01 권장 하였다. 따라서 DSSE에서 결정되어야 하는 재료 상수는 1가지 {d}가 된다.

3. 실험 및 파단 모델 재료 상수 교정

3.1 파단 실험

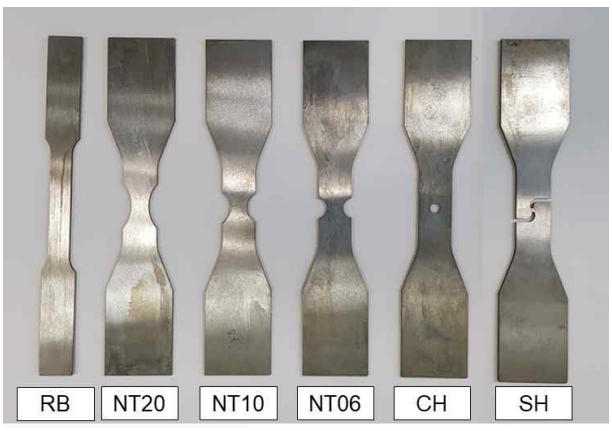


Fig. 1 Photo of specimens.

본 연구에 사용된 EH36 강재의 파단 실험용 시편의 형상은 Fig. 1과 같다. 모든 시편의 두께는 2mm이며, 모재 두께방향 중층 (middle layer)을 기준으로 강재 가공 방향의 직교 방향에서 가공 되었다. 각 시편의 형상 및 명칭은 아래와 같다.

- 판상형 시편 (FB, flat bar specimen)은 ASTM (2004)의 설계 규격에 의해 제작 되었으며, 인장 실험을 통해 도출된 균일 진 응력 및 균일 진 변형률은 네킹 발생 이전의 유동응력으로 사용 되었다.
- 판상형 노치재 시편 (NT, notched tension specimen)은 총 3가지 노치 크기 (6mm, 10mm, 20mm)로 제작 되었다.
- 중심 홀 판상형 시편 (CH, central hole specime)은 시편 중심에 지름 6mm 의 홀을 가지고 있다.
- 전단 시편 (SH, shear specimen)은 1축 인장 실험에서 순수 전단 파단을 유발할 수 있도록 설계 되었다.

실험은 변위 제어로 수행 되었으며, 분당 0.5mm의 스트로크 속도로 수행 되었다. FB에 대한 파단 실험은 분당 1.0mm의 준정적 속도로 수행 되었다. 파단 실험에서 힘-변위 곡선을 도출하였다. 힘과 변위는 로드셀과 50mm 신률계로부터 계측 되었다.

3.2 수치 해석

본 연구에서 수치해석은 상용 유한요소 해석 프로그램 Abaqus/Explicit을 이용해 수행 되었다. 각 수치 모델은 대칭 조건에 따라 경계 조건을 부여 하였으며, 인장 하중은 강제 변위로 구현 하였다. Fig. 2 에는 CH의 수치해석 결과가 나타나 있으며, 수치해석은 실험 결과를 잘 모사하고 있음을 확인할 수 있다.

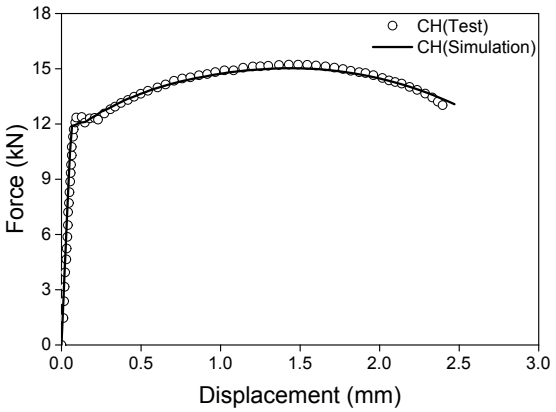
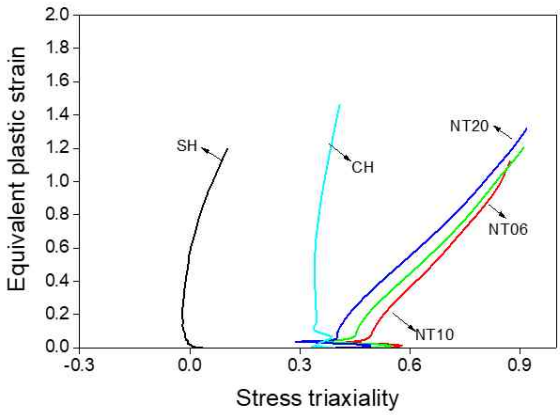
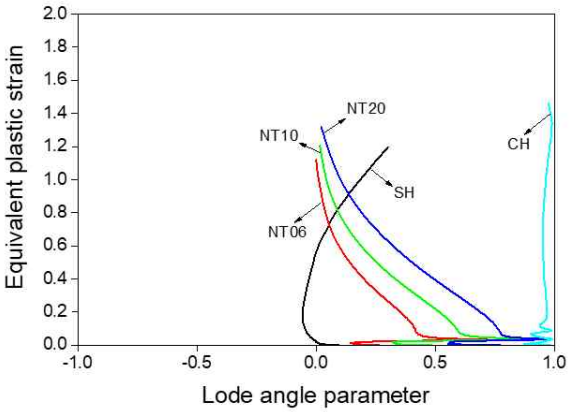


Fig. 2 Comparison of fzzorce-displacement between test and simulation.

수치해석으로부터 파단 지점에서 응력 경로를 도출 하였다. Fig. 3에는 등가 소성 변형률 증분에 따른 파단 파라메타의 변동성이 나타나 있다. CH 및 SH는 비교적 응력 경로가 유지되는 것을 확인할 수 있으며, NT 시편은 응력 경로의 비비례성이 확인 되었다.



(a) Stress triaxiality



(b) Lode angle parameter

Fig. 3 Loading history

3.3 파단 모델 재료상수 교정

파단 변형률 모델의 재료 상수를 결정하기 위해서 파단 변형률 모델의 누적으로 표현되는 선형 손상 모델의 최적화 문제를 식(17)와 같이 공식화 하였다. MATLAB의 optimization toolbox의 fminunc(Find Minimum of Unconstrained Multi-Variable Function) 이용해 α를 최소화하는 파단 모델의 변수를 탐색하였다. i 는 파단 모델 재료상수 교정에 사용된 실험의 개수이다

$$\alpha = \arg\min\{\Lambda[\alpha]\} \tag{17}$$

$$\Lambda[\alpha] = \sum_{i=1}^{5}\left\{\left(\int_0^{\bar{\varepsilon}_f}\frac{d\bar{\varepsilon}_p}{\bar{\varepsilon}_f^{pr}(\eta,\bar{\theta})}\right)_i - 1\right\}^2 \tag{18}$$

결정된 EH36의 HC 모델 재료 상수는 a=1.631, b=1.48, c=0.002 이다. DSSE의 재료상수 d는 Considère 가정을 통해 결정 되었으며, d=1.6641 이다.

4. 결론

본 연구에서는 EH36의 유동 응력 특성과 HC-DSSE 연성 파단 모델의 재료 상수 교정을 위해 평활재 판상형 시편 및 다양한 응력 상태를 가지는 파단 시편에 대한 인장 실험을 수행하였다. 각 실험에 대한 수치해석을 통해 파단 지점에서 응력 경로를 도출 하였으며, 손상 모델의 최적화 문제의 해결을 통해 HC-DSSE 모델의 재료 상수를 도출 하였다.

후 기

본 논문은 선박해양플랜트연구소의 주요사업인 “해양플랜트 구조안전성평가 체계구축을 위한 구조설계엔지니어링 기반기술 연구(2/3)” 에 의해 수행되었습니다(PES9470). 또한 해양수산부 재원으로 한국해양과학기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구임(해양에너지 융복합 인력양성).

참 고 문 헌

Algarni, M., Choi, Y. and Bai, Y., (2017). “A unified material model for multiaxial ductile fracture and extremely low cycle fatigue of Inconel 718”, International Journal of fatigue, Vol 96, pp 162-177.

Papasidero, J., Doquet, V. and Mohr, D., (2015). “Ductile fracture of aluminum 2024-T351 under proportional and non-proportional multi-axial loading: Bao-Wierzbicki results revisited”, International Journal of Solids and Structures, Vol 69–70, pp 459–474.

Kõrgesaar, M., Remes, H. and Romanoff, J., (2014). “Size dependent response of large shell elements under in-plane tensile loading”, International Journal of Solids and Structures, Vol 51, pp 3752-3761.

Mohr, D. and Marcadet, S., (2015). “Micromechanically-motivated phenomenological hosford-coulomb model for predicting ductile fracture initiation at low stress triaxialites”, International Journal of Solids and Structures. Vol 67-68, pp 40-55.

Pack, K. and Mohr, D., (2017), Combined necking & fracture model to predict ductile failure with shell finite elements. Engineering Fracture Mechanics. Vol 182, pp 32–51.

Park, S.J., Lee, K., Choung, J. and Walters, C.L., (2018). “Ductile fracture prediction of high tensile steel EH36 using new damage functions”, Ships and Offshore Structures, vol 13, pp 68-78.

Walters, C.L., (2014). “Framework for adjusting for both stress triaxiality and mesh size effect for failure of metals in shell structures”, International Journal of Crashworthiness, Vol 19, No 1, pp 1-12.

유체-구조연성해석을 이용한 해저케이블 매설지반 관통 시뮬레이션

송창용(목포대학교)・장경호((주)아띠 기술연구소)・김정훈(한전 전력연구원)

세계적으로 앵커추와 같은 어업도구 또는 닻에 의한 해저케이블 파손사고가 많이 발생하고 있으며, 이러한 위해인자들에 의한 파손은 전체 해저케이블 파손사례의 약 80%에 해당되는 것으로 보고되고 있다. 해저케이블의 파손에 따른 복구에 소요되는 비용이 막대하고 사회적, 경제적 손실이 매우 높은 것으로 알려져 있다. 해저케이블 파손에 가장 큰 부분을 차지하고 있는 어업도구 또는 닻의 종류가 다양하기 때문에 이러한 해저케이블 위해인자에 대한 정확한 거동을 파악하는 것은 해저케이블 보호설비의 설계와 시공을 합리적으로 실현하기 위해 선행되어야할 중요한 사항이다. 실제 해양상태에서 다양한 위해인자들의 거동에 대한 모형 혹은 실증시험은 시간과 경제적 비용이 매우 높기 때문에 적합한 수치 시뮬레이션을 이용한 합리적인 사전 검토가 중요하다고 할 수 있다. 본 연구는 해저케이블 위해인자 중에 하나인 양식장 앵커추의 낙하로 인해 지반에 매설된 해저케이블의 파손 위험성을 시뮬레이션을 통해 검증할 수 있는 수치해석 기법의 검토를 목적으로 하였다. 양식장 앵커추의 지반 관통 현상을 수치적으로 구현하기 위해 외연 시간 적분법 기반의 범용 비선형 유한요소해석 코드인 MSC.Nastran SOL700을 이용하여 유체-구조 연성해석을 수행하였다. 양식장 앵커추가 관통되는 지반의 형태는 실제 해저케이블 매설 시공이 많이 이루어져 있는 서남해역의 대표 지반인 모래층, 점토층, 모래-점토 복합층의 3가지 형태를 고려하였다. 양식장 앵커추의 낙하로 인한 지반 관통에 대한 수치 해석결과의 타당성을 검증하기 위해 실증 시험을 수행하여 지반 관통 깊이의 결과를 비교하였다.

Door Opening부의 용접변형 제어기법에 대한 연구

이동훈* · 서정관** · 이명수*,*** · 현충민***
*부산대학교 조선해양공학과
**부산대학교 선박해양플랜트기술연구원
***삼성중공업(주) 조선해양연구소

A Study on welding distortion control technique for door openings

Dong-Hun Lee*, Jung-Kwan Seo**, Myung-Su Yi*,***, Chung-Min Hyun***
*Department of Naval Architecture and Ocean Engineering at Pusan National University, Busan, Korea
*The Korea Ship and Offshore Research Institute (The Lloyd's Register Foundation Reseach Centre of Excellence), Pusan National University, Busan, Korea
**Samsung Heavy Industry Co. Ltd., Geoje, Korea

KEY WORDS: Welding distortion 용접변형, Door Openings 개구부, Thin-plate structure 박판 구조물, Welding distortion control technique 용접변형 제어기법

ABSTRACT: *Welding often results in welding distortion during the assembly process. Welding distortion of thin-plate structures such as the living quarter of ships and offshore installations has a more significant problem than in case of thick-plate structures. The pre-stressing/heating and fairing which are additional works to mitigate and control the welding distortions are inevitable and the construction planning has been delayed accordingly. In order to prevent the welding distortion during the assembly process, increasing the plate thickness and/or the number of stiffeners may be a simple solution, but it may give rise to trouble related cost and weight. In this study, the welding distortion control effect of the type of stiffeners on door openings of various living quarter structures is investigated using experimental method and finite element method. As the results of this study, the feasibility that the welding distortion can be mitigated and controled by proper selection of the type of stiffeners is confirmed.*

1. 서 론

구조부재 중 박판(Thin plate)은 거주구 (Living quarter, LQ) 구조에 널리 사용되고 있다. 하지만, 박판 구조물은 용접에 따른 용접변형 및 잔류응력에 취약해, 구조물의 강도 저하 및 외관상의 문제가 유발될 뿐만 아니라 이후 공정에서 치수 편차 등 (Fig. 1)의 문제가 발생한다. 따라서 박판 구조물의 다양한 변형에 관련된 예측, 관리 및 제어 기술 개발이 지속적으로 요구되고 있는 실정이다.

열에 의한 작업으로 발생되는 각변형 현상이 기초적인 원인으로 분석되고 있으며(Paik and Thyamballi, 2003), 이에 관련한 예측 및 제어 방안은 활발하게 연구가 진행되고 있다. 또한 용접에 의한 박판 좌굴변형 예측에 관련한 간이 해석법 및 간이 예측식도 최근 개발이 되어있다 (Paik, 2016).



Fig. 1 Failure mode of thin-walled panels in offshore living quarters

LQ 구조는 생산공정에 따라서 용접에 의한 잔류응력 및 열변형이 발생되고, 변형된 구조의 평탄도 만족을 위한 곡직 (Fairing) 작업을 수행한다. 하지만, 곡직작업 중 고온의 열이 가해지며, 이에 따른 추가 변형 혹은 잔류응력이 발생하게 된다. 이 때문에, 곡직 후 평탄도를 개선하더라도 외부 하중에 의하여 판이 크게 변형되는 문제를 발생시킨다.

이에 본 연구에서는 생산공정에 따른 곡직수행으로 인한 박판 구조의 구조강도 및 강성 저하의 원인을 파악하기 위해 단일판을 대상으로 유한요소해석기법 개발 및 개발된 해석을 통한 곡직에 의한 강도 특성 분석을 수행하였다. 또한, 실제 변형 발생이 많은 Door opening부의 곡직 작업을 최소화하기 위하여 보강재 최적화를 통한 제어기법의 효과와 적용성을 수치해석 기법과 실증 실험을 통해 검증하였다.

2. 과도곡직에 의한 박판 구조의 강도 특성 분석

2.1 유한요소 해석 절차

Fig. 2는 본 연구에서 곡직에 의한 평탄도 및 잔류응력이 판에 미치는 영향을 알아보기 위한 해석 절차로써 다음과 같이 진행된다.

1) 용접에 의한 처짐 및 잔류응력 고려: 용접에 의한 초기

처짐 입력 후, 응력 평형 상태 유지 해석 수행
2) 곡직에 의한 잔류응력 입력
3) 곡직에 의한 평탄도 효과 고려
4) 비선형 강도해석

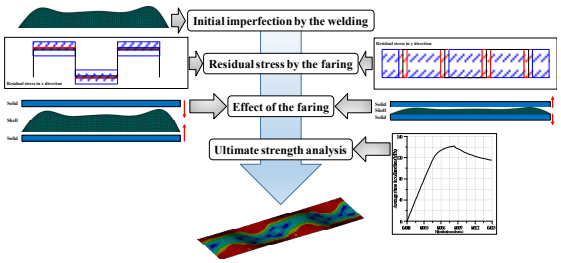


Fig. 2 Procedure for finite element analysis considering both welding and faring

2.2 대상 구조물

선박 구조물 중, 거주구 지역은 무게 경감을 위하여 얇은 판을 이용하며, 용접 및 곡직에 의한 영향을 더 크게 받는다. 본 연구에서는 용접 및 곡직의 영향을 크게 받는 선박 거주구의 판 부재를 대상 구조물로 선정하였으며, 치수 및 재료물성치는 Fig. 3과 같다. 초기처짐으로는 Hungry horse 모드 (Paik and Thyamballi, 2003)의 판의 초기처짐이 고려되었다.

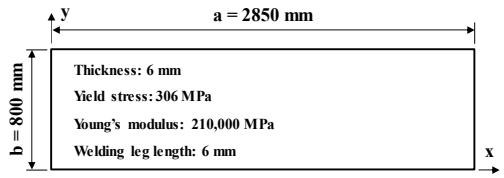


Fig. 3 Target structure in living quarter

2.3 곡직에 의한 잔류응력

본 연구에서는 Paik (2016)이 제안한 용접시 발생하는 잔류응력식을 이용하여, 곡직에 의한 잔류응력 및 잔류응력 발생 영역을 고려하였다.

Fig. 4 은 일반적으로 사용되는 곡직선 및 이상화된 곡직선을 나타낸다. 본 연구에서는 곡직에 의한 잔류응력 적용을 용이하게 하기 위하여 곡직선을 이상화하여 적용하였다.

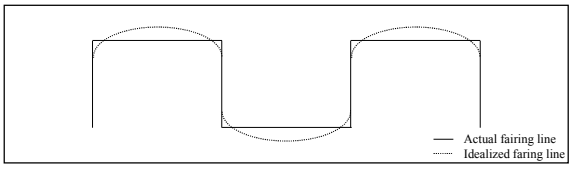


Fig. 4 Actual and idealized faring line considered in this study

2.4 곡직에 의한 평탄도

곡직의 목적은 용접에 의하여 변형이 발생한 판을 평평하게 복구 (평탄도 및 직진도 복원) 하는 것이다. 따라서, 본 연구에서는 대상 판을 위 아래에서 누름으로써, 평탄도를 복원하려 하였다. Fig. 5은 본 연구에서 적용된 곡직에 의한 평탄도 복원 효과를 고려하기 위한 해석 절차이다.

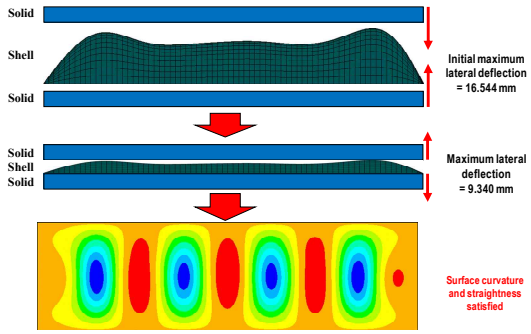


Fig. 5 Flow for considering the effct of fairing on a flatness

Fig. 5에 보여진 바와 같이, 용접에 의한 최대 초기처짐은 16.544 mm 였으나, 평탄도를 복원하기 위하여 압괴를 한 뒤 최대 처짐은 9.34 mm로 감소한 것을 확인 할 수 있다. 완벽한 복원 시 처짐은 발생하지 않아야 하지만 (최대 처짐 0 mm), 압괴 후 위 아래 판을 제가 함으로써 탄성 복원 (Bauschinger 효과) 됨을 볼 수 있다.

2.5 곡직에 의한 박판 구조의 강도 특성 분석

아래와 같이 서로 다른 초기 결함을 가지는 판의 최종강도 해석을 수행함으로써, 비교 분석을 하였다.

Case I: 초기결함 (처짐 및 잔류응력) 없음
Case II: 용접에 의한 처짐만 고려
Case III: 용접에 의한 처짐 및 잔류응력 고려
Case IV: 용접, 곡직에 의한 처짐 및 잔류응력 고려

Table 1 Ultimate strength of plates depending on initial imperfections

Case	Ultimate strength [MPa]	Ratio (/Case I)
I	306.00	1.000
II	142.94	0.467
III	152.49	0.498
IV	117.44	0.384

Table 2 Stiffness of plates until proportional limit depending on initial imperfections

Case	Stiffness [MPa]	Ratio (/Case I)
I	205,844	1.000
II	167,413	0.813
III	136,520	0.663
IV	157,053	0.763

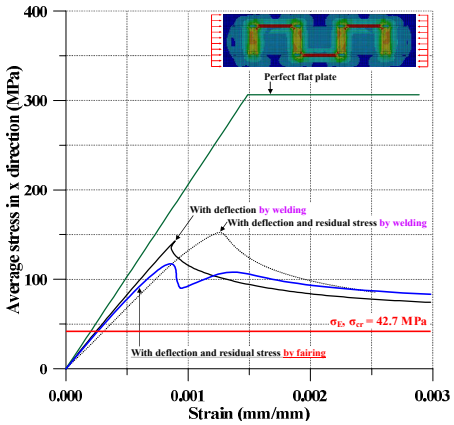


Fig. 6 Effect of initial deflection and residual stress by welding or fairing

Fig. 6은 각기 다른 초기결함을 가지는 판의 최종강도 해석 결과이며, Table 1과 2는 초기결함에 따른 최종강도 및 탄성계수를 나타내고 있다. 완전한 판 (Case I)에 비하여 초기결함을 가지는 구조물은 구조 강성 및 강도가 큰 폭으로 떨어지는 것을 확인 할 수 있으며, 특히, 잔류응력이 고려됨에 따라 강성이 저하됨을 볼 수 있다.

또한, 곡직 효과를 고려한 판의 경우, 다른 판에 비하여 최종강도 및 강성이 작으며, 이는 곡직을 적용한 판의 경우 작은 하중에도 변형이 크게 발생함을 나타낸다.

3. Door opening 부의 변형 제어 기법

앞서와 같이, 해양플랜트 LQ 일대의 박판 구조물은 용접 변형과 용접 후 곡직으로 인한 구조 강성 및 강도 저하가 일어나는 것이 확인되었다. 이를 개선하기 위해서는 용접 변형을 줄이고, 곡직 과정을 최소화시켜야 한다. 본 연구에서는 보강재 최적화를 통한 제어기법의 효과와 적용성을 실험과 수치해석 기법을 이용하여 검증하였다.

3.1 보강재 형상

Fig. 7와 같이 기존의 Angle 타입 (UA) 보강재를 L2 타입의 보강재로 변경함으로써, 보강재의 회전 구속도가 용접 변형에 미치는 영향을 분석하였다.

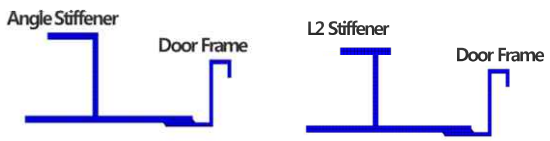


Fig. 7 Proposed stiffener type change for deformation control

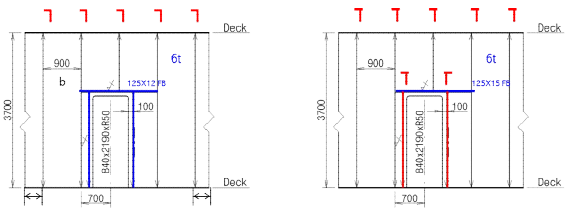
3.2 대상 구조물

보강재 최적 형상 변화를 통한 제어기법의 검증을 위해서 아래의 특성들을 고려하여 해석 및 실험 대상이 선정되었다.

LQ 구조물의 특성을 고려하여, 아래 표 9와 같이 변수 인사를 결정하여 실험계획법 중 일반완전요인 설계방법을 활용하였다. 총 32개의 해석 대상구조물이 고려되었으며, Taguchi method (Taguchi and Konishi, 1987)를 이용하여 Table 3에 나타나있는 8개의 최종 해석 대상구조물을 선정하였다. Fig. 8은 대표적으로 No.1, 2 구조물을 보여준다.

Table 3 Selected analysis cases

No.	Wall size	Wall shape	Welding method	Type of stiffener	Wall thickness
1	3700 mm	"門" 形	Full	UA	6 mm
2	3700 mm	"門" 形	Full	L2	6 mm
3	2850 mm	"門" 形	Full	L2	6 mm
4	2850 mm	"門" 形	Intermitt.	L2	6 mm
5	3700 mm	"回" 形	Full	UA	6 mm
6	3700 mm	"回" 形	Full	L2	6 mm
7	3700 mm	"回" 形	Full	UA	7 mm
8	3700 mm	"回" 形	Full	L2	7 mm



(a) No.1 wall (b) No.2 wall

Fig. 8 No.1, No.2 walls

3.3 유한요소 해석 기법

열좌굴 유한요소해석을 위해 사용한 FEA Tool은 MSC MARC (2013)로 용접현상과 같은 비선형적인 문제를 계산하는데 널리 사용되는 프로그램이다. Yi et al. (2018)이 제시한 있는 용접 각변형 간이해석과 용접 수축력을 이용한 변형 해석 방법을 적용하였으며 (Fig. 9), Paik (2016)이 제안한 용접시 발생하는 잔류응력식을 이용되었다.

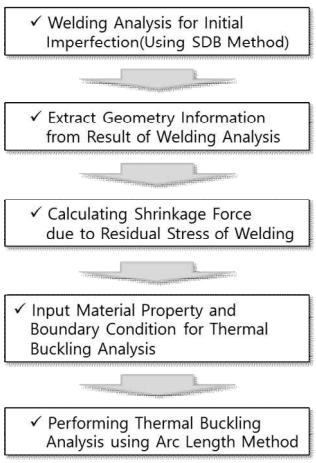


Fig. 9 Procedure of thermal buckling analysis

대상구조물의 적용된 경계조건은 다음과 같다.

- 용접부 수축력 작용 방향을 고려하여 Symmetric X, Symmetric Y 조건 부여
- UZ 구속을 위해, 용접 부 수축력 작용 시 높이 방향으로 관통된 보강재 끝 단의 Z 방향으로 변위가 0이라고 가정

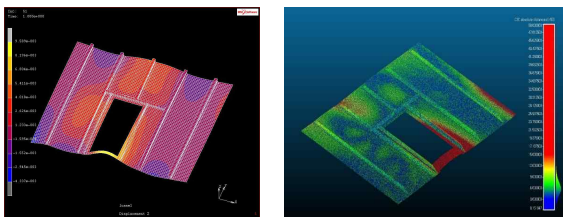
3.4 실증 실험 방법

앞서 선정된 8개의 대상 케이스들에 대한 실조건 Mock-up 실험이 수행되었다. 실험 조건 및 방법은 아래와 같다.

- 용접 방법: Semi-auto or with auto-carriage welding
- 용접재: MX-200H
- 용접 조건:
  1. Welding parameter - 280~350A, 28~30V, 58~64CPM, 2F position
  2. Welding leg length - 4.5~5.0 mm
- 계측 방법: 광파기(Total station), 3D scanner

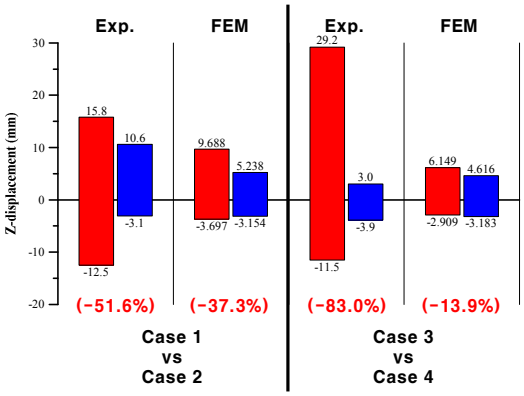
3.5 유한요소 해석 및 실증 실험 결과

열좌굴 해석 결과를 통해, 평균적으로 25% 이상의 열변형 제어 효과가 나타났다. 열좌굴 해석을 통해 보강재 최적화 기법의 적용 가능성을 확인한 후, Mock-up 실험을 통해 실증적 검증이 수행되었다. 해석과 실험 사이의 경계 조건의 차이로 인해 결과의 차이가 발생하였으나, 해석 결과와 같이 실증 실험에서 평균 약 58%의 보강재 최적화를 통한 열변형 제어 효과가 있는 것으로 나타났다. Fig. 10에 대표적으로 Case 5의 유한요소 해석과 실증 실험의 변형 형상를 나타내고 있으며, Fig. 11은 전체 유한요소 해석 및 실증 실험 최대 변형량 결과가 요약되어 있다.

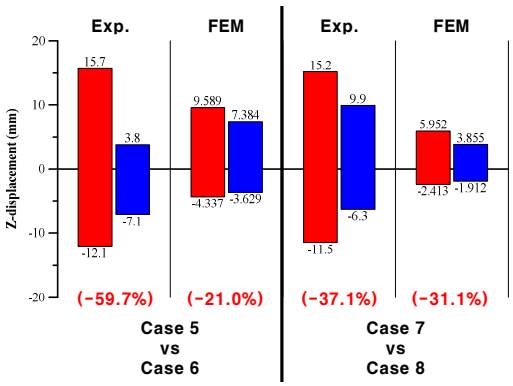


(a) FE analysis result (b) Mock-up test result

Fig. 10 Deformed shape of door opening of case 5



(a) Deflection of Cases 1-4



(b) Deflection of Cases 5-8

Fig. 11 Summary of results of thermal buckling analysis

5. 결 론

해양플랜트 LQ 일대의 박판 구조물은 용접 변형과 용접 후 곡직으로 인한 구조 강성 및 강도 저하가 일어나는 것이 확인되었다. 이를 피하기 위한, Door opening 부의 보강재 최적화를 통한 변형 제어기법을 해석과 실증 실험을 통해 검증하였다. 보강재를 UA 타입에서 L2 타입으로 변경함으로써, 보강재의 강성과 회전구속도가 커져 박판영역에서의 변형 제어가 효과가 나타났다. 이 후로 곡직 등의 추가 효과를 검토하고, 다양한 조건을 고려한 구조물의 수치해석과 실증 실험을 통해 해당 제어 기법의 적정성을 검토할 필요가 있다고 사료된다.

후 기

본 연구는 SHI-GCRC SOP 산학협동 6차년도 연구과제의 연구결과 중 일부임을 밝히며, (주)삼성중공업의 연구비 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

MSC MARC. (2013), Marc 2013 User's Guide, DOC10336, MSC Software Corporation, CA, USA.

Paik, J.K. and Thyamballi, A.K. (2003), Ultimate limit state design of steel-plated structures, John Wiley & Sons, Chichester, UK.

Paik, J.K. (2016), 열좌굴 고려된 신좌굴수식 개발 및 설계 적용시스템 정립, 부산대학교 GCRC보고서, 부산대학교.

Taguchi, G. and Konishi S. (1987), Taguchi methods, orthogonal arrays and linear graphs: Tools for quality engineering, Dearbom: American supplier institute, pp. 35-38.

Yi, M.S., Kim, S.H., Kim, S.J. and Seo, J.K. (2018), Nonlinear thermal structural behaviour and design formulae for predicting the thermal distortion of thin-walled stiffened panels, Submitted for publication in a journal.

해양플랜트 구조물의 제트 화재 발생 시 보강판의 잔류강도 평가에 대한 연구

김정환* · 하연철* · 서정관*
*부산대학교 선박해양플랜트기술연구원 (KOSORI)

Residual Strength Assessment of Steel Stiffened Panel Structure Exposures to Hydrocarbon Fire in Offshore Installations

Jeong-Hwan Kim*, Yeon-Chul Ha* and Jung-Kwan Seo*

*The Korea Ship and Offshore Research Institute (The Lloyd's Register Foundation Reseach Centre of Excellence,)
Pusan National University, Busan, Korea

KEY WORDS: Residual strength 잔류강도, Jet fire 제트화재, Thermal response analysis 열응답해석, Stiffened panel structure 보강판

ABSTRACT: *This paper numerically investigated the residual strength of steel stiffened panel exposures to jet fire. Series of nonlinear finite element analyses were carried out with varying probabilistic selected exposure to jet fire location, side, area, and duration time and to assess their effects on the residual strength of the steel stiffened panel on ship-shaped offshore structure. A probabilistic approach with numerical fire simulations was taken to determine the credible fire accidental scenarios in association with thermal response charateristics. The residual strength are obtained and discussed for the credible fire scenarios under axial compressive loading condition using nonlinear FEA code. The results are used to derive closed-form expressions to predict the residual strength of stiffened panel with various exposure to jet fire characteristics. The results will be useful to assess sustainability of the structure under fire accidents in offshore installations.*

1. 서 론

해양플랜트 상부 구조물은 화재와 폭발 같은 위험에 노출되어 있다. 화재와 폭발은 인명, 구조물 그리고 환경에 극심한 피해를 초래하기 때문에 이러한 사고를 방지하기 위한 대책을 개발하기 위해서는 화재 및 폭발이 발생하였을 때의 현상에 대한 전문적인 지식이 필요하다 (Czujko and Paik, 2012). 현재 화재 및 폭발 위험에 대한 우려는 정량화된 위험도 평가 및 관리 기술이 현재 규정 및 설계에 반영되어 있다 (Vinnem, 2007).

현재 산업체에서 사용하고 있는 구조물의 화재 안전 설계는 구조물 전체에 동일한 열이 가해지고 있다고 가정하고 열 유속 또한 화재가 지속되는 동안 동일하게 유지되는 것으로 가정한다 (Franssen and Real, 2010). 그러나 이러한 접근법은 너무 단순하고 시간과 공간에 따라 변하는 대류와 복사와 같은 실제 현상을 제대로 묘사하지 못하는 단점이 있다.

또한 접근 방법의 대부분은 1차원 구조 강도 부재 (보, 기둥)와 같은 주요 철골 구조물측면에서만 고려 검토되고 있다. 하지만 실제 구조물은 1차원 구조 부재와 강판의 조립 또는 용접되는 다양한 모듈들 (Living quarters, Process modules, Drilling modules)을 포함하고 있다.

현재의 산업 관행 및 접근법은 해양플랜트 상부 판구조물에 대한 화재안전설계를 위한 제한된 정보를 가지고 화재로 인한 지속 가능성을 평가하고 있다. 따라서 화재 시 판구조물의 잔류강도 용량 및 열 응답 특성의 영향을 확인해야 한다.

따라서 본 논문에서는 비선형 유한 요소법을 이용한 수치 해석을 통하여 화재 하중 하에서의 보강판의 잔류 강도에 대해서 연구 하고자 한다. 수치 해석 결과는 다양한 화재 발생 위치와 화재 노출 시간에 대한 보강판의 잔류 강도를 예측하기 위한 식을 도출하는데 사용된다.

2. 잔류 강도 - 손상 지수 다이아그램 개발 절차

Fig. 1은 잔류 강도와 손상 지수 다이아그램 (R-D Diagram) 개발을 위한 일반적인 절차를 보여주고 있다. 우선 형상, 치수 및 재료 특성을 포함한 구조물을 정의한다. 그 다음 단계로 손상 종류를 정의하는데 파도나 정수압과 같은 운행 중 손상이나 화재, 폭발, 충돌 그리고 좌초 같은 사고 관련 손상 등이 있다. 손상 종류가 선정되면 선정된 손상에 영향을 미치는 매개 변수들을 선택하고 확률론적 방법과 샘플링 기법을 이용하여 시나리오를 선택한다. 선정된 각각의 손상 시나리오들에 대해서 손상 지수와 잔류강도를 계산하여 최종적으로 잔류 강도 - 손상 지수 다이아그램을 얻을 수 있다.

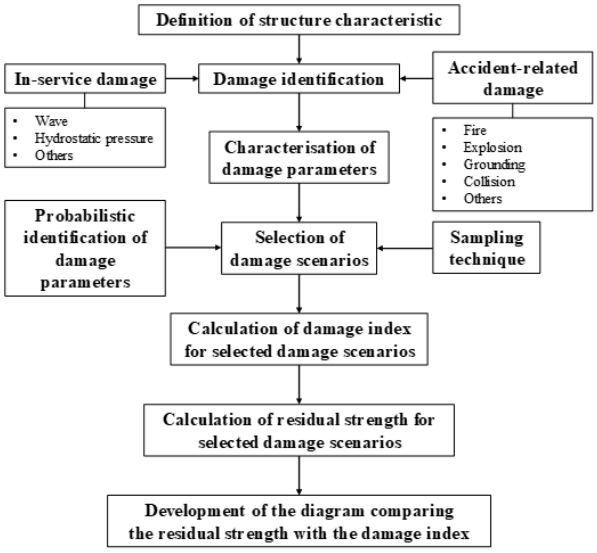


Fig. 1 Maximum height Proposed method for development of the residual strength versus damage index diagram

3. 적용 예

2.1 Definition of structure characteristic

본 연구에서는 FPSO (Floating, Production, Storage and Offloading)의 데크 부분의 보강판 구조물을 적용하여 화재에 대한 R-D 다이아그램을 개발하였다 (Fig. 2). 횡방향 보강재 사이의 간격은 $a = 4{,}000mm$ 이고 종방향 보강재 사이의 간격은 $b = 800mm$ 이다. 본 논문에서는 종방향과 횡방향 모두 Tee bar를 사용하였고 자세한 치수는 Fig. 3과 Table 1에 나타나 있다.

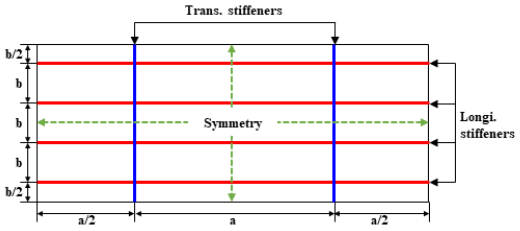
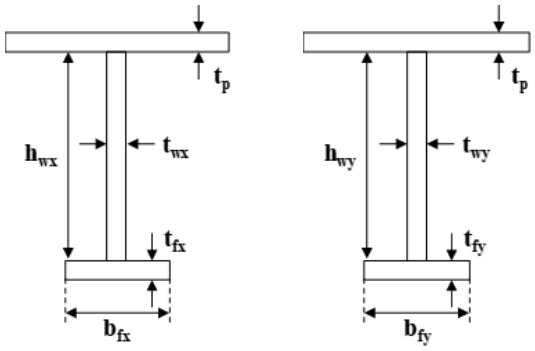


Fig. 2 The steel stiffened panel of FPSO



(a) Longitudinal (b) Transverse

Fig. 3 Schematic of stiffeners for longitudinal (left) and Transverse (right)

Table 1 Computed wind and current forces on buoy models

Longitudinal		Transverse	
t_p	6mm	t_p	6mm
h_{wx}	125mm	h_{wy}	430mm
t_{wx}	7mm	t_{wy}	12mm
b_{fx}	75mm	b_{fy}	150mm
t_{fx}	7mm	t_{fy}	15mm

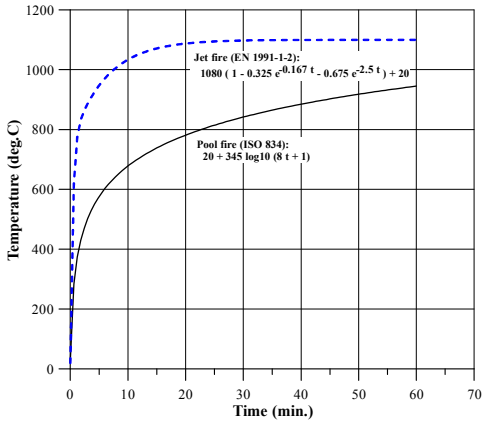


Fig. 4 The time versus gas temperature profile for jet and pool fires

보강판의 경우 조립이나 용접에 의한 초기처짐과 잔류 응력이 발생한다 (Paik and Thayaballi, 2003). 본 논문에서는 보강판의 초기 처짐과 잔류 응력 모두 고려하였다.

2.2 Damage identification

본 연구에서는 사고관련 손상 중 화재에 대해서만 고려하였다. Fig. 4는 화재의 대표적인 Jet 화재와 Pool 화재를 보여주고 있다. 본 논문에서는 Jet 화재에 대해서만 고려하였다 (Eurocode, 2005).

2.3 Characterisation of fire damage parameters

이번 장에서는 화재 손상 지수를 계산하기 위한 화재 손상 매개 변수들에 대해서 설명한다. 화재 손상 매개 변수는 총 5개로 선정하였으며 각각의 매개 변수들에 대한 설명은 다음과 같다.

- X_1 – Fire type: fire profile (Jet fire)
- X_2 – Fire duration (min.): the time exposed to fires
- X_3 – Exposed side: the side exposed to fires
- X_4 – Fire position: location of flame center
- X_5 – Fire area: extent of flame

2.4 Selection of fire damage scenarios

본 연구에서는 위의 매개 변수들을 이용하여 총 120개의 시나리오를 선정하였다. 각각의 매개 변수들은 확률론적으로 정의하였다.

2.5 Calculation of damage index for selected fire damage scenarios

화재 손상 지수를 계산하기 위해서 LS-DYNA 프로그램을 사용하였고 shell 요소를 적용하여 구조물을 모델링하였다. (LS-DYNA, 2018).

구조물의 온도는 대류와 복사의 영향으로 가스 구름온도와 동일하지 않기 때문에 가스 구름온도를 기반으로 한 열전달 해석을 수행하여야 한다. 본 연구에서는 대류 열전달 계수 $h_c = 25\,W/m^2K$와 철의 방사율 $\varepsilon_s = 0.7$를 적용해 주었다. 또한 온도에 따른 철의 비열, 열전도도 그리고 열팽창계수를 고려해 주었다. Fig. 5는 화재에 노출되는 면적에 따른 온도 분포를 나타내고 있다.

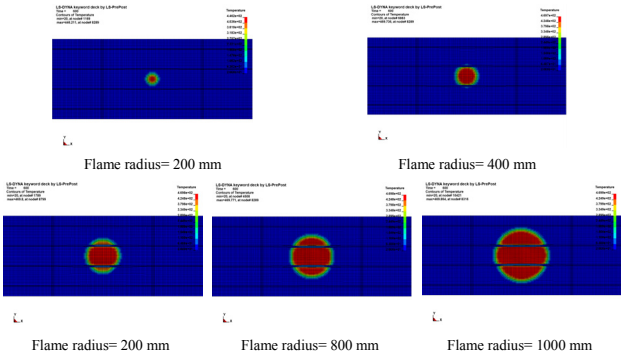


Fig. 5 Temperature distribution of steel stiffened panel at 10min.

2.6 Calculation of residual strength for selected fire damage scenarios

잔류 강도 해석은 열전달해석을 수행 할 때 사용한 모델을 그대로 사용하였다. 화재에 대한 잔류 강도 해석을 수행하기 위해 온도에 따른 철의 탄성계수와 항복응력을 고려해 주었다. 보강판의 경우 상온에서 탄성계수와 항복응력은 200GPa과 240MPa이다.

보강판의 경계조건은 판의 가장자리 부분을 단순 지지로 하였으며 하중조건은 길이방향으로 압축 하중을 적용하였다. 본 연구에서는 압축 하중을 열 하중을 먼저 적용한 후에 적용하였다 (Fig. 6).

Fig. 7은 화재에 노출되는 면적에 따른 변위-잔류 강도를 나타낸 것이고 Fig. 8은 처짐 형상을 보여주고 있다. Fig. 7로부터 화재에 노출되는 면적이 커지면 잔류 최종 강도가 낮아지는 것을 확인 할 수 있다. 화재에 대한 잔류 최종 강도 해석 결과는 R-D 다이아그램을 개발하는데 사용된다.

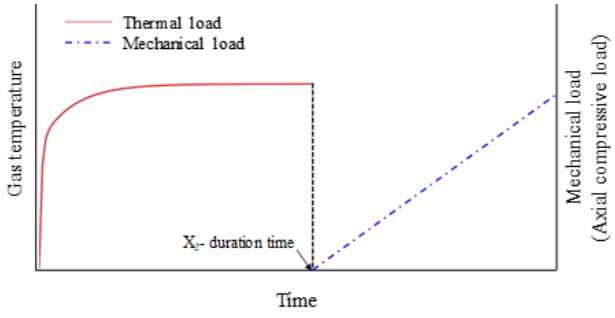


Fig. 6 Schematic figure of loading condition

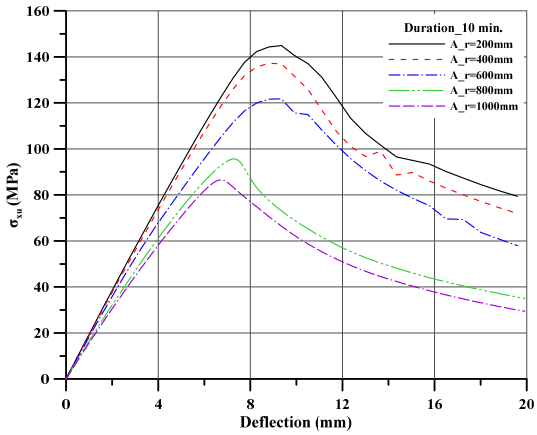


Fig. 7 Residual strength versus deflection of steel stiffened panel at 10min.

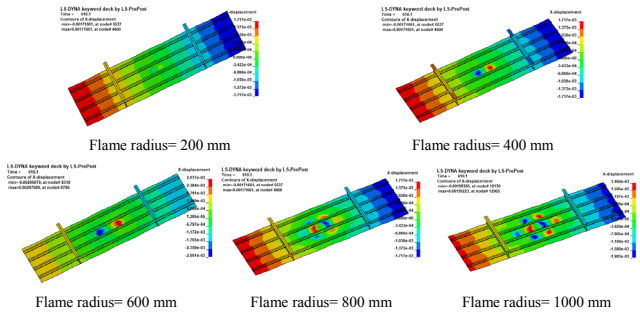


Fig. 8 Deformed shape of steel stiffened panel at 10min.

2.7 Development of residual strength - fire damage index diagram

Fig. 9는 잔류 강도 - 화재 손상 지수 다이아그램을 보여주고 있다. 본 연구에서는 화재 손상 지수를 화염의 반경 (r)과 판의 너비의 비 (b)로 나타내었고 잔류 강도는 상온의 최종 강도 ($\sigma_{xu,20}$)를 기반으로 한 최종 강도 감소 계수로 나타내었다.

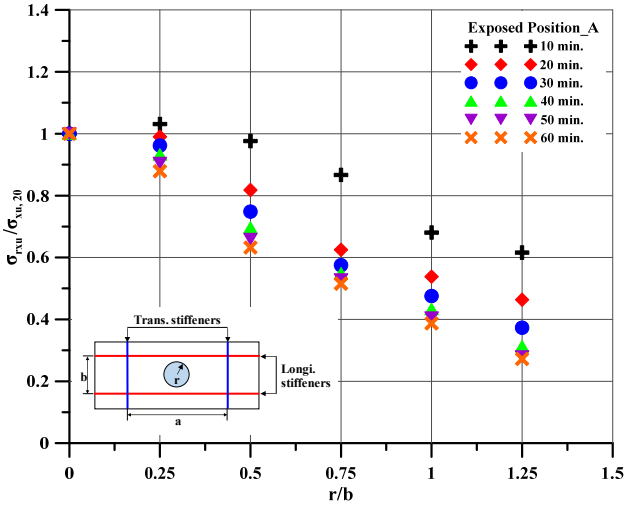


Fig. 9 Variation of the ultimate strength reduction factor of the plate stiffened panel under longitudinal axial compression varying the size of exposed area

본 연구에서는 잔류강도 - 화재 손상 지수의 관계를 경험식으로도 나타내었다. Fig. 9를 보면 화재 노출 시간이 10분을 경계로 경향성이 다른 것을 확인 할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 Fig. 9의 결과를 이용하여 2개의 경험식을 제안한다.

보강재의 판 부분에 열하중이 작용하고 종방향 압축 하중을 받는 보강재의 경우 잔류 강도 (σ_{rxu})는 판의 탄성좌굴강도 (σ_E)를 기반으로 다음과 같은 관계식으로 표현된다 (Paik and Thayaballi, 2003).

$$\frac{\sigma_{rxu}}{\sigma_Y} = \frac{1}{\sqrt{2.878 - 0.306(27.444*\beta') + 0.198(27.444*\beta')^2}} \quad (1)$$

$$\frac{\sigma_{rxu}}{\sigma_Y} = \frac{1}{\sqrt{2.878 - 0.456(43.970*\beta') + 0.568(31.370*\beta')^2}} \quad (2)$$

여기서,

$$\beta' = (\frac{\sigma_E}{\sigma_Y})*(\frac{r}{b}) \quad (3)$$

$$\sigma_E = k\frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)}(\frac{t}{b})^2 \quad (4)$$

여기서 첨자 k과 E 그리고 t는 좌굴계수와 탄성계수 그리고 판의 두께를 각각 나타낸다.

식 (1)은 화재 노출 시간이 10분 이하인 경우를 나타내며 식 (2)는 화재노출 시간이 10분 초과인 경우를 나타낸다. Fig. 10은 경험식과 실제 수치해석 결과를 비교한 것으로 경험식을 이용하여 잔류 강도를 수치해석 결과와 비슷하게 도출 할 수 있는 것을 확인 할 수 있다.

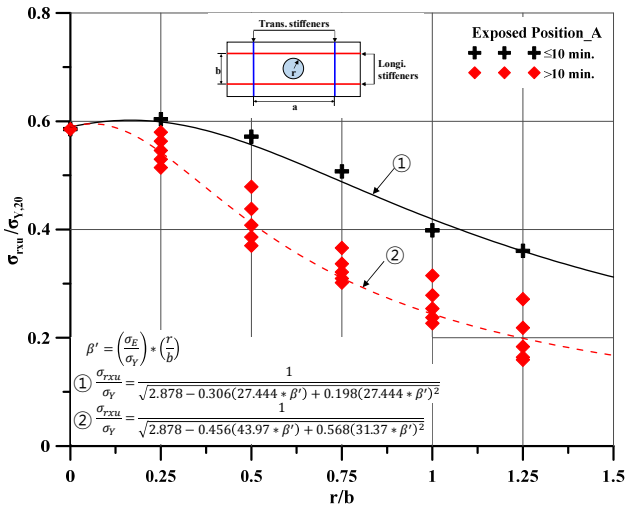


Fig. 10 Accuracy of the empirical formulas for longitudinal axial compressive loading

3. 결 론

본 논문에서는 잔류 강도- 손상 지수 다이아그램을 개발하는 방법에 대해서 설명하였다. 그 적용 예로 제트 화재 발생 시 보강판 구조물의 잔류 강도와 화재 손상지수 다이아그램을 개발하였다. 화재 손상 지수를 계산하기 위해 화재 손상 매개 변수를 선정하였고 총 120개의 화재 손상 시나리오에 대해서 화재 손상 지수와 잔류 최종 강도를 계산하였다.

그리고 수치 해석 결과를 바탕으로 잔류 강도를 계산하는 식을 개발하여 수치 해석 결과와 비교하였다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부와 한국산업기술진흥원의 경제협력권산업육성사업으로 수행된 결과입니다(과제번호:P0002308).

참 고 문 헌

Czujko, J and Paik, J.K. (2012). "Paradigm Change in Safety Design against Hydrocarbon Explosions and Fires", FABIG Newsletter, No 60, pp20-38.

EUROCODE, (2005). Design of Steel Structures- Part 1-2, European Committee for Standardization CEN, Brussels, Belgium.

Franssen, J.M. and Real, P.V. (2010). Fire design of steel structures, ECCS Eurocode Design Manuals, Ernst & Sohn, Berlin, Germany.

LS-DYNA, (2018). User's manual for LS-DYNA, Version 970, Livermore Software Technology Corporation, CA, USA.

Paik, J.K. and Thayaballi, A.K. (2003). Ultimate limit state design of steel-plated structures, John Wiley & Sons, Chichester, UK.

Vinnem, J.E. (2007). Offshore Risk Assessment: Principles, Modelling and Applications of QRA Studies, 2nd ed., Springer, London, UK.

Modification of Hydrodynamic Coefficients Database in SHEAR7 for a Riser with Staggered Buoyancy Modules Subjected to VIV

M.R. Lekkala*, M.F.U. Hafiz*, H.S. Choi** and D.K. Kim*,**
*Ocean Ship Technology Research Group, Department of Civil and Environmental Engineering, Universiti Teknologi PETRONAS, 32610 Seri Iskandar, Perak, Malaysia
**Graduate Institute of Ferrous Technology, Pohang University of Science and Technology, 37673 Pohang, Republic of Korea

KEY WORDS: Vortex-Induced Vibration, Buoyancy, Hydrodynamics, Fatigue damage

ABSTRACT: *The predication of fatigue damage of a riser with buoyancy modules due to Vortex-Induced Vibrations (VIV) remains an active research area in Offshore industry. Both the bare riser and the buoyancy modules may experience VIV subjected to environmental loads. However, the hydrodynamic characteristics of the bare sections and buoyancy modules experiencing VIV still in discussions. In 2011, the SHELL Exploration and Production at MARINTEK Ocean basin performed VIV testing on a 38-m long riser with staggered buoyancy modules with five different configurations. Measured results from this test were summarized in terms of mode number, response frequency, response amplitude and Fatigue damage. This study presents the comparison of measured results with numerical simulations of the test condition for geometry of riser and buoyancy modules, material properties, environmental loads and others. For comparison of results, a SHEAR7 fatigue simulation code is used. This comparison highlights the importance on improving the Hydrodynamic database in SHEAR7 and benchmarking the methods for assessment of VIV to predict the accurate fatigue damage.*

1. Introduction

Offshore marine pipelines and risers exposed to environmental loads is susceptible to Vortex-Induced motions. These motions will lead to fatigue damage which can limit the required serviceability of the offshore structures, and therefore must be considered in the design process. As stated in DNV-OS-F201, fatigue damage is contributed by three different motions: the Vessel Induced Motions (VIM), Wave Induced Motion (WIM) and Vortex Induced Vibrations (VIV) from currents. Wave Induced stress cycles are caused by the direct action of wave loading on riser. As the water depth increases, the effect of wave on deep-water riser decays rapidly (Faltinsen, 1993), the fatigue damage caused by the wave concentrates on the topmost part of the riser and therefore has limited influence on the entire riser. Kuipera et al. (2008) states that the vessel induced motions can result in variation of tension at the top hang off point of the riser and local dynamic buckling of the riser resulting in significant stress accumulation and fatigue damage to the riser. When a riser is exposed to currents, vortices are formed in the wake of the riser. VIV happens to slender marine structures when the vortex shedding frequency approaches one or several natural frequencies of the structures (Vandiver and Li, 2005). The vortex shedding would lead riser to vibrate in-line and perpendicular to the ambient fluid flow which are called as In-Line (IL) and Cross-Flow (CF) respectively. Such periodic stress cycles from VIV would lead to rapid accumulation of fatigue damage of the riser. Vortex-Induced Vibrations of long flexible structures with bluff cross-sections are encountered in a great variety of physical problems, from aeolian vibrations hanging in air to the vibrations of cables and risers placed with in ocean currents.

The purpose of this study is to benchmark the VIV prediction by using FEM model-SHEAR7 (Vandiver and Li, 2005) and optimize the hydrodynamic coefficients. The FEM results are compared with Shell model test results on CF responses and uncertainties and improvements are presented.

2. Methodology

The application of proposed method is illustrated in Fig. 1.

2.1 Riser modelling and environmental conditions

The riser is modeled based on properties as shown in Table 2 in OrcaFlex. The riser is staggered with buoyancy elements with five different configurations as shown in Fig. 4. The riser is horizontally modelled with pinned ends and exposed to currents perpendicular to riser (X-Z plane). The current is uniform and unidirectional along the length of riser.

2.2 Static analysis

SHEAR7 with default set of hydrodynamic coefficients extracted from forced oscillation tests are is used for VIV fatigue analysis. The responses are compared in terms of mode number, response frequency, RMS A/D and fatigue damage with the test results.

2.3 Proposed method

2.3.1 Modifications of excitation coefficient database

The hydrodynamic force coefficient database is parameterized, and the representative parameters are systematically varied in SHEAR7 until the predicted mode frequency, and RMS A/D and fatigue damage agree well with experimental results.

The excitation coefficient database in empirical programs is often represented by a set of empirical parameters. These parameters are systematically scaled with respect to non-dimensional frequency to create a large matrix of different excitation coefficient database in the present study.

The curve in the Fig. 2 is explained as follows:

(1) Point A defines the excitation coefficient value when the amplitude is zero, CL_{a0}

(2) Point B defined the maximum excitation coefficient CL_{max} to the corresponding amplitude ratio a_{CLmax}

(3) Point C defines the amplitude ratio value when excitation coefficient is zero

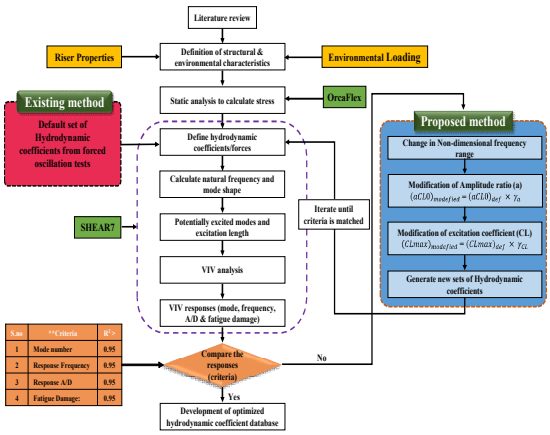


Fig. 1 Flow chart to optimize the hydrodynamic coefficients

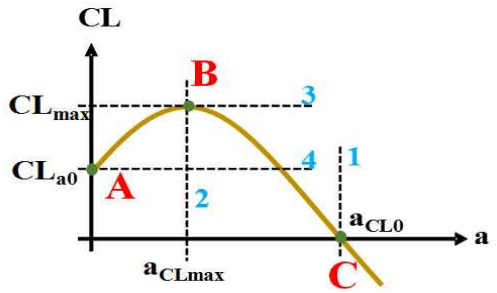


Fig. 2 Three-point Excitation Coefficient curve for CF response

3. Experimental Description

Riser model configurations:

The bare riser model used in this experiment was 38.0 m long and outer diameter (OD_C) of 30.0 mm with buoyancy element of length 40.86cm with 80.0 mm in outer diameter (OD_B). The buoyancy modules were fabricated with polyurethane into half cylinders, which were clamped to 30.0 mm bare riser model and locked with clips to secure in place. For more details of the experiment can refer to (Vandiver and Peoples, 2003).

In staggered buoyancy test, the length of individual buoyancy element was represented with L_B and the length of bare riser between two adjacent buoyant sections is defined as L_C Fig. 3, represents the schematic of a riser with buoyancy elements. These lengths were measured as multiples of length of a buoyancy module i.e. L_C=2 means the gap between two adjacent buoyancy sections is equal is length of two buoyancy segments. To study the effect of buoyancy modules on VIV, the configuration of buoyancy elements was populated with five different configurations as shown in Fig. 4.

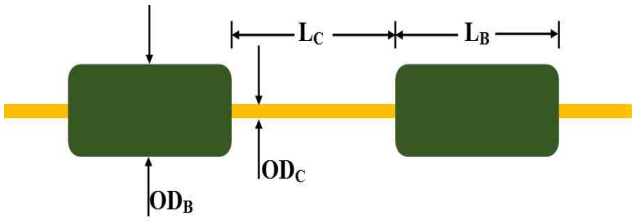


Fig. 3 Riser with gaps and buoyancy segments

To study the effect of buoyancy modules on VIV, the configuration of buoyancy elements were populated with five different configurations as shown in Table1 and their pictorial representation as in Fig. 4.

Table 1 Configurations of buoyancy modules

Configuration condition number	Test configuration
1	L_C/L_B=2/2
2	L_C/L_B=1/1
3	L_C/L_B=3/2
4	L_C/L_B=3/1
5	L_C/L_B=5/2

For example, if we consider for configuration condition number 1: L_C/L_B=2/2 which represents L_C=L_B=2/2. This ratio has the advantage of representing either the length of bare segments and buoyancy modules or ratio of length of bare or gap length to the buoyancy region over the riser.

4. Semi-empirical VIV Prediction

SHEAR7 analysis with default hydrodynamic coefficients:

The source of input data for SHEAR7 is based on Table 2. The SHEAR7 analysis was conducted for 40 cases by varying buoyancy configurations and towing velocities. Each configuration has 8 cases with varying velocity with uniform flow. The minimum and maximum flow of current is 0.5 m/s and 1.2 m/s respectively. For every case in a configuration, the flow velocity is varied at 0.1 m/s. The hydrodynamic excitation coefficients used in this analysis are based on fixed oscillation tests (Gopalkrishnan, 1993). The coefficients are in terms of

three-dimensional lift coefficient curve as shown in Fig. 2, that varies based on non-dimensional frequency and A/D (Vandiver and Li, 2005). The comparison of responses from experiment (test) and SHEAR7 (FEM) is made in terms of response frequency, RMS A/D and fatigue damage.

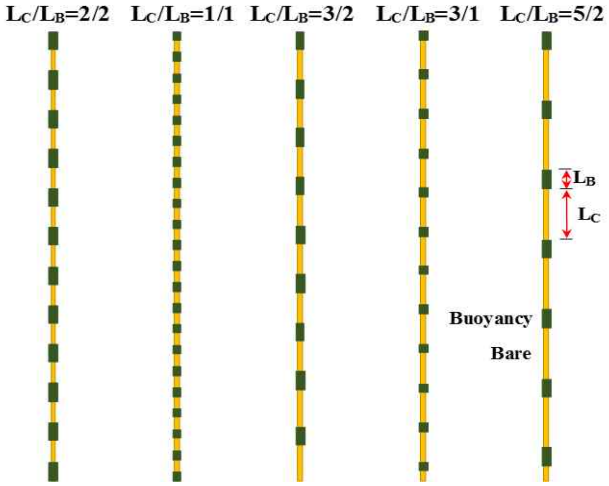


Fig. 4 Staggered buoyancy configurations over the riser

Table 2 shows the properties of a pipe model used in Shell experiment:

Table 2 Pipe model properties

Parameters	Bare pipe	Buoyancy element
Total length between pinned ends (m)	38.0	38.0
Outer diameter (mm)	30.0	80.0
Outer/inner diameter of fibre glass rod/pipe (mm/mm)	27/21	27/21
The length of one buoyancy element (m)	N/A	0.4086
Bending stiffness, EI ($N \cdot m^2$)	572.3	572.3
Young's modulus, E (GPa)	34.6	34.6
Mass in air (kg/m)	1.088	5.708
Weight in water (kg/m)	0.579	0.937
Mass ratio	1.54	1.14

Numerical Analysis:

- OrcaFlex 10.1c & SHEAR7 4.9b is used
- Pure CF VIV analysis
- Current direction: perpendicular to SLWR plane (global XZ)
- SN curve: one slope D curve from DNV-RP-C203 with slope = 3. The curve is defined by log N = log C - mlogS
- Hydrodynamic Excitation Coefficients
- Default data from SHEAR7 based on forced oscillation tests (Gopalkrishnan, 1993)
- Flow speed: 0.5 m/s to 1.2 m/s
- 2/2 configuration is used in present analysis.
- Properties of riser model are as in Table 2.

5. Results and Discussions

This section presents the comparison of results between experiment and analytical outcomes.

5.1 Response frequency

Figure. 5 presents the comparison of test and FEM response frequencies for 2/2 configuration with 0.5 m/s to 1.2 m/s flow speed. The comparison clearly shows the response frequencies are over predicted. It means that higher mode is predicted. The predicted mode from FEM is 7 where as from test is 3 for 1.0 m/s flow speed. This will lead riser to expose higher stresses and fatigue damage even though the response displacement remains same.

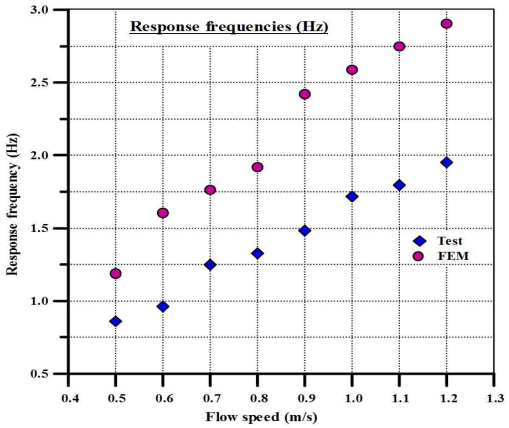


Fig. 5 Measured and Predicted Excitation frequencies associated for 2/2 configuration

5.2 Response amplitude

The test (measured from experiment) and FEM response A/D for 2/2 configuration at 1.0 m/s are presented in Fig. 6. It is observed that A/D is under predicted, even though the mode number and response frequency are over predicted.

5.3 Fatigue damage

The test and FEM fatigue damage for 2/2 configuration is presented in Fig. 7. The predicted fatigue damage follows the same trend as measured from the test. The fatigue damage is over predicted due to the higher response mode is predicted.

6. Discussion

The FEM responses with default set of hydrodynamic coefficients from SHEAR7 are compared with experimental responses are presented. It can be seen that mode number, response frequencies and fatigue damage are over predicted, while the response A/D is under predicted. The coefficient data base modelled in SHEAR7 is based on forced oscillation tests (Gopalkrishnan, 1993) which is not suitable for riser with staggered buoyancy elements.

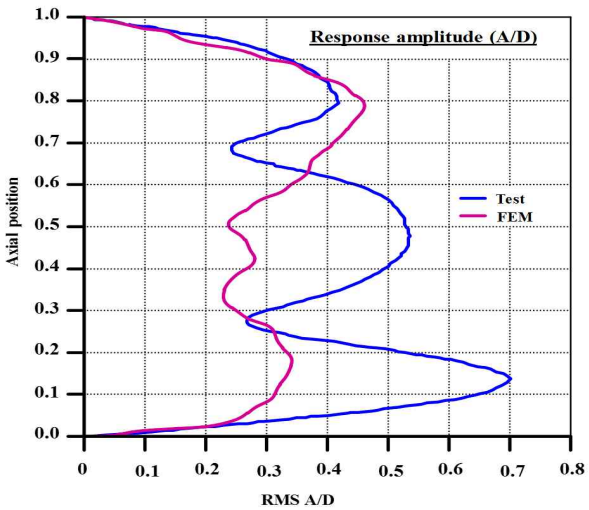


Fig. 6 Measured and Predicted response amplitude associated for 2/2 configuration at 1.0 m/s

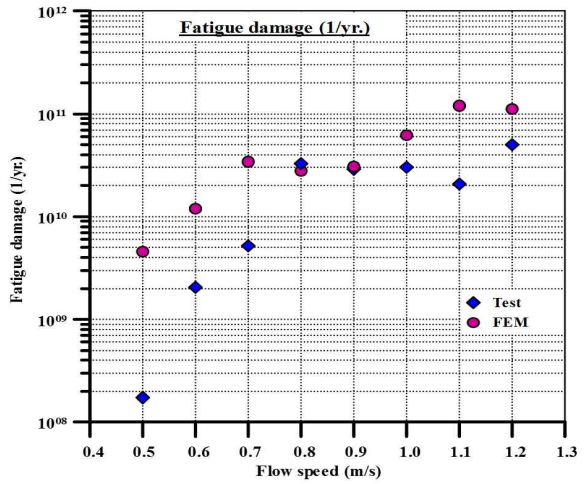


Fig. 7 Comparison of Fatigue damage for 2/2 configuration

- Reynolds number (Re) effect
- IL/CF interaction
- Bare and Buoyancy interaction
- Uniform flow
- Uncertainties
  - Uncertainties in extraction of test results
  - Uncertainties in the force coefficient parameters from experiment

An optimal set of hydrodynamic coefficients will be selected based on one test case i.e. 2/2 configuration with 1.0 m/s flow speed. This optimal set will be applied to remaining test cases for different configurations. It is known that different staggered buoyancy element configurations and buoyancy element dimension will influence VIV responses. Similar study should be carried out to evaluate the uncertainty of the prediction for riser with staggered buoyancy elements.

7. Conclusion and Recommendations

In present study, an empirical VIV prediction tool SHEAR7 is used to simulate and analyse the response of riser with staggered buoyancy elements in terms of mode number, response frequency, response amplitude (A/D) and fatigue damage. The prediction responses are compared with experimental results.

The predicted results with default set of hydrodynamic coefficients are over predicted for response frequency, mode number and fatigue damage. But under predicted for response amplitude (A/D).

Acknowledgement

This study was undertaken at Ocean and Ship Technology (OST) at Universiti Teknologi PETRONAS. This research was supported by the Technology Innovation Program (Grant No.: 10053121 and 10051279) funded by the Ministry of Trade, Industry & Energy (MI, Korea). The authors would also like to thank for the great support of POSTECH, POSCO, Republic of Korea.

References

Faltinsen, O. (1993). Sea loads on ships and offshore structures. Cambridge: Cambridge University Press.

Gopalkrishnan, R. (1993). Vortex-Induced Forces on Oscillating Bluff Cylinders. Whoi USA: Ph.D Thesis, Department of Ocean Engineering, MIT.

Jhingran, V., Zhang, H., Lie, H., Henning, B. and Vandiver, K.J. (2012). Buoyancy Spacing Implications for Fatigue Damage due to Vortex-Induced Vibrations on a Steel Lazy Wave Riser (SLWR). Houston, Texas, USA: Offshore Technology Conference.

Kuipera, G., Brugmans, J. and Metrikine, A. (2008). "Destabilization of deep-water risers by a heaving platform", Journal of Sound and Vibration, Vol 310, No 3, pp 541-557.

Vandiver, J. K., & Peoples, W. W. (2003). The Effect of Staggered Buoyancy Modules on Flow-Induced Vibration of Marine Risers. Houston, Texas, USA: Offshore Technology Conference.

Vandiver, K.J. and Li, L. (2005). Shear7 V4. 4 program theoretical manual. Cambridge: Department of Ocean Engineering, Massachusetts Institute of Technology.

Veritas, D.N. (2010). Offshore Standard DNV-OS-F201－Dynamic Risers. DNV Services, Research and Publications, Hovik, Norway.

Wu, J., Lekkala, M. R. and Ong, M. C. (2016). Prediction of Riser VIV With Staggered Buoyancy Elements. Busan, South Korea: International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering.

2차원 수조시험기반의 파랑충격력에 의한 원형실린더구조물 응답 평가 연구

이강수* · 하윤진* · 남보우* · 김경환* · 홍사영*
*한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소

A Study on the Evaluation of Structural Response for Cylindrical Structure Based on 2D Wave Tank Test Due to Wave Impact

Kangsu Lee*, Yoon-Jin Ha*, Bo Woo Nam*, Kyong-Hwan Kim*, Sa Young Hong*

Offshore Plant and Marine Energy Research Division, KRISO, Daejon, Korea

KEY WORDS: Wave impact 파랑충격, 2D wave tank test 2차원 수조시험, Cylindrical structure 실린더 구조물, Structural Response 구조응답, Structural damage 구조손상

ABSTRACT: *The wave impact load on offshore structures can be divided into the green water impact load and the wave slamming impact load. It is known that these wave impact loads have a strong nonlinear characteristics. The classification rule is not sufficiently specified enough to assess the wave impact load having a large different pressure levels. The present study considers the wave impact load on a circular cylinder by breaking waves. A model test was carried out to measure the wave impact loads due to breaking waves in the 2D wave tank. In order to generate the breaking wave, a focusing wave method was applied. In this study, the structural response of cylindrical structure based on a measured data of two dimensional tank test was carried out many cases a wave horizontal impact test. The structural damage estimation procedures for a offshore tubular member due to the wave impact load the proper impact load are proposed for considering a minimum required thickness of each members. It was found that a required minimum thickness can be changed by impact pressure which is located in the three dimensional space on the surface of a tubular member.*

1. 서 론

해양구조물의 경우 해상에서 운용되기 때문에 바람, 조류, 파도 등에 의한 환경하중을 견디도록 설계되어야 한다. 특히, 해상에서는 파도에 의한 하중이 해양구조물에 가장 큰 하중을 발생시키기 때문에 설계 시 파랑하중의 적절한 반영이 가장 중요하다. 쇄파와 같은 극한파는 국부적 손상을 야기하고 전체 구조물의 붕괴로 이어진다. (홍기용과 신승호, 2007). 일반적으로 해상에서의 파도들은 쇄파형태로 나타나며, 이 중 plunging 타입의 파도들은 보다 강한 충격력을 발생시킬 수 있다. 따라서 plunging 타입의 파도에 의한 충격 하중 예측이 중요하며, 이를 위하여서 파도 생성에 관한 연구가 먼저 수행되어야 한다. 과거에는 Von Karman (1929), Wagner (1932) 그리고 Goda (1966)에 의하여 해석적인 방법으로 유체충격하중을 추정하였지만 최근 컴퓨터의 발달로 CFD와 같은 방법에 의하여 유체충격하중을 직접 모사할 수 있다. 영국의 HSE(Health and Safety Executive)는 설계 기준 및 선급 규정들에는 해양구조물의 파랑 충격하중에 대한 잠재적인 위험성 인식과 특별한 사항이 반영되어 있지 않기 때문에 반영구적으로 계류된 해양 구조물에 적합하지 않다는 결론을 내린 바 있다. (HSE, 2000) 박태현 (2011) 등은 청수충격하중과 슬래밍 충격하중에 대하여 파랑충격하중 산정방법을 새롭게 고안하였다. 파랑충격압력분포에 따라 선급규정에 다양한 경험식들을 제시하고 있는데, 제시된 식에 파랑충격압력을 계산해 보면 결과치의 편차가 매우 큰 것을 알 수 있다. 과거 다수의 연구는 파랑충격력을 정확히 산정하는 방법과 이를 구조물에 적용하여 실제 구조물이 파손이 발생하는 영역을 검증하고자 하였다. 그러나, 대부분 선박의 선수부에 작용하는 슬래밍 하중에 관한 것이며, 구조물의 손상의 형태나 파손의 범위를 평가법에 관한 것은 극히 드문 편이다. 해양구조물에 적용하고 있는 부재의 단면형상은 원형이 일반적으로 해양자켓구조물이나 부유체 해양구조물의 부가물로 사용되고 있다. 현재 원형단면을 갖는 해양구조물에 작용하는 파랑충격력의 산정법과 구조물의 파손기준, 최소요구두께 등에 관해 선급규정이나 국제규격에 제시되어 있지 않다. 본 연구에서는 2D 조파수조를 통해 수행된 모형시험결과를 기반으로 원형실린더에 분포하는 파랑충격압력을 시간에 따라 계측하고 이를 전산유체역학해석 결과와 비교하였다. 또한, 전산유체역학해석을 통해 계산된 파랑충격력 시계열 데이터를 그대로 원형단면을 갖는 실제 해양구조물의 부재에 적용하여 부재의 항복이 발생되는 파랑충격력을 추정하였다. 선수부에 요구되는 외판의 최소두께 경험식을 선급규정에 따라 계산하여 분석하였다. 이는 외판에 보강재가 고려된 최소요구두께 관계식으로 구성되어 있다. 동일한 재료물성치를 갖는 강재에 관해 선수외판에 요구되는 구조물의 최소두께와 원형단면 부재에 요구되는 최소두께를 비교분석하였다. NORSOK standard에 제시되어 있는 구조물의 손상기준을 활용하여 허용두께치를 계산하였으며 수평 및 수직방향에 작용하는 파랑충격력의 평균치를 이용하여 비선형 구조해석을 수행하여 결과를 비교하였다.

2. 2D 조파수조 모형시험

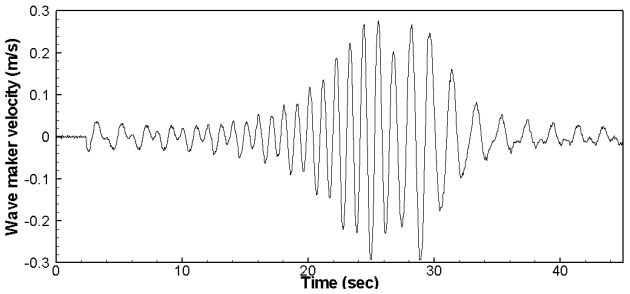
2.1 수치해석 조건

본 연구에서는 최근 수치계산 연구에 많이 이용되어지는 STAR-CCM+ 11.06을 이용하여 수치계산을 수행하였으며, Table 1은 본 연구 수행을 위하여 사용한 수치계산 기법들에 대한 개략적인 설명을 보여준다. 본 연구에서는 플런징(plunging) 타입의 쇄파를 생성해야하므로, x-방향과 z-방향의 가로세로 비를 2로 고정하여 수치계산을 수행하였다. 격자는 약 60만개 정도로 수치계산을 수행하였다.

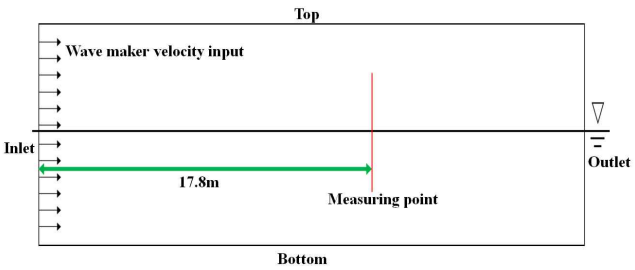
Table 1 Numerical schemes about various numerical codes

Numerical schemes		STAR-CCM+ 11.06
Number of grids		abt. 0.6 millions
Discretization scheme		FVM (Finite Volume Method)
Pressure and velocity field		SIMPLE
Time step		adjustable time step
Sub-iterations		10
Grid type		Trimmer mesh
Numerical schemes	Convection	2nd order Upwind
	Temporal	2nd order Euler implicit
	Turbulence model	-

수치시뮬레이션에서 focusing wave를 이용한 쇄파생성을 위하여 Fig. 1와 같이 모형시험에서 조파기의 움직임을 계측하고, 이를 시간 미분한 뒤 조파기 속도를 유입경계조건에 대입하였다.



(a) Velocity of wave maker



(b) Wave generation method

Fig. 1 Velocity of wave maker and wave generation method

2.1 모형시험 조건

본 연구에서 모형시험은 KRISO 2차원 조파수조에서 수행되었으며, 모델은 실린더 구조물이다. 실린더 구조물은 쇄파생성 위치에 설치되었으며, 그 위치는 조파기로부터 17.8m에 위치한다.

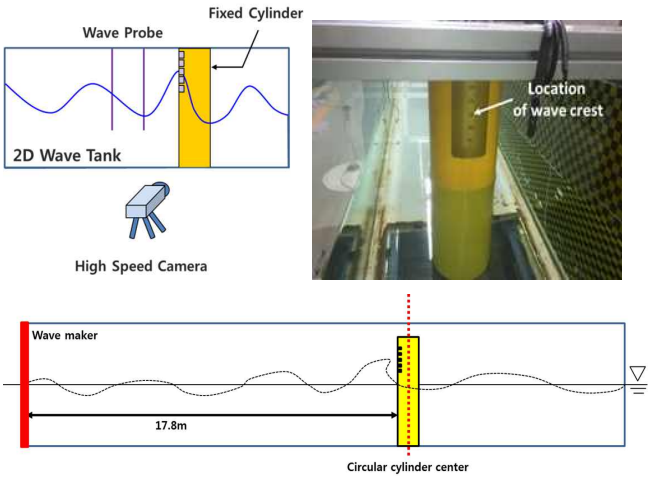
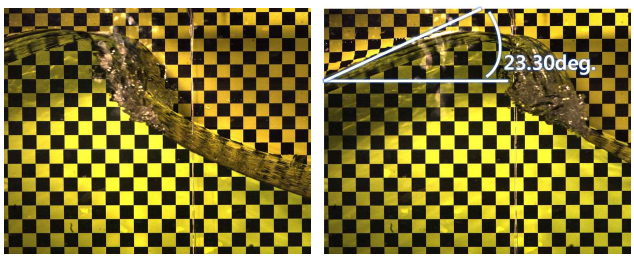


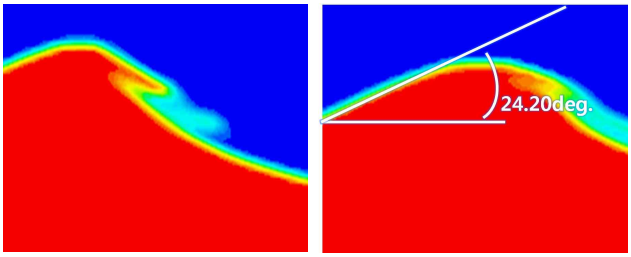
Fig. 2 Experimental set up

모형시험에서는 Piezoelectric type의 압력센서가 사용되어졌으며, 압력센서의 고유진동수는 70kHz이고 직경은 약 1cm 정도이다. 또한 본 모형시험에서 모형주위의 유동을 관찰하기 위하여 고속카메라를 이용하였으며, 5000 frame/sec로 촬영하였다. 압력센서의 기준 위치는 최대파고 높이로 결정하였으며, 이는 수조 바닥면에서 16cm에 위치하며, 위아래로 3cm 간격에 따라 총 5가지의 압력센서를 이용하여 쇄파충격압력을 계측하였다. 모형의 외경은 25cm, 높이는 81.5cm, 수심은 50cm이다.

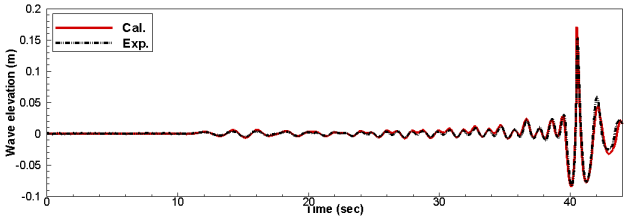
2.2 모형시험 및 수치계산결과 비교

본 연구에서는 모형시험과 수치계산으로부터의 파도생성결과를 검토하여 보았다. Fig. 3은 모형시험 및 수치계산에서의 파도형상과 파고시계열을 비교한 그림이다. 파도의 형상을 보면, 모형시험에서 관찰된 파도의 curling 현상이 수치계산에서도 적절히 구현되는 것을 확인할 수 있으며, 파도의 각도를 보면 매우 근접하게 수치계산에서 모사된 것을 확인할 수 있다. 또한 파고시계열을 보면, 정성적으로 시간에 따른 파고높이가 모형시험과 수치계산결과들이 좋은 일치를 보이며, 최대파고는 3.4%정도의 차이로 매우 유사함을 확인할 수 있다.





(a) Wave shapes



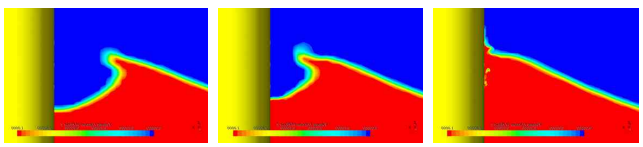
(b) Wave elevations

Fig. 3 Comparisons of wave shapes and wave elevations

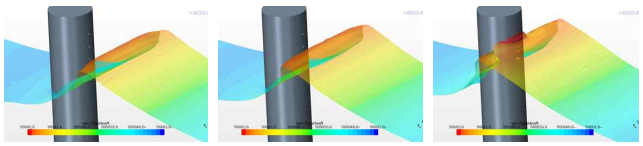
Fig. 4는 모형시험과 수치계산에서의 모형 주위의 유동을 보여준다. Fig. 4 (a)를 보면, 모형시험에서는 쇄파가 발생되어 Curling 형상을 가진 파도가 모형으로 진행하고, 모형에는 강한 충격이 발생되는 것을 확인할 수 있다. Fig. 4 (b)는 y=0에서의 평면으로 자른 2차원평면에서의 유동현상을 보여준다. Fig. 4 (b)를 보면, 모형시험과 같이 수치계산에서도 마찬가지로 Curling 형상을 가진 파도가 모형으로 진행하고 이후에 강력하게 충격이 발생되는 것을 확인할 수 있으며, 충격이 발생된 후 Curling 형상의 파도로 인하여 모형과 파도 사이에 공기가 갇히는 현상을 확인할 수 있다. Fig. 4 (c)는 3차원 도메인 상에서의 전체적인 유동흐름을 보여준다. 앞서 언급한 것과 마찬가지로 수치계산에서 파도의 Curling 형상이 잘 구현이 되었으며, 이후에 강력하게 충격이 발생됨을 확인할 수 있다.



(a) Experiments



(b) Numerical simulations (y=0 location)



(c) Numerical simulations (Perspective view)

Fig. 4 Snapshots of wave flows near the model between the model tests and numerical simulations

본 모형시험에서는 5군데에서 파랑충격이 발생되었으며, 그 중 파정이 위치한 센서위치 즉, 기준이 되는 16cm에 있는 센서에서 가장 크게 파랑충격압력이 발생되었으며, 이는 Ha et al. (2018)에서 확인할 수 있다. Fig. 5는 가장 파랑충격압력이 크게 발생되는 위치에서의 파랑충격압력 시계열이다. 모형시험결과는 검정색 실선으로 표현하였으며, 수치계산결과는 붉은색 실선으로 표현하였다. 모형시험은 20번 반복시험이 수행되었으며, Fig. 5를 보면, 파도의 강한 비선형성으로 인하여 충격압력이 발생되는 시간과 크기가 다름을 확인할 수 있다. 또한 수치계산결과를 보았을 때, 전체적으로 모형시험결과들 사이에 위치함으로써 정성적 및 정량적으로 매우 근접함을 보인다.

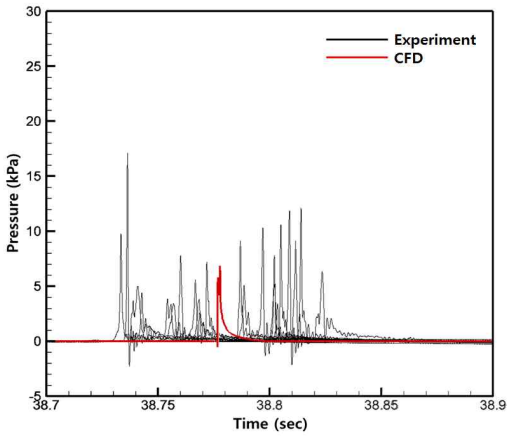


Fig. 5 Time histories of wave impact pressures between the model tests and numerical simulations

Fig. 6은 파랑충격압력이 발생된 순간에서의 실린더 표면 압력분포를 보여주고 있다. 실제로 바닥면으로부터 16cm 정도 높이 위치근처에서 파랑충격압력이 매우 크게 발생되는 것을 확인할 수 있다. 그리고 실린더 하부에는 지속적으로 정수압이 작용하는 것을 확인할 수 있다. 본 연구에서는 Fig. 6에서의 격자점들로부터 압력을 추출하고 그 압력들을 이용하여 구조하중으로 변환하여 구조해석에 적용하였다.

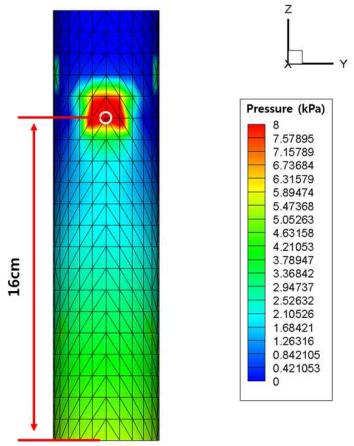


Fig. 6 Impact pressure contour at the impact moment

Fig. 7은 실린더 모형에 관한 유한요소모델을 보여주고 있으며, 보라색부분은 알루미늄, 하늘색부분은 플라스틱 재료로써 이종재료로 구성되어 있다. 계측된 시간에 따른 파랑충격압력을 구조하중으로 변환하여 재하하였다. Fig. 8은 실린더 모델에 분포하는 최대변형 및 응력분포결과를 보여주고 있다. 이종재료의 경계면에 구조적 불연속성으로 인한 응력집중현상을 관찰할 수 있었다. 2D 조파수조 모형시험은 주로 파랑충격압력 분포특성을 파악하는데 있어 아래의 구조적 파손관점에서가 아닌 동특성 파악에 목적을 두고 수행하였다. 구조해석은 상용유한요소해석 프로그램인 ANSYS v19.1을 사용하여 계산을 수행하였다.

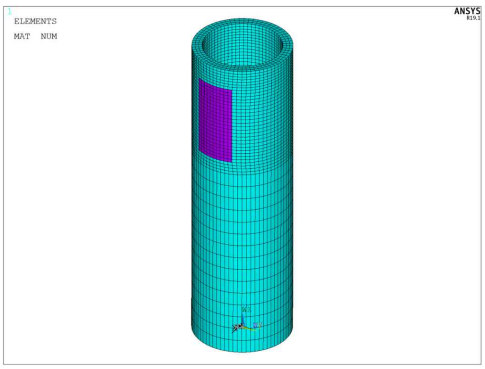


Fig. 7 Finite element model of cylindrical model

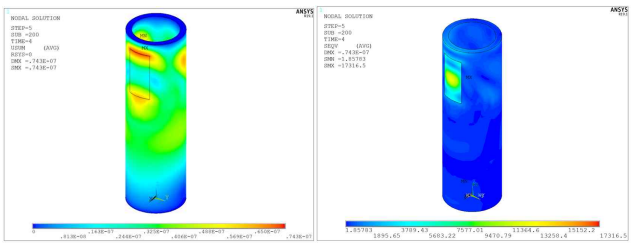


Fig. 8 Displacement and stress distribution of cylindrical model

파랑충격력이 작용하는 +x 방향의 변위를 관찰하였으며 실린더형 구조물의 특성인 유사한 대칭모드 및 고유치로 진동하는 맥놀이현상과 같은 주기적인 진동모드 관찰되었다. FFT를 통한 주파수특성 분석결과 구조감쇠(베타 = 0.003 고려)만 적용되어 자연감쇠되는 현상을 관찰할 수 있는데 고주파수의 영향이 적으므로 유체감쇠는 고려하지 않아도 될 것으로 판단된다.

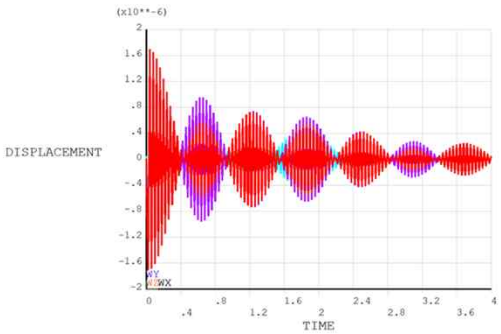


Fig. 9 Structural response of cylindrical model

4. 원형부재를 갖는 해양구조물의 파손해석

4.1 부재특성 및 최소요구두께

파랑충격압력에 따라 필요한 선수부 외판 두께 국제선급코드를 분석하였다. 파랑충격력의 크기에 따라 작용하는 판재에 요구되는 최소두께는 선급별로 큰 차이를 보이고 있는데, 제시된 식을 살펴보면 보강재 사이 판의 종횡비와 선수부 압력의 함수로 되어 있다. 이는 각 선급 별로 유사한 계산식을 제시하고 있으나 계수값은 다소 차이가 있었다. 각 선급에서 제시하고 있는 최소두께에 관한 식은 식(1)~(5)까지 이며 각각 LR, DNVGL, BV, KR, ABS이다.

$$t \geq 3.2 S_c \sqrt{k h_s}\, C_R \times 10^{-2} \tag{1}$$

$$t \geq 0.0158 K_a b \sqrt{\frac{P_{pl}}{C_d R_{eH}}} \tag{2}$$

$$t \geq 0.0158 \alpha_p b \sqrt{\frac{P_{Fl}}{C_a R_{eH}}} \tag{3}$$

$$t \geq s \sqrt{\frac{\psi P \bullet 10^3}{\sigma_y}} \tag{4}$$

$$t \geq 0.73 s \sqrt{\frac{k P_s}{f}} \tag{5}$$

Fig. 10은 각 선급별로 제시된 식에 따라 파랑충격압력의 크기에 따라 요구되는 최소두께를 비교한 그래프이다. 동일한 하중에서는 LR가 가장 보수적인 설계를 요구하고 있고, DNV는 타 선급에 비해 작은 외판 두께를 요구하고 있음을 알 수 있다.

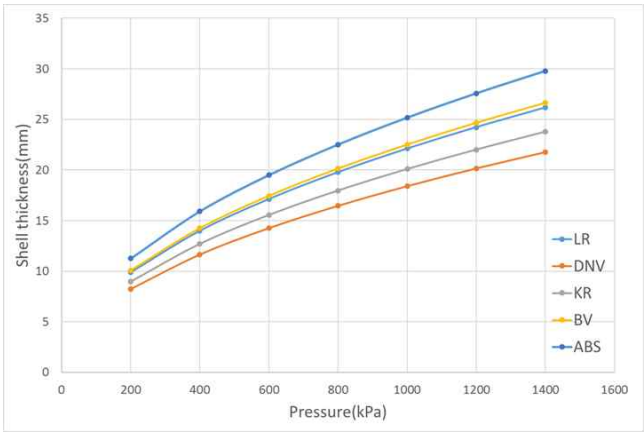


Fig. 10 Relation between minimum required shell thickness and wave impact pressure by classification

선급규정에서는 등가정하중으로의 치환, 하중적용 범위에 관한 명확한 근거가 제시되어 있지 않다. 각 선급에서 제시하는 파랑하중을 등가의 정하중으로 치환하여 적용할 경우 매우 보수적인 설계가 될 수 있어 파랑충격력이 작용할 경우의 하중형태와 속도, 적용영역 등에 따라 실제의 현상이 모사될 수 있도록 직접계산법을 이용하여 적용하고자 하였다. 원형단면을 갖는 해양구조물에 적용되는 부재의 경우 파랑충격압력에 따라 최소요구두께에 관하여 제시

되어 있지 않다. NORSOK standard의 N-004는 강구조물에 선박의 충돌 시 변형률에너지와 관련된 세 개의 설계범주로 구분하여 파손기준을 규정하고 있다. 원형단면을 갖는 구조물의 영구변형 손상깊이를 규정하고 이에 관한 저항력을 산정할 수 있도록 관계식을 제안하고 있다. Fig.11은 NORSOK에서 제안하고 있는 선박의 충돌로 인해 발생되는 원형부재의 손상과의 관계를 항복선 모델(yield-line model)로 나타내고 있다. 이는 선박충돌 시 원형부재의 평평한면(flattened part)이 발생하고, 변형 시 기울기가 발생하는 부분을 항복선으로 가정하여 원형부재의 외경과 두께에 따른 함수로 표현되며 평평한면의 장변(longitudinal length)가 길어질수록 큰 저항력을 확보할 수 있다.

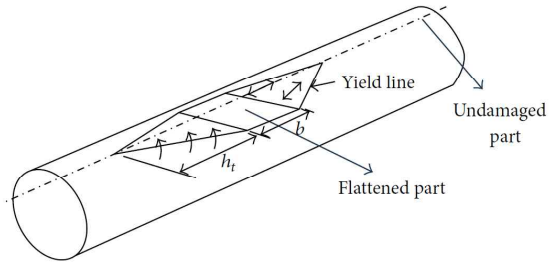


Fig. 11 Yield-line model of dented tube

저항력은 식(6)에 따라 계산될 수 있으며, 여기서 선박의 거동은 무시하고 원형부재는 일정한 두께를 가지며 충돌영역 외에 부재가 연결되어 있는 부위의 변형은 고려하지 않는 것으로 가정한다.

$$\frac{R}{R_c} = kc_1\left(\frac{w_d}{D}\right)^{c_2} \tag{6}$$

$$R_c = f_y\frac{t^2}{4}\sqrt{\frac{D}{t}} \tag{7}$$

$$c_1 = 22 + 1.2\times\frac{b}{D} \tag{8}$$

$$c_2 = \frac{1.925}{3.5 + b/D} \tag{9}$$

여기서, R은 저항력이며, D는 부재의 외경, t는 부재의 두께, b는 평평한 영역의 부재축방향의 길이, w_d는 손상깊이, f_y는 부재의 항복응력이다. k값은 설계하중과 설계저항력과의 비를 나타내는데 개념적으로 안전계수의 형식으로 간주될 수 있다. 항복기준을 사용하므로 안전계수가 0 이거나 매우 작은 값을 사용하게 되어 1.2이하를 갖는 것으로 가정할 수 있다. 이 때 NORSOK에 따라 k값은 1.0을 사용하게 된다.

4.2 해양 원형부재의 비선형 구조해석

전산유체역학해석을 통해 계산된 각 위치별 압력크기 및 시간별 이력에 관한 파랑충격력을 일반적으로 해양구조물에 사용되고 있는 원형단면을 갖는 실제 부재에 적용하여 부재에 작용되는 압력분포와 구조적 변형 및 손상의 형태를 분석하였다. 또한, 파랑충격력의 3차원 공간상에 분포하는 경향에 따라서 원형단면을 갖는 부재에 요구되는 최소두께를 추정하였다. 물성치는 2개의 기울기를 갖는 bilinear material model를 채용하여 구조해석을 수행하였고 Table 2는 원형부재의 주요제원과 물성치를 보여주고 있다. 파랑의 유속은 2.43m/s로써 일정하게 고려하여 속도의존 물성치를 적용하지 않았다.

Table 2 Specification of offshore tubular member

Items	Value
Diameter [m]	1.7
Length [m]	21
Thickness [m]	0.02
Elastic Modulus [GPa]	210
Poisson's ratio	0.3
Density [kg/m^3]	7,850
Yield Strength [GPa]	315
Tangent modulus [GPa]	1.45

Fig. 12는 경계조건을 보여주고 있으며 원형부재의 양끝단을 고정경계조건을 적용하였고 원형부재에 작용하는 파랑충격력은 전산유체역학해석결과를 시간에 따라 적용하였다. 수면 아래에 정수압이 작용하는 부분도 시간에 따라 변동하도록 동하중을 재하하였다.

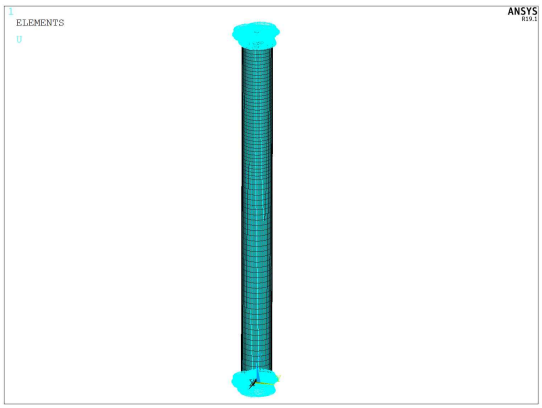
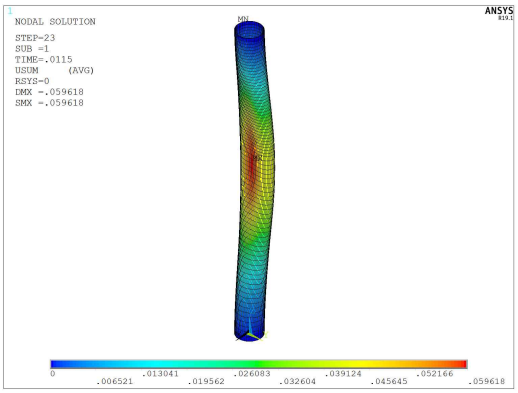


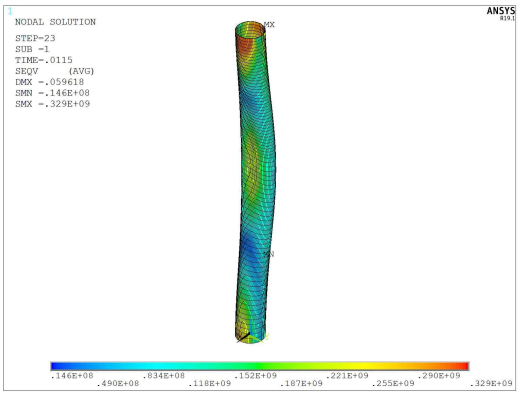
Fig. 12 Boundary condition of offshore tubular member

시간에 따라 변동하는 파랑충격력의 프로파일을 그대로 적용한 경우와 수직방향에 분포하는 값의 평균치, 수평방향에 분포하는 값의 평균치를 취하여 시간에 따라 변동하도록 적용하여 원형부재의 변형형상과 응력분포, 영구변형량, 반력 등을 비교분석하였다. Fig. 13는 전산유체해석결과를 통해 얻은 파랑충격하중을 적용한 경우(CASE 1)이며, Fig. 14는 수직 및 수평방향의 평균파랑충격하중을 적용하였을 경우(CASE 2)에 관한 원형부재의 변위분포와 등가응력분포를 보여주고 있다. 변형형상과 응력분포를 비교해보면 CASE 1의 경우 최대변위 596 mm, CASE 2의 경우 794 mm가 발생하였다. 최대값이 발생하는 지점은 유사하나 CASE 1의 경우 변위와 응력이 하중작용점의 중심에 집중하는 것으로 관찰되었고, 이와 비교

하여 CASE 2의 경우 변위의 경우 전체에 고르게 분포하였고, 응력의 경우 구조물의 원형단면이 보다 더 타원형으로 찌그러지는 현상과 그 주위에 응력이 집중하는 것으로 관찰되었다. 이러한 변형형상은 CASE 1의 경우 실린더의 중심에 가해지는 파랑충격력이 주위에 작용하는 하중보다 상대적으로 크기 때문으로 분석되며, CASE 2의 경우 평균값을 적용하면서 중심에 가해지는 하중에 동일한 하중이 적용되나 상대적으로 큰 하중이 실린더 외곽에 작용하면서 응력집중이 커진 것으로 판단된다.

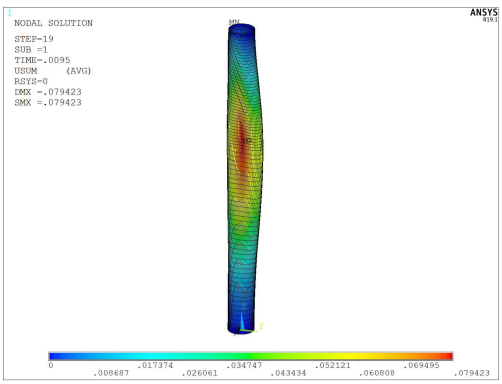


(a) Displacement distribution

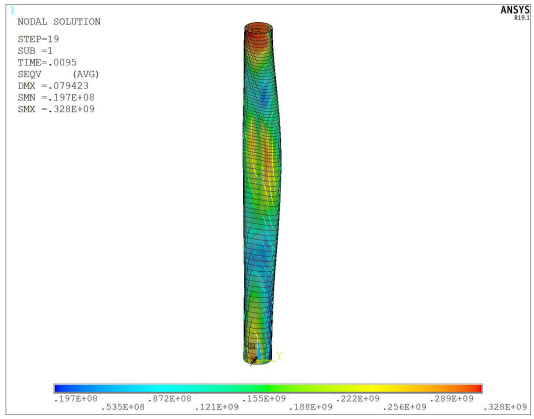


(b) Stress distribution

Fig. 13 Displacement and stress distribution of offshore tubular member using a 2D wave tank measured test data



(a) Displacement distribution



(b) Stress distribution

Fig. 14 Displacement and stress distribution of offshore tubular member using a mean value data

4.3 원형부재의 최소요구두께 분석

원형부재의 두께는 선수파랑충격에 관한 최소요구두께 20mm를 기준으로 저항할 수 있는 파랑충격력을 선급기준에서 산출하여 그 결과를 비교하였다. 비선형 구조해석결과를 통하여 원형부재의 변형형상과 영구변형이 발생하는 크기를 예측하였다. 평평한면의 길이(b)의 평가에 따라 저항력이 달라질 수 있는데 NORSOK standard에는 그 기준이 특별히 제시되어 있지 않다.

본 논문에서는 이 길이는 영구변형이 발생한 면의 기울기가 발생한 점과 항복선이 모이는 꼭지점과의 경사각 발생하는 지점까지의 거리를 기준으로 산정하였다. 선급규정에서는 파랑충격력에 관하여 구조물 외판의 두께는 1mm 이내의 영구변형량만 허용하기 때문에 1mm의 영구변형량 발생 시 최소요구두께 20mm를 기준으로 저항할 수 있는 단위면적당 파랑충격력은 5ton/m^{2}으로 추정할 수 있다. 영구변형이 발생하는 시간대를 기준으로 결과를 비교하였고, 반력을 측정한 결과 주방향인 +x방향의 합력은 약 770ton으로 계산되었다.

Fig. 15와 Fig. 16은 CASE 1과 CASE 2 각각의 영구변형이 발생한 영역을 확대하여 보여주고 있으며 평평한면의 길이는 각각 3m, 3.23m로 산정하였다. 선급규정에 따르면 단위면적당 60에서 100톤을 저항할 수 있어야 하는데, 이는 선수외판의 보강재 적용을 이미 전제하고 있어 이에 관한 차이로 판단된다. 따라서, 원형부재의 경우 보강재 적용이 되어 있지 않은 상태에서 동일한 파랑충격력이 적용되었다고 가정할 경우 파랑충격력에 관한 저항력은 보강된 외판의 약 1/12에서 1/50 수준으로 평가될 수 있다. 즉, 원형부재의 경우 동일한 두께에서 선수외판의 기준에 따라 부재설계하는 것이 적절하지 못한 것으로 판단된다. CASE 1의 경우 발생한 영구변형량은 190mm이며, CASE 2의 경우 230mm로 측정되었다. 이는 두께 20mm를 기준으로 각각 36.1ton/m^2, 45.0ton/m^{2}의 파랑충격압력에 견딜 수 있는 것으로 분석되었다. 동일한 두께조건에서 선수외판재에 비해 파랑충격력에 저항할 수 있는 능력이 약 1/2에서 1/3정도로 저항력이 약한 것으로 분석되었다.

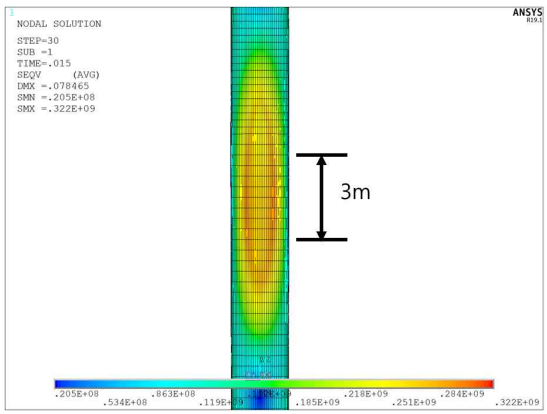


Fig. 15 Evaluation result of length of flattened part(CASE 1)

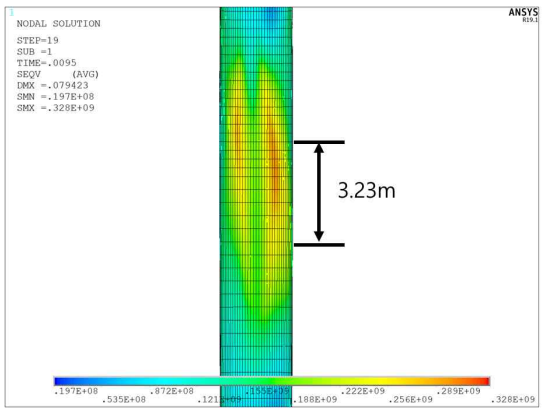


Fig. 16 Evaluation result of length of flattened part(CASE 2)

5. 결 론

본 논문에서는 2차원 조파수조 모형시험을 수행하였고, 이를 통해 얻어진 파랑충격압력 프로파일을 구조모델에 적용하여 비선형 구조해석을 수행하였고 보강된 선수외판의 최소요구두께를 기준으로 원형부재에서 필요한 파랑충격에 관한 저항력을 평가하였다. 이를 통해 얻어진 결론을 정리하면 다음과 같다.

(1) 2차원 조파수조 모형시험을 통해 얻어진 파랑충격력 데이터와 전산유체해석결과와 비교하여 잘 일치하는 것을 확인하였으며 이를 통해 직접적으로 파랑충격력을 예측할 수 있다.

(2) 선급기준을 분석한 결과 파랑충격압력에 따라 요구되는 선수외판의 두께는 선형적으로 간주될 수 있으며 각 선급간 파랑충격력에 관해 약 2배 차이까지 발생하는 것으로 평가될 수 있다.

(3) 원형부재의 경우 보강된 선수외판의 최소요구두께 20 mm를 기준으로 비하여 파랑충격력에 관한 저항력이 훨씬 작았다.

(4) 전산유체역학해석을 통해 적용된 파랑충격력 CASE 1보다 평균치를 적용한 CASE2가 보다 영구변형량, 변위, 응력 등의 해석결과 큰 것으로 관찰되었다. 이는 평균치를 적용한 CASE 2가 보다 보수적으로 평가될 수 있다.

후 기

본 연구는 선박해양플랜트연구소의 주요사업인 “해양플랜트 구조안전성평가 체계구축을 위한 구조설계엔지니어링 기반기술 연구(PES9470)”에 의해 수행되었습니다.

참 고 문 헌

김을년 (2015). “북해설치 FPSO 플레어 슬래밍 하중에 대응한 선수설계”, 대한조선학회논문집, 제52권, 제5호, pp 418-424.

박태현, 문중수, 이인혜, 심우승, 신현수 (2011). “해양구조물에 대한 파랑 충격하중 평가법”, 한국해양과학기술협의회 공동학술대회, pp 1501-1506.

홍기용, 신승호 (2007). “경사진 실린더에 작용하는 플런징 쇄파 충격력의 불안정성 고찰“, 한국해양환경공학회지, 제10권, 제4호, pp 187-192.

BV (2017). “Structural Rules for Container Ship”

DNV-GL (2017). “DNVGL-RU-SHIP Pt.3 Ch.10 special requirements”

Liang Li, Zhiqiang Hu, Zhe Jiang (2013). “Plastic and Elastic Responses of a Jacket Platform Subjected to Ship Impactss”, J. of Mathematical Problems in Engineering, Vol 2013, Article ID 790586, pp 1-15.

Jin Sol Cheon, Beom Seon Jang, Ki Ho Yim, HoSeong Daniel Lee, Bon-Yong Koo (2014). “Study on Slamming Pressure on the Bottom of Upper Hull of Semi-Submersible Type Floater”, 33rd Proc. of ASME, pp 1-9.

KR (2016). “선급 및 강선규칙”

LR (2016). “Rules and Regulations for the Classification of ship”

Yoon-Jin Ha, Kyong-Hwan Kim, Bo Woo Nam, Kangsu Lee (2018). “Experimental Study on Wave Impact Loads on a Vertical Cylinder in Breaking Waves”,8th International Conference on HYDROELASTICITY IN MARINE TECHNOLOGY, pp 1-10.

부유식 해양 플랫폼 크기에 따른 면외굽힘 모멘트에 대한 연구

이재빈* · 정준모*
*인하대학교 조선해양공학과

A Study on the Out-of-Plane Bending Moment Generated in Mooring Line According to the Size of Floating Offshore Platform

Jae-bin Lee* and Joonmo Choung*

*Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Inha University, Incheon, Korea

KEY WORDS: Out-of-plane bending moment 면외 굽힘 모멘트, Tension load 인장력, Interlink angle 인터링크 각, Tension angle 인장각, 3-link analysis 3-링크 해석, Multi-link analysis 다중-링크 해석

ABSTRACT: *Fatigue failure of the mooring chain occurs due to the out-of-plane bending moment generated by the external load due to the marine environment such as the current, the wind direction, and the waves. Out-of-Plane Bending (OPB) moments are the primary cause of fatigue failure in offshore structure moorings. To estimate the design life of the mooring chain, Many researchers have conducted to calculate the out-of-plane bending moment, which is the primary cause of failure. Prescribed Rotation Based Approach (PRA) and Direct Tension based Approach (DTA) are two methods for estimating out-of-plane bending moments, assuming that many mooring links are three links in the finite element analysis. The DTA is an approach that can overcome the drawbacks of PRA and more accurately simulates the phenomenon acting on actual mooring chain links. In this paper, it is confirmed that the lateral bending moment generated in the mooring chain of the floating ocean platform is predicted through the multilink analysis of the finite element method and confirmed the reliability of DTA, and there is a problem in the physical assumption of PRA. The out-of-plane bending moment varies depending on the distance from the center of mass (COM, Center of Mass) of the offshore structure to the connection of the mooring line. The out-of-plane bending moments in the mooring chain were predicted by the finite element analysis according to the size of the offshore structures (distance between the center of gravity and the connection of the mooring line). In other words, the influence of the tensile force acting on the mooring line according to the size of the offshore structure was evaluated through many mooring chain link models and the out-of-plane bending moment according to the tensile force angle was predicted.*

1. 서 론

조류, 풍향 및 파도 등 해양환경에 의한 외부 하중에 의해서 계류선에 면외굽힘 모멘트가 발생하며, 해양구조물 계류선에 대한 피로 파손에 있어서 면외굽힘(Out-of-Plane Bending, OPB) 모멘트가 주요한 원인으로 작용한다. 계류 체인의 설계 수명을 평가하기 위하여 주요 파손 원인인 면외굽힘 모멘트를 추정하는 연구들이 수행되어 왔다. 유한 요소 해석법을 이용한 연구들은 실제 다수의 계류 체인 링크를 3개의 링크로 가정하여 면외굽힘 모멘트를 추정하였으며, 다수의 링크를 3개의 링크로 가정하는 데 있어서 기회전기반 접근법(Prescribed Rotation Approach, PRA)와 직접인장기반 접근법(Direct Tension Approach, DTA)으로 구분될 수 있다. DTA는 PRA의 단점을 극복할 수 있는 접근법으로 실제 계류 체인 링크에 작용하는 현상을 더 정확히 모사한다고 할 수 있다. 본 논문에서는 부유식 해양 플랫폼의 계류 체인에 발생하는 면외굽힘 모멘트를 유한 요소법을 다중 링크 해석을 통해 예측하고 DTA에 대한 신뢰성을 확인하고, PRA의 물리적인 가정에 문제점이 있음을 확인하였다.

해양구조물의 무게 중심점(COM, Center Of Mass)에서 계류선의 연결부까지의 거리에 따라 면외굽힘 모멘트가 다르게 발생하며, 이는 피로 파손을 고려한 계류선 설계 시 필요하다. 해양구조물의 크기(무게 중심점과 계류선의 연결부까지의 거리)에 따라 계류 체인에 발생하는 면외굽힘 모멘트를 유한요소해석으로 예측하였다. 즉, 다수의 계류 체인 링크 모델을 통하여 해양구조물의 크기에 따른 계류선에 작용하는 인장력 각도의 영향을 확인하였고, 인장력 각도에 따른 면외굽힘 모멘트를 검토하였다.

2. OPB 모멘트 및 예측 방법론

계류 체인 링크에 발생하는 OPB 현상을 설명하기 위하여 Fig. 1에 3개의 체인 링크를 도식화하였다. Fig 1 왼쪽의 링크 #1은 선체에 가장 가까운 링크이다. 우선, 이 링크는 페어리드(fairlead) 또는 체인 호스 (chain hawse)에 의하여 완전히 구속되었다고 가정하면, 링크 #3의 축 중심에 인장각 α_{T_o} 방향으로 인장력 T에 의해 링크 #2에 OPB 모멘트가 발생한다. 이 방법은 DTA로 실제 인장각에 해당하는 인장력을 고려한 방법이다.

PRA는 Fig. 1에 보인 바와 같이 링크 #3과 평행한 인장력 T'을 부여한 후 강제 회전에 의한 반력 모멘트 M_{rc}를 유발시키는 방법이다. 여기서 T'은 링크 #3와 항상 평행한가상의 인장력이며, α'_{T_o}는 인장력 T'의 인장각을 의미한다.

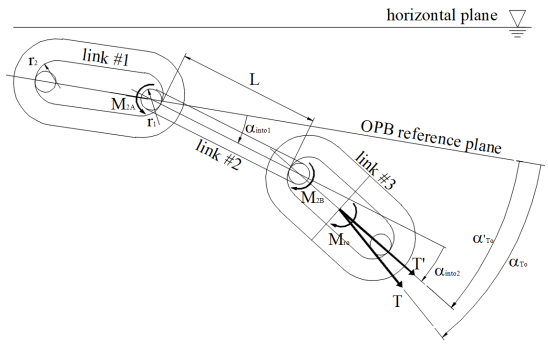


Fig. 1 Schematic of three links for OPB moment mechanism (Choung and Lee, 2018)

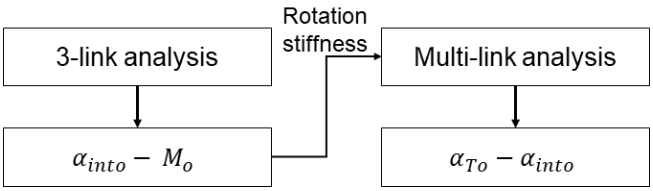


Fig. 2 Schematic of three links for OPB moment mechanism

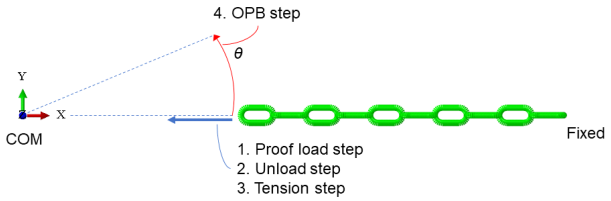


Fig. 3 Boundary and loading conditions of multi-link analisys

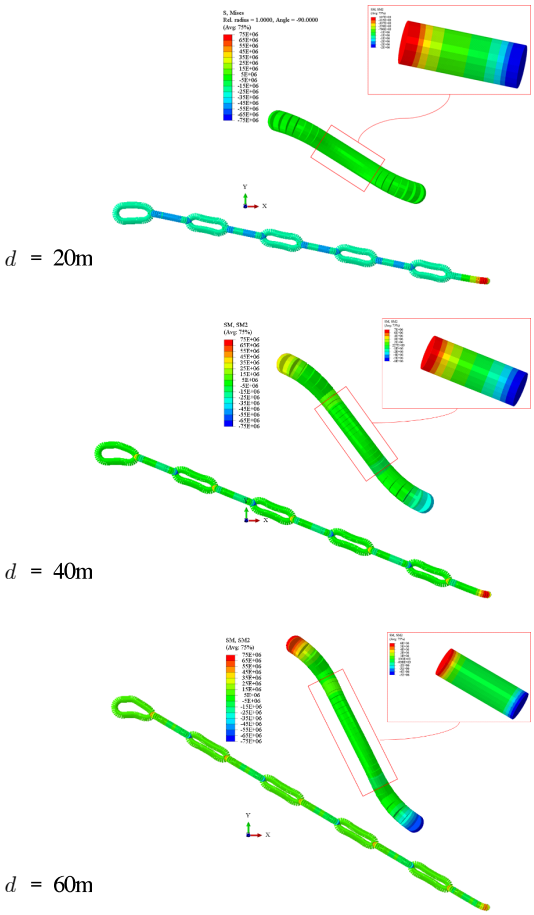


Fig. 4 Distribution of OPB moment at 2nd link

3. 유한요소해석

본 연구에서는 부유식 해양 플랫폼의 크기가 계류선의 OPB 모멘트에 작용하는 영향을 평가하기 위하여 Fig. 2과 같은 순서로 해석을 수행하였다. 3링크 해석을 통해서 링크사이의 각도 α_{into}에 대한 OPB 모멘트 M_o를 도출하고, 이것은 다중 링크 해석의 회전 강성으로 적용되어 실제 인장각 α_{To}를 고려한 α_{into}를 도출할 수 있다. 3링크 및 다중링크 해석 대상은 D100R3 계류 체인으로 선정하였으며, 검사하중은 최소파단하중(Minimum breaking load, MBL)의 70%로 고려하고, 인장력 T는 0.1MBL, 인장각 α_{To}는 2.5°로 해석을 수행하였다. 3링크 해석 경계 조건은 Fig. 1을 고려하였으며, 다중 링크 해석은 10개의 링크로 가정하여 경계 조건을 Fig. 3에 나타내었다. 다중 링크 해석에서 중심축까지의 거리 d를 20, 40, 그리고 60m로 수행하였다.

4. 결 론

3-링크 해석에서 얻은 OPB 회전강성을 다중 링크 해석에 적용하여 Fig. 3의 하중조건으로 해석한 결과를 Fig. 4에 나타내었다. Fig. 4는 전체 모델에 대한 von Mises 응력 분포와 두 번째 링크에서 발생하는 OPB 모멘트 분포를 나타내었다(scale=3).

그 결과, d가 20m씩 커질수록 OPB 모멘트가 최대 약 2배로 커지는 것을 확인할 수 있었다. 그리고, 두 번째 링크의 평행부의 OPB 모멘트 분포형상은 대칭 형상이 아닌 것을 알 수 있었다. DTA는 순수 굽힘을 가정하지 않으므로 비대칭 OPB 모멘트 분포의 결과로 DTA의 타당성을 확인할 수 있다.

후 기

이 논문은 2018년 해양수산부 재원으로 한국해양과학기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구임. (해양에너지 융복합 인력양성)

참 고 문 헌

Choung, J., and Lee, J., 2018. "Study on Prediction of Stresses by Out-of-Plane and In-Plane Bending Moments in Offshore Mooring Chain", Ships and Offshore Structures, 1-15.

Dropped Object의 구조적 거동에 대한 해석적 평가법에 대한 연구

장범선(서울대학교) · 김정 · 전상배(삼성중공업(주)) · 한상웅 · 주한백(서울대학교)

Study on Analytical methods on the Structural Behavior subjected to Dropped Object

Beom-Seon Jang(Seoul National University) · Jung Kim · Sang Bae Chun(Samsung Heavy Indusitries Co. LTD.) · Sang- oong Han · Han Beak Ju(Seoul National University)

해양플랜트의 Topside 설계 시 크레인 운용 시 발생가능한 중량물 낙하사고에 위험도 평가는 필수적이며, 그 사고 결과 해석의 일부로서 상부 갑판의 구조 거동에 대한 해석이 동반되어왔다. 최근 들어, 고정도의 비선형 유한요소 해석을 사용하여, 낙하물의 운동에너지를 갑판 구조가 충분히 흡수할 수 있는지를 판단해왔다. 하지만, 이러한 수치적 해석은 설계 단계에서 반복적으로 활용하기에는 비효율적인 면이 있어, 이를 해석적 방법으로 예측하는 방법들이 현업에서 사용하여 왔다.

먼저 DNV RP-C204 에서는 중앙에 집중 충돌 하중이 작용할 때 보의 에너지 흡수량에 대한 방법론을 제시하고 있다. 처음에는 보의 굽힘에 의한 소성 힌지가 발생하면서 에너지를 흡수하게 된다. 이때, 보의 압축 부위에서 국부적인 좌굴이 발생하는 경우 굽힘에 대한 저항력은 떨어지게 된다. 보의 처짐이 어느 정도 증가하게 되면, 보의 막인장력(membrane tension force)이 발생하면서 보의 저항력은 점차 커지게 된다. 본 방법은 보강판을 하나의 유효폭을 가진 보로 가정하고 접근할 수 있지만, 비선형 유한요소 해석 결과, 실제 보강판이 흡수할 수 있는 에너지에 비해 현격히 작게 평가하는 경향을 보여주고 있다.

두 번째로 DNV RP-C204에서는 drill collar 충격에 대한 보강판의 흡수 에너지에 대한 평가법도 제공하고 있다. 이 방법은 Langseth의 방법을 바탕으로 하고 있으며, 이 방법은 Drill collar에 대해 보강판의 동적 및 정적 실험을 통해 변형되는 판의 처짐 형상을 정식화하고 판의 강성을 모델링하여 판의 흡수에너지를 예측하는 방법을 제안하고 있다. 본 방법은 앞서 보로 가정한 방법에 비해 실제와 보다 더 근사한 평가결과를 얻을 수 으나, 보강재가 없는 판(plating)의 거동만을 고려할 뿐 보강재의 거동은 함께 고려되지 않아 여전히 흡수 에너지를 과소 평가하고 있다. 따라서 본 연구에서는 판과 보강재의 거동을 동시에 고려함으로써 보다 유사한 결과르 도출할 수 있도록 개선된 방법을 제안하고 있다.

첫 번째 방법은 보의 거동과 판의 거동을 분리하여 각각의 흡수 에너지를 합산하여 보강판의 전체 흡수 에너지를 계산하는 방법이다. 보의 경우 소성 힌지와 막 인장력을 고려해 인장에 의해 파괴될 때까지의 에너지를 계산한다. 반면 판의 경우는 x 자 형태의 소성힌지 라인이 형성되어 에너지가 흡수되는 것으로 가정한다. 파단 하중은 Langseth의 방법에 따라 전단 plugging이 발생하는 순간의 하중을 사용하여 그때까지의 에너지 흡수량을 계산하였다.

두 번째 방법은 기존의 Langseth 방법을 기초로 하되 Drill collar의 관통하중을 판과 보강재의 동시 전단 파괴를 고려하여 계산하는 방법이다. 이 때, 보강재의 소성 힌지 발생 후 막 인장 강성은 판의 인장 강성에 비해 충분히 작으므로 기존 방법 대로 판의 강성만을 고려한 방법을 그대로 사용하였다. 제안된 방법에 의한 계산 결과를 여러 가지 비선형 유한요소 해석결과와 비교함으로써 제안된 방법이 합리적으로 사용될 수 있음을 검증하였다.

KEY WORDS: Dropped object 중량물 낙하, Nonlinear FEA 비선형유한요소해석, Analytical Method 해석적 방법

후 기

본 연구는 삼성중공업의 지원으로 수행된 연구결과 중 일부임을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

DNVGL, RP-C204 (2017). Design against accidental loads.

M. Langseth, 1990. “Dropped objects : plugging capacity of steel plates”, Ph.D. thesis/ Univeristy of Tronheim

선수선측 프레임 모형과 빙 시편을 이용한 빙 충격 신호 계측 연구

안세진* · 이탁기**
*국립 경상대학교 대학원, 해양시스템공학과
**국립 경상대학교 조선해양공학과, 해양산업연구소

A study on measurement for ice impact signals using bow side shell frame and ice model

Se-Jin Ahn* and Tak-Kee Lee**

*Department of Ocean System Eng., Graduate School, Gyeongsang National University, Tongyeoung, Korea
**Department of Naval Archi. & Ocean Eng., Gyeongsang National University, Institue of Marine Industry, Tongyeoung, Korea

KEY WORDS: Ice impact signal 빙 충격 신호, Ice model 빙 시편, Time-history 시간이력, Time duration 충격 지속시간, Peak stress 피크응력, Intermediate peak 중간피크

ABSTRACT: *북극과 같은 빙 해역을 운항하기 위해서 선박은 쇄빙/내빙능력을 필수적으로 가져야 한다. 쇄빙/내빙능력을 가진 선박을 설계할 때 빙 하중은 중요하게 고려되는 요소이다. 이전 연구에서는 2012년 남극에서 계측한 빙 하중을 신호 유형에 따라 5가지로 분류하였다. 이때, 그 당시 빙 해역에서 진행되었던 쇄빙의 초기과정을 신호 분석을 바탕으로 추정한 바 있다.*
본 실험에서는 쇄빙선의 선수선측 프레임 모형과 빙 시편을 제작하여 빙 충격 실험을 실시하였다. 제작된 빙 시편의 크기는 140×140×150 (mm)의 크기이며, 총 70개를 제작하였다. 빙 시편은 결빙후 상온 노출시간을 달리하여 상대적으로 표면강도가 다른 두 가지 종류를 이용하였다. 본 실험은 실제 빙 충격 상황을 재현하고자 각각 초기 충격높이 150, 300, 400 mm에서 충격각도 10°, 20°, 30°, 45°, 90° 에 대해 실시하였다. 이와 같은 실험 조건을 부여하기 위해 빙 유도관을 별도로 제작하였다.
본 연구에서는 계측자료를 초기 충격지점에 따라 분류하였으며, 그 결과 및 중간피크 발생유무에 따른 충격 지속시간과 피크응력의 관계를 분석하였다. 분석 결과, 중간피크가 발생한 데이터는 빙 시편의 강도가 상대적으로 낮을 때 많이 발생하였다. 이로부터 빙 하중 신호에서 중간 피크는 초기 충격이후 빙이 회전하거나, 선체와 접촉한 빙의 표면이 부서진 후 곧바로 다른 표면과 접촉함으로써 발생할 것이라고 한 이전 연구에서의 추정이 상당히 합리적임을 알 수 있었다.

1. 서 론

지구온난화로 인해 북극의 빙하가 줄어들어 현재 북극해의 얼음이 녹는 7월에서 10월까지는 선박이 북극항로를 비교적 쉽게 항해할 수 있는 수준에 이르렀다. 북극항로는 유럽, 아시아 그리고 아메리카를 잇는 항로를 뜻하며, 북서항로와 북동항로를 통칭하는 말이다. 북극항로를 통해 부산과 로테르담을 운항한다면 기존 수에즈 운하를 통한 운항보다 거리측면에서 32% 단축할 수 있다. 또 운항 일수도 10일 감소된다. 이렇듯 운항에 들어가는 시간과 비용 모두 절감할 수 있으며, 북극 및 러시아에서 생산되는 천연 지하자원 및 광물자원 등의 수송이 원활해진다는 장점도 있다(Hankyung Business, 2017). 이렇듯 북극항로가 활발해지며 쇄빙선 외에 기존 선박의 특징에 쇄빙능력이 내포된 쇄빙유조선, 쇄빙LNG선 등 쇄빙상선의 수요가 커지고 있다.

쇄빙능력은 극지해역을 항해하기 위해 선박이 필수적으로 가져야할 능력이다. 쇄빙을 수행하며 선박은 해빙과의 충돌이나 접촉에 의해 전체 또는 국부적으로 힘을 받는다. 이때 선체가 받는 힘을 빙하중 또는 빙압력이라 한다. 쇄빙선박에 작용하는 빙하중은 일반해역에서 발생하는 파랑하중이나 슬래밍에 의한 힘보다 크기 때문에 설계 시 빙하중의 크기는 매우 중요하게 다루어지고 있다(Jeong, 2008).

본 연구에서는 쇄빙선의 선수선측 프레임을 모형으로 제작하고, 빙 시편을 이용하여 빙 충격 실험을 실시하였다. 빙 시편은 결빙후 상온 노출시간을 달리하여 서로 다른 표면강도를 가지는 두 종류를 이용하였다. 또한, 실제 빙 충격 상황을 재현하고자 초기 충격높이, 충격각도를 변화시키면서 실험을 수행하였다. 계측된 자료를 바탕으로 충격 지속시간을 분석하고자 피크가 발생했을 때의 시간이력을 무차원화하고, 피크응력, 충격 지속시간으로 정리하였다. 또한, 측정된 신호를 초기 충격지점에 따라 분류하였다. 추가적으로 중간피크 발생유무에 따라 분류하였으며, 중간피크 발생유무에 따른 충격 지속시간과 피크응력의 관계를 분석하였다.

2. 시험 개요

2.1 선수선측 프레임 모형 제작 및 빙 시편

선수선측 프레임 모형은 쇄빙연구선 아라온호의 선수선측 프레임 107~109번을 모델링하였으며, 전체 크기는 700×1000×200 (mm)이다. 실제 프레임의 크기는 600×23+80×23 (mm)이고, 모

형은 이를 축소하여 100×5+20×5 (mm)이다. Fig. 1은 모형의 도면을 나타낸 것이다. 모형 제작에 사용된 재료는 SS400으로 최소 항복강도는 235 MPa이다.

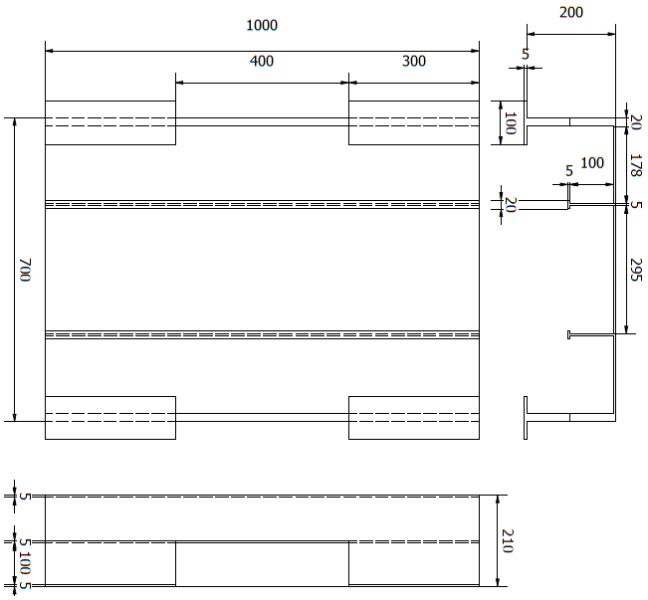


Fig. 1 Drawing for bow side shell frame model

본 실험에서 사용한 빙 시편은 담수를 이용하여 제작하였다. 빙 시편의 무게는 사전 응력해석을 진행하여 최소 20 MPa 정도의 응력을 발생시키기 위해 2.7 kg으로 계산하였다. 이때, 최소 응력을 20 MPa로 선정한 것은 이전 논문(Ahn 등, 2017)에서 20 MPa보다 높은 피크응력이 기록된 측정 데이터를 분석했기 때문이다. 빙 시편은 140×140×150 (mm)의 크기를 가지는 직육면체이다. 본 실험에서는 빙의 표면강도에 따른 빙 하중 신호변화를 살펴보고자 하였으며, 시편을 두 그룹으로 나누어 결빙후 상온 노출시간을 달리하였다.

2.2 데이터 계측 장비

변형률 계측을 위해 본 실험에서는 빙 시편의 충격 지점 중심을 기준으로 두 프레임 사이에 게이지를 부착하였다.

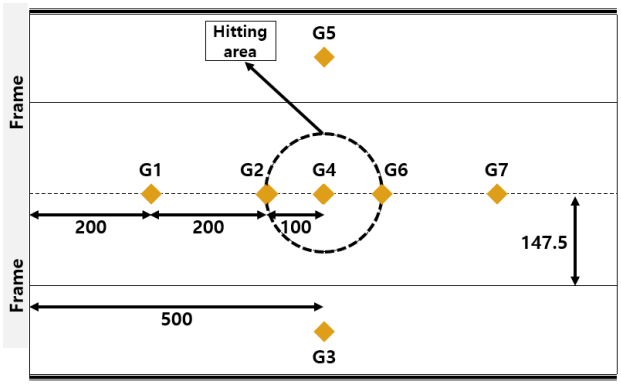


Fig. 2 Location for strain gauges

Fig. 2는 모형에 로제트 게이지가 설치된 부위를 나타내고 있다. 실험에서 부착된 게이지는 3방향 로제트 형식이다. 데이터 계측 장비로는 HBM MGC Plus를 사용하였으며, Bessel lowpass 필터(차단주파수 10 Hz)를 적용하였다. 이때, 계측주파수는 2.4 kHz로 설정하였다.

3. 실험 절차 및 계측

본 실험에서는 선수선측 프레임 모형의 충격지점에 빙 시편을 정확하게 투하하여 충격을 가하고, 충격각도를 조절하고자 빙 시편 유도관을 제작하였다. 쇄빙선이 전진할 때 선수선측에 가해지는 빙 충격을 구현하기 위해 Fig. 3과 같이 선수선측 프레임 모형을 빙 시편 유도관 하단에 배치하여 변형률을 계측하였다.

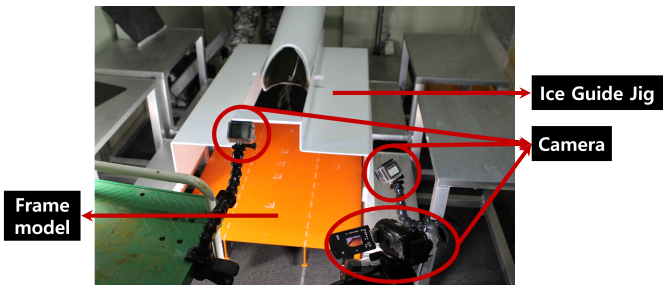


Fig. 3 Overview of test set-up

선수선측 프레임 모형에 빙 시편에 의한 빙 충격이 가해졌을 때, 빙 충격 신호를 계측하는 실험은 다음과 같이 진행되었다.

저강도의 빙 시편을 충격각도는 10° , 20° , 30° , 45° , 90° 로, 충격높이는 150, 300, 400 mm로 선택하여 각각의 조건순으로 투하하여 계측하였다. 이때, 충격높이는 충격속도에 대한 아래의 계산으로부터 결정하였다. 아라온호의 최고 속도는 16 knots이며, 본 실험에서는 이를 모형의 축척이 1/4인 점을 고려하여 충격각도 90° 에서 최고 속도 4.43 m/s를 구현하고자 하였다. 이후 각각의 충격각도별로 속도를 계산하였으며, 속도범위는 최저 1.13 m/s에서 최고 4.43 m/s로 계산되었다. 이후 고강도의 빙 시편을 동일한 순서로 계측하였다. 이때, 아라온호의 쇄빙 선수각인 20° 에서만 충격높이별로 3회씩 계측하였고, 그 외 충격각도에서는 2회씩 계측하였다. 빙 시편의 강도별로 실내온도를 달리하여 계측하였다. 저강도의 빙 충격 실험을 진행할 때는 2 ℃를 유지하였고, 고강도의 빙 충격 실험을 진행할 때는 -10 ℃를 유지하였다.

선수 쇄빙에 의해 깨진 얼음이 선박의 진행에 따라 선측 외판을 타고 흐른다고 보았기 때문에 모형에 부착된 로제트 게이지로부터 계측된 변형률 중 선수미 방향의 값을 대표값으로 취하였다(Jeon 등, 2013). 또한, 빙 시편의 강도별로 각 충격각도 및 충격높이별 피크응력, 충격 지속시간의 최대값, 최소값, 평균을 정리하여 Table 1과 2에 나타내었다. 이때, S_{max}는 피크응력을 나타내며, T_d는 충격 지속시간을 나타낸다. 본 실험에서는 G1~7까지의 로제트 게이지에서 빙 시편의 강도별로 각각 피크응력 231회가 계측되었다.

Table 1 Summary on peak data on ice model with low strength

Impact Angle (°)	Height (mm)	Max. S_{max} [MPa]	Max. T_d [msec]	Min. S_{max} [MPa]	Min. T_d [msec]	Avg. S_{max} [MPa]	Avg. T_d [msec]
10	150	53.58	15.7	7.76	4.07	25.17	7.49
	300	54.76	19.03	9.47	7.00	21.21	11.04
	400	44.52	22.08	7.27	11.59	17.68	15.20
20	150	40.65	18.14	7.80	4.82	19.85	10.79
	300	75.58	20.57	8.43	3.88	31.05	10.43
	400	60.92	20.96	8.19	5.32	26.37	11.30
30	150	54.63	14.75	8.08	6.24	23.01	10.31
	300	117.56	19.65	7.80	4.53	37.44	8.88
	400	33.98	23.06	8.62	8.43	20.92	14.89
45	150	74.34	19.77	8.68	7.40	26.83	11.44
	300	90.77	14.80	14.06	4.75	36.21	7.92
	400	99.95	15.44	13.30	4.51	39.45	8.60
90	150	101.78	9.56	18.31	3.01	47.96	4.89
	300	119.58	6.64	21.59	3.63	53.71	4.97
	400	108.76	18.18	11.99	4.25	45.63	9.17

Table 2 Summary on peak data on ice model with high strength

Impact Angle (°)	Height (mm)	Max. S_{max} [MPa]	Max. T_d [msec]	Min. S_{max} [MPa]	Min. T_d [msec]	Avg. S_{max} [MPa]	Avg. T_d [msec]
10	150	31.56	7.56	7.75	3.60	17.64	5.09
	300	44.80	15.94	10.54	3.92	23.59	7.30
	400	72.19	13.84	8.75	4.85	26.36	8.94
20	150	91.70	14.53	8.70	5.22	29.20	9.17
	300	103.39	15.35	12.42	4.18	33.32	7.92
	400	89.64	15.14	11.67	4.81	32.17	8.96
30	150	110.83	10.90	15.57	4.29	39.57	6.86
	300	131.14	15.95	16.16	3.54	47.12	6.23
	400	76.98	13.93	13.23	5.03	33.30	9.66
45	150	107.14	16.70	12.24	5.06	37.47	8.67
	300	105.33	13.78	16.50	4.75	46.00	6.89
	400	120.43	13.81	19.12	4.44	52.51	5.98
90	150	88.94	9.36	20.56	3.47	50.97	5.08
	300	151.92	8.90	22.32	3.81	65.17	5.27
	400	130.89	13.00	23.75	3.46	70.56	4.85

4. 결과 분석 및 고찰

Fig. 4과 5는 각각 피크응력 및 충격 지속시간과 충격각도의 관계를 나타낸 그래프이다. 이때, 각 강도 및 충격각도별로 최대값을 데이터로 사용하였다. 이 그래프에 대한 분석결과, 충격각도가 증가할수록 저강도 빙 시편일 때보다 고강도 빙 시편의 피크응력이 더 컸다. 하지만, 충격 지속시간은 이와 반대로 저강도 빙 시편의 충격 지속시간이 더 길었다. 이는 충격체인 빙 시편의 강도가 높을수록 실험시편에 전달되는 에너지가 크고, 충격각도가 증가할수록 높은 속도로 접촉하기 때문에 높은 피크응력을 유발하기 때문이라 생각된다. 충격 지속시간 측면에서는 고강도의 빙 시편일수록 접촉이후 되튀김 현상이 발생하기 때문에 충격 지속시간이 짧아지는 것으로 보인다.

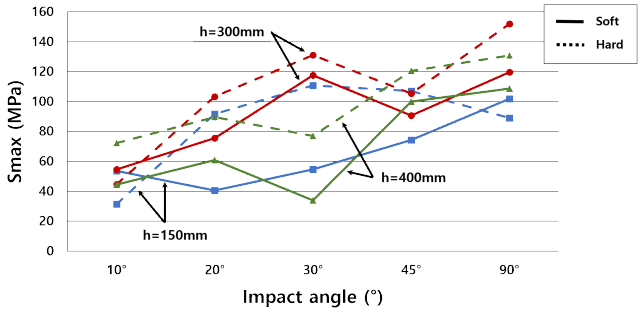


Fig. 4 Relationship between peak stresses and impact angle

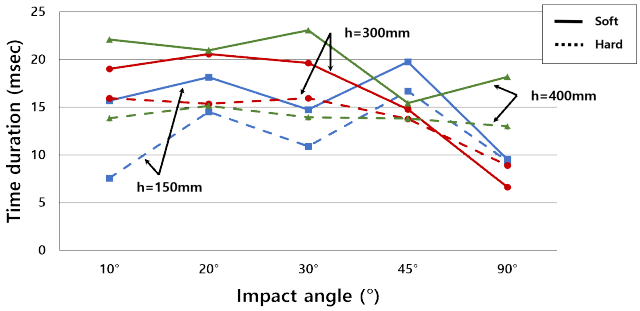


Fig. 5 Relationship between time duration and impact angle

본 논문에서는 중간피크의 발생유무와 관련하여 데이터 분석을 진행하였다. 이때, 중간피크는 빙하중 신호가 피크점에 도달하기 전 또는 끝나기 전 발생하는 피크들을 의미한다. 중간피크가 발생한 유형들을 이전 논문(Lee 등, 2016)에서 언급한 빙하중 신호유형기준에 따라 분류하였다. 중간피크 발생유형은 상승시간에서만 발생한 Type 2, 감쇄시간에서만 발생한 Type 3, 상승 및 감쇄시간 모두에서 나타난 Type 4 그리고 그 외 모든 유형은 Type 5로 분류하였다.

Table 3 Summary on signal type and peak data of ice load signals with intermediate peak

Type	No. of data: Low strength	No. of data: High strength		Low strength: S_{max} [MPa]	Low strength: T_d [msec]	High strength: S_{max} [MPa]	High strength: T_d [msec]
II	46 (40.4%)	23 (38.3%)	Max.	74.34	22.08	49.06	13.36
			Min.	7.27	5.72	8.70	6.34
			Avg.	22.90	12.24	23.62	10.90
III	42 (36.8%)	21 (35.0%)	Max.	65.72	23.06	34.21	15.95
			Min.	7.80	4.84	14.97	6.39
			Avg.	24.44	13.53	23.82	13.69
IV	26 (22.8%)	14 (23.3%)	Max.	25.98	20.96	52.44	16.70
			Min.	7.80	9.95	9.47	15.87
			Avg.	16.44	15.48	23.48	11.97
V	-	2 (3.3%)	Max.	-	-	18.24	15.94
			Min.	-	-	18.2	15.44
			Avg.	-	-	18.22	15.69
Total	114	60	Max.	74.34	23.06	52.44	16.70
			Min.	7.27	4.84	8.7	5.87
			Avg.	23.29	13.45	23.48	12.29

Table 3은 중간피크가 발생한 데이터를 빙하중 신호유형기준에 따라 분류한 후 최대값, 최소값 그리고 평균으로 정리한 것이다. 저강도의 빙 시편을 이용하여 실험한 데이터 중 중간피크 발생유형 Type 5는 데이터가 계측되지 않았다. Table 3에 대한 분석결과, 중간피크는 저강도의 빙 시편을 이용하여 빙 충격 실험을 실시하였을 경우가 고강도의 빙 시편을 이용하였을 경우보다 약 2배 더 많이 계측되었다. 또한, Type 2가 전체 40.4%를 차지하며 가장 많이 계측되었다.

Table 4 Summary on peak data by impact angles of ice load signals with intermediate peak

Impact Angle (°)	No. of data			Low strength		High strength	
	Low strength	High strength		S_{max} [MPa]	T_d [msec]	S_{max} [MPa]	T_d [msec]
10	22 (19.3%)	8 (13.3%)	Max.	44.52	22.08	28.57	15.94
			Min.	7.27	7.97	8.75	6.34
			Avg.	17.00	14.50	17.73	13.09
20	41 (36.0%)	24 (40.0%)	Max.	47.45	20.96	31.19	15.35
			Min.	7.80	4.84	8.7	8.05
			Avg.	20.24	13.34	18.70	13.09
30	24 (21.1%)	12 (20.0%)	Max.	36.38	23.06	41.21	15.95
			Min.	7.80	7.56	16.1	10.57
			Avg.	19.30	14.42	25.39	12.37
45	18 (15.8%)	10 (16.7%)	Max.	74.34	19.77	34.21	16.70
			Min.	9.74	5.07	12.24	6.39
			Avg.	27.01	12.78	27.33	11.75
90	9 (7.9%)	6 (10.0%)	Max.	65.72	18.18	52.44	13.00
			Min.	13.47	5.72	22.38	5.87
			Avg.	39.40	10.17	40.02	8.74

Table 4는 중간피크가 발생한 데이터를 충격각도에 따라 분류한 후 최대값, 최소값 그리고 평균으로 정리한 것이다. Table 4에 대한 분석결과는 Fig. 4와 5의 분석결과와 동일하게 저강도의 빙 시편을 이용해 계측할 경우, 충격각도가 증가할수록 피크응력은 높아지고, 충격 지속시간은 감소하는 경향을 보였다.

Table 5 Summary on peak data by strength of ice load signals with intermediate peak

Strength	No. of data by Hitthing area of ice		Total
Low	Vertex	41	114
	Edge	70	
	Face	3	
High	Vertex	12	60
	Edge	47	
	Face	1	

Table 5는 중간피크가 발생한 데이터를 초기 충격지점에 따라 분류한 것이다. Table 5에 대한 분석결과, 고강도의 빙 시편보다 저강도의 빙 시편을 이용하여 실험하였을 경우 더 많이 계측되었다. 이를 보아, 결빙후 상온노출로 인해 저강도의 빙 시편이 표면강도가 더 낮기 때문에 모형과 접촉한 빙의 표면이 부서진 후 곧바로 다른 표면과 접촉하거나, 초기 접촉지점이 꼭지점 또는 모서리일 경우, 빙의 초기 접촉지점이 부서지면서 회전하게 되어 다른 표면과의 접촉으로 인해 중간피크가 많이 발생한 것으로 추정된다. 그러므로 이전연구(Ahn 등, 2017)에서의 추정이 상당히 합리적임을 알 수 있었다.

5. 결 론

본 논문에서는 저강도 및 고강도의 빙 시편을 제작하여 쇄빙선의 선수선측 프레임 모형에 각 조건별로 빙 충격 실험을 실시하여 계측한 데이터를 바탕으로 빙하중 신호의 파형을 분류하였다. 또한, 빙하중 신호를 초기 충격지점 및 중간피크 발생유무에 따라 분류하였으며, 중간피크 발생유무에 따른 충격 지속시간과 피크응력의 관계를 분석하였다.

본 실험에 대한 분석결과 충격각도가 증가할수록 피크응력은 저강도 빙 시편일 때보다 고강도 빙 시편이 더 컸으며, 충격 지속시간은 이와 반대의 경향을 보였다. 이는 강도가 높을수록 실험시편에 전달되는 에너지는 크고, 충격각도가 증가할수록 높은 속도로 접촉하기 때문에 피크응력이 커지며, 강도가 높아질수록 되튀김 현상으로 인해 충격 지속시간이 짧아지는 것으로 보인다.

추가적으로 본 연구에서는 중간피크가 발생한 데이터를 빙하중 신호유형기준에 따라 분류하였으며, Type 2가 전체 40.4%로 가장 많이 계측되었다. 또한, 저강도의 빙 시편을 이용하여 계측한 데이터가 고강도 시편보다 중간피크 발생횟수가 약 2배 더 높았다. 이를 보아, 결빙후 상온노출로 인해 저강도의 빙 시편이 고강도의 빙 시편보다 표면강도가 더 낮기 때문에 모형과 접촉한 빙의 표면이 부서진 후 곧바로 다른 표면과 접촉하거나, 초기 접촉지점이 모서리나 꼭지점일 경우에 빙의 초기 접촉지점이 부서지면서 회전한 후 다른 표면과 접촉하여 중간피크가 많이 발생한 것으로 추정된다. 그러므로 이전연구(Ahn 등, 2017)에서의 추정이 상당히 합리적이라고 판단된다.

후 기

본 연구는 한국연구재단의 BK21 플러스 프로그램의 후원으로 수행된 연구결과이며, 연구비 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

Hankyung Business, 2017. The 21st century Silk Road 'Northern Sea Route', Online Available at: http://magazine.hankyung.com/apps/news?popup=0&nid=21&nkey=2017101601142000191&mode=sub_view

Ahn, S.J., An, W.S., Lee, T.K., Choi, K. (2017). An analysis on Strain Gauge Signal Measured from Repetitive Ramming in Heavy Ice Condition, The Twenty-seventeen (2017) Port and Ocean Engineering under Arctic Conditions, Busan, Korea.

Jeon, Y.J., Rim, C.W., Lee, T.K. (2013). “Profile analysis on signal measured local ice load during icebreaking in Arctic Sea”, J. Navig. Port. Res. 37(2), pp 143-148.

Jeong, S.Y. (2008). A Study on Ice Load Estimation for Icebreaking Cargo Vessels and Ice Transit Model, Master’s Thesis, Korea Maritime & Ocean University, Department of Ocean Engineering.

Lee, J.H., Kwon, Y.H., Rim, C.W. and Lee, T.K. (2016). “Characteristics Analysis of Local Ice Load Signals in Ice-covered Waters”, International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering No 8, pp 66-72.

선박과 유빙 얼음의 상호 작용 예측에 관한 연구

한동화* · 정준모*

*인하대학교 조선해양공학과

A study on prediction of ship-brash ice interaction without fluids

Donghwa Han*, Joonmo Choung*

*Department of Naval Architecture & Ocean Engineering, Inha University, Korea

KEY WORDS: Brash ice 유빙 얼음, Ice resistances 빙 저항, User-subroutine 사용자 서브루틴, Drag-force 항력, Buoyancy 부력

ABSTRACT: *As global warming reduces Arctic sea ice level, Russia's Arctic resource development is taking place in earnest. In recent years, Russia has successfully built up Yamal LNG vessels and interest in the Arctic route has been increasing because of the use of the Arctic ocean as a means of shipping and transportation, which saves time and money compared to the existing Suez Canal. Ships operating on the Arctic route may be exposed to collision with various types of sea ice such as brash ice, which is formed by overlapping small ice, level ice, which is frozen flat in a large area, pack ice, where ice pieces of different sizes float, ice ridge, which is formed by overlapping ice and flat ice. For this reason, it is important to determine the structural safety at the initial stage of the ship design, because the ship operating at the Arctic route has large loads to the ship hull. For this purpose, many researches have been conducted in various ways including analytical methods and model tests. In this study, a collision between a pack-ice and an ice-class ship is implemented using a commercial finite element method program, Abaqus/Explicit. A Pack-ice behavior such as drag force, buoyancy acting on pack-ice was effectively simulated using a user-subroutine. To verify the results, we compared the model test results of Aaron, Korea 's first icebreaking research vessel. In this way, it is possible to calculate the ice load by extracting the irregular contact pressure generated when the pack-ices collide with a ship and to judge the structural safety of the ice-class ship by calculating the stress of the vulnerable part of the hull.*

1. 서 론

지구 온난화로 인한 환경 변화, Yamal LNG 선박의 성공적인 건조와 북극해 시운전, 러시아의 자원 개발 의지, 해운 및 물류 분야에서 북극해를 운하처럼 활용하고자 하는 시도 등 복합적인 요인으로 북극 항로에 대한 관심이 증대되고 있다.

조선의 관점에서 북극 항로를 운항하는 선박들은 얼음이 없는 항로를 운항하는 선박과 달리 얼음과의 충돌, 마찰, 방한 설비 등이 다양한 얼음 환경에 노출된다. 일반적으로 얼음에 의한 빙저항은 얼음이 없는 지역의 선체 저항에 비해 큰 값을 가지며, 선박의 초기 설계 단계에서 얼마만한 용량의 엔진이 필요한지를 결정하는 것이 가장 중요한 것으로 알려져 있다. 이를 위해 해석적인 방법과 모형시험 등 다양한 공학적인 방법이 동원되고 있다.

해석적인 방법은 크게 선박의 빙 저항을 추정하는 방법과 구조적 충돌을 추정하는 방법이 있다. 빙 저항을 추정하는 방법은 시뮬레이션을 이용한 방법, 경험식을 이용한 방법이 있으며, 구조적 충돌에 의한 추정 방법 또한 시뮬레이션을 이용한 방법과 경험식을 이용한 방법이 있다. 시뮬레이션을 이용한 방법은 비교적 정확한 결과를 얻을 수 있고, 결과 분석 또한 용이하다는 장점이 있다. 하지만 이 방법들은 선박과 얼음의 형상과 특성을 정의하는데 많은 시간이 소모 된다. 따라서 본 연구에서는 빙 저항과 구조적 충돌을 동시에 고려하였으며, 유체를 모델링 하지 않는 해석 기법을 통해 시간을 단축시켰다.

2. 사용자 서브루틴

본 연구에서는 유체를 모델링 하지 않는 해석 기법을 위해 사용자 서브루틴을 포트란 언어를 사용하여 개발하였으며, 실시간으로 얼음의 중심에서 부력과 항력을 고려한다.

부력의 경우 물에 잠긴 얼음의 부피를 고려하여 얼음의 중심에 작용하게 되며, 항력의 경우 Fig. 1과 같이 z방향으로 회전하는 물체의 속도 벡터(V) 중 얼음의 표면에 수직으로 작용하는 성분(V_n) 만 고려하였다.

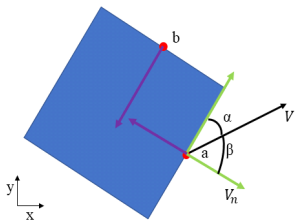


Fig. 1 Concept of drag force

3. 수치 해석

유빙 얼음의 유체 거동과 사용자 서브루틴을 검증하기 위해 모든 수치해석은 상용 유해해석 프로그램 STAR-CCM+와 상용 유한요소해석프로그램 Abaqus/Explicit를 사용하였다.

유빙 얼음 한 개에 대해 모델링을 하였으며, 모델링 정보는 Fig. 1, Table 1과 같다.

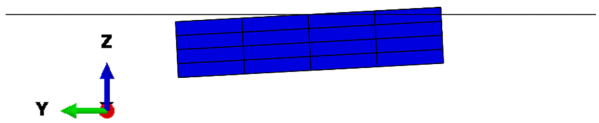


Fig. 1 Modeling of Brash ice

Table 1 Modeling condition

	Unit	Ice	Ship
Density of ice	kg/m3	1,000	-
Friction Coefficient (with ice)	-	0.081	0.05
Carriage Speed	m/s	-	0.357
Width	m	0.28	1.018
Breadth (Length)	m	0.28	5.89
Thickness (Depth)	m	0.057	0.53

유빙 얼음 한 개에 대한 횡요 감쇠 운동 결과를 Fig. 2에 도시하였다. 사용자 서브루틴을 적용한 Abaqus의 해석결과 초기에는 STAR-CCM+과 비슷한 주기와 진폭을 보여주고 있지만 1초 이후 차이가 발생하는 현상을 확인 할 수 있다. 이는 사용자 서브루틴에서 부력과 항력만을 고려했기 때문에 발생하는 오차로 보인다.

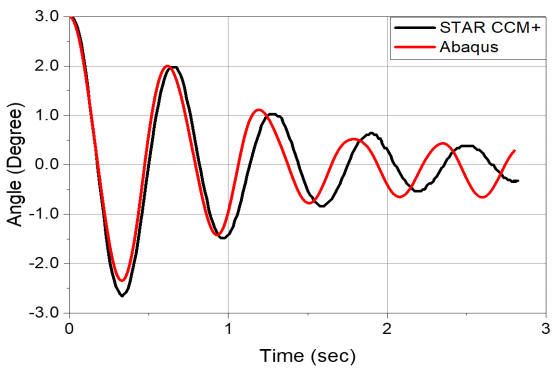


Fig. 2 Comparison of STAR-CCM+ and Abaqus results

위 결과를 바탕으로 모형 시험 결과와 비교를 진행하였다. 모형 시험은 선박해양플랜트연구소 빙해수조에서 실시되었던 아라온(Araon) 선형의 모형 시험과 비교 진행하였으며, 모델링 정보는 Fig. 3과 같다. 수치해석 결과 모형 시험 결과와 비슷한 결과을 보여 주었으며, 평균값을 오차는 10% 내외이다.

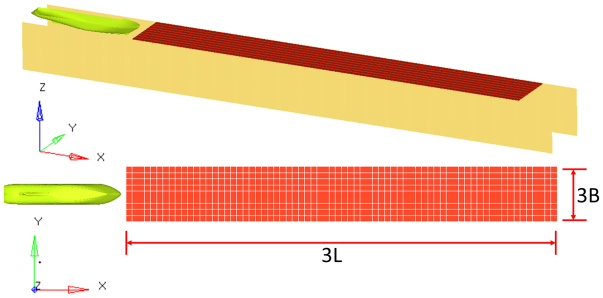


Fig. 3 Modeling of Araon

5. 결 론

본 연구에서는 빙 저항과 구조적 충돌을 동시에 고려하였으며, 유체를 모델링 하지 않는 새로운 해석 기법을 제시하였다.

유체를 모델링 하지 않았지만 사용자 서브루틴을 통해 얼음에 작용하는 부력과 항력을 고려하였으며, 상용 CFD 프로그램인 STAR-CCM+와의 비교를 통해 사용자 서브루틴 결과를 검증하였다. 국내 쇄빙 연구선 아라온(Araon)의 모형 시험 결과와 비교 분석을 통해 사용자 서브루틴 결과를 확장하여 검증하였다.

후 기

이 논문은 2015년 해양수산부 재원으로 한국해양과학기술진흥원의 지원을 받아 수행되었습니다.(해양에너지 융복합 인력양성)

참 고 문 헌

Jongyoung Kim., Jongchun Park., Sungpill Kim., Hyunsoo Kim., Yongjin Cho. (2018). “Multibody Dynamics Simulation on Ice Resistance of Ship in Pack ice Environment.”, Conference on Ocean, Offshore & Arctic Engineering 2018.

Kim, Moonchan., Lee, Seungki., Lee, Wonjoon. And Wang, Jungyong. (2013). “Numerical and Experimental Investigation of the Resistance Performance of an Icebreaking Cargo Vessel in Pack Ice Condition.”, International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering Vol. 5 No. 1, pp.116-131.

Su, Biao., Riska, Kaj., and Moan, Torgeir. (2011). “Numerical Study of Ice-Induced Loads on Ship Hulls.”, Marine Structures Vol. 24 No. 2, pp.132-152.

Managed Pack Ice 조건에서 유빙 입사각에 대한 Ice Load 계측 시스템 개발

김철희*·김영식*·송형도*·장진호*

*선박해양플랜트연구소

Development of Ice Load Measurement System for Incidence Angle of Ice in Managed Pack Ice Condition

Cheolhee Kim*, Young-Shik Kim*, Hyung-Do Song* and Jinho Jang*

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

KEY WORDS: Arctic offshore structure 북극 해양 구조물, Ice oad 빙하중, Model test 모형시험, Pack ice condition 유빙 상태, Incidence angle of ice drift 유빙 입사각

ABSTRACT: *In order to design a station-keeping system for offshore structures operating in the Arctic sea, ice load acting on an offshore structure should be estimated. In general, tide, current, wind wave considered as the main sources of the external force in the marine environment, but in the polar region, the ice load due to the interaction of the sea ice and the structure is so large in most cases that it should be a priority. Therefore, the purpose of this study is to construct and verify a system to measure the ice load acting on offshore structures to understand the interaction between ocean structure and ice. The model tests ware carried out in the ice tank of Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering(KRISO). The pack ice channels were generated with 80% of ice concentration. While a FPSO model was towed with various angles from 0 to 15 degrees, ice load values acting on the model ware measured. The measured results with various incidence angle of ice drift are discussed in the study.*

1. 서 론

자원의 소비가 급증하고 고갈시기 또한 앞당겨 짐에 따라 전 세계의 미개척 자원을 선점하기 위한 세계 각국의 움직임이 빨라지고 있다. 특히 북극해의 경우 석유 및 가스 자원 매장량이 전 세계 매장량의 22% 정도에 이른다는 분석이 발표되었고(U.S. Government Printing Office, 2009), 최근에는 지구 온난화로 인해 북극해의 빙하가 녹으면서 북극권을 지나는 새 항로가 개척되어 북극에서 생산된 자원의 수송이 용이해지고 있다. 이로 인해 극지 해양구조물 관련 기술 개발이 북극해 연안 국가들을 중심으로 활발히 진행되고 있다. 극지 부유식 해양구조물의 개발에 있어서 가장 중요한 요소 중 하나는 선체와 얼음의 상호작용을 이해하는 것이며 이를 위한 설계단계에서 해양구조물에 작용하는 빙하중을 정확하게 추정하여 반영하는 것이 무엇보다도 중요하다. 이에 본 연구는 선박해양플랜트연구소(Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering, KRISO) 빙해수조에서 새로 개발된 모형시험 기법으로 부유식 해양구조물에 작용하는 유빙 입사각에 따른 빙하중을 평가한 내용을 소개하고자 한다.

2. 시험장치 구성 및 시험 방법

2.1 빙해수조 및 빙해조건

KRISO 빙해수조는 모형시험과 운영의 효율성을 위해 사각으로 준공되었으며, 모형시험 과정에서 모형선을 예인하는 주 예인전차 (main carriage)와 모형빙을 준비하고 처리하기 위해 사용되는 보조전차(service carriage)로 구성되어 있다. 또한 모형빙을 생성하기 위해 냉동공조시스템도 함께 구성되어 있다. (Lee et al., 2007)

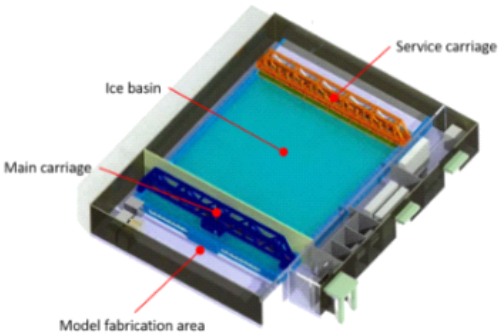


Fig. 1 Layout of the ice tank of KRISO

Table 1 Main Specifications of KRISO Ice Model Basin (Cho, et al., 2010)

Item	Specifications
Size	42m(L) X 32m(W) X 2.5m(D)
Usable Ice Area	32m(L) X 32m(W)
Model Ice	EG/AD/PG ice
Drive Systerm	4 Wheel Bogey / Rack & Pinion
Main Carriage	X-Y Type, 0.0002-3(m/s)
Service Carriage	Ice Management
Ice growth rate	2.1mm/h at -18℃

모형시험의 빙조건(managed ice field)은 빙상관리(ice management) 작업을 통해 큰 해빙들이 적절한 크기의 빙편들로 나누어진 Pack ice 조건으로서, 80%의 빙 집적도(ice concentration ratio)로 폭 10m, 길이 20m의 채널에 Fig. 2~3과 같이 규칙적인 배열과 랜덤배열의 상태로 시험조건을 만들었다.



Fig. 2 Managed ice field (floe size = 600 X 600mm, regular arrangement)



Fig. 3 Managed ice field (floe size300 X 300mm, random arrangement)

2.2 계측장비

모형선에 작용하는 하중을 측정하기 위해 3분력계를 사용하였고, 측정용량은 힘이 4000N이며, 모멘트가 2000Nm이다. 3분력계는 x, y의 두방향 힘과 z방향 모멘트를 동시에 계측 가능하며 이에 따라 모형선의 Surge(전후동요), Sway(좌우동요), Yaw (선수동요) 운동의 작용하는 힘과 모멘트 계측이 가능하여 설계에 필요한 데이터를 얻을 수 있다. 분력계로부터 나오는 전압 신호는 데이터 취득 시스템(Data Acquisition System, DAS)에 의해 증폭 및 디지털 신호로 변환되어 PC로 전송된다. HBM사의 MGCPlus를 사용하였으며, 샘플링 주파수는 100Hz이고, 정지 상태와 정속구간 및 감 가속 구간을 포함하여 약 300초간 신호를 계측하였다.

출력특성을 확인하고 각 방향의 힘 및 모멘트의 상호 간섭을 제거해주기 위해 3분력계의 교정시험을 실시하였다. 분력계의 용량이 매우 크기 때문에 아래 Fig. 4의 교정 장치와 같이 10:1 Scale의 지렛대를 이용하여 40kgf의 분동으로 400kgf의 하중을 줄 수 있도록 하였고, 모멘트는 최대 80kgf-m까지 가하여 교정시험을 수행하였다. 3 분력계의 출력 특성을 Fig. 5에 나타내었다. 힘과 모멘트에 대한 전압 기울기가 비선형성(non-linearity)이 1% 이내로 선형적이며, 이력성(hysteresis)이 1% 이내로 나타났음을 확인하였다.



Fig. 4 Three component load cell & calibration device

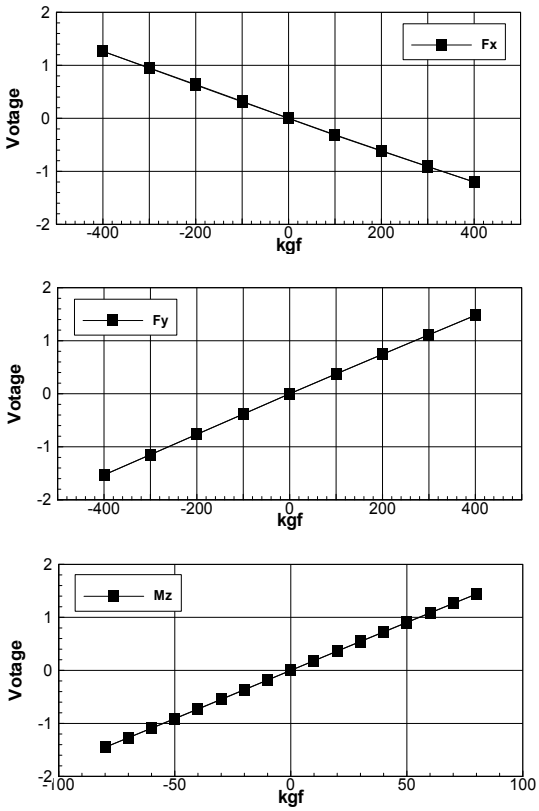


Fig. 5 Force and moment gradient for voltage

2.3 대상모델

본연구의 대상 모델은 극지용 FPSO(Floating Production Storage Offloading)이며 모형선은 스케일 1/40으로 Fig. 6에 나타냈으며, 제원은 Table 2와 같다.

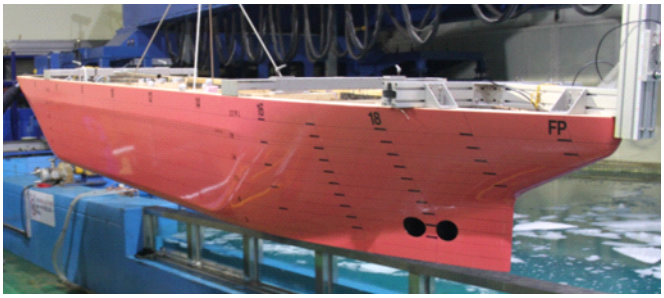


Fig. 6 Arctic FPSO model in the ice tank of KRISO

Table 2 Hydrostatic data of arctic FPSO

Main dimension	Real scale		Model scale	
	Max. storage	Transit	Max. storage	Transit
Loa (m)	250.3		6.258	
LPP (m)	244.0		6.1	
Breadth (m)	57.0		1.425	
TF (m)	18.6	14.6	.465	.365
TA (m)	18.6	14.6	.465	.365
Volume (m^3)	163.215	122.2441	2.550	1.910
LCG	117.7	112.9	2.943	2.823

2.4 시스템 구성

Fig. 7은 계측시스템의 전체 구성을 나타내었다. 모형선의 터렛(turret) 위치에 짐발(gimbal)을 위치시키고 상단에는 3분력계를 설치하여 턴테이블(turntable)과 구속시켰다. 턴테이블은 서보모터를 이용하여 원하는 각도로 회전이 가능하며 이를 통해 모형선에 작용하는 유빙 입사각 조절 효과를 내는 것이 가능하다.

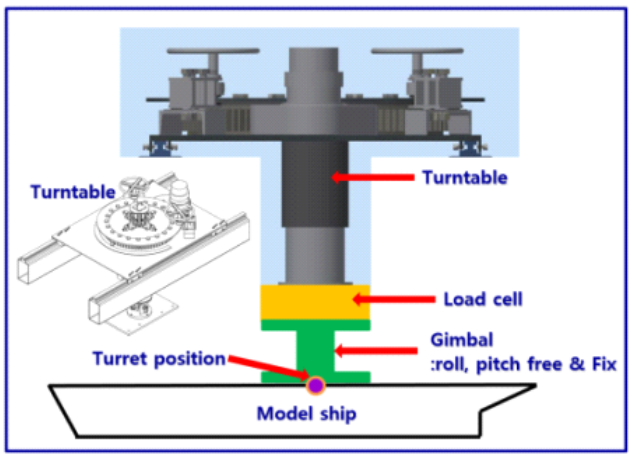


Fig. 7 Experimental device configuration

3. 시험결과 및 해석

3.1 좌표설정

본 연구에서는 우수 직교좌표계를 사용하였으며 터렛 중심을 원점으로 배의 전진방향을 양의 x (전후동요), 우현방향을 양의 y (좌우동요), 연직 상방을 양의 z (상하동요) 방향으로 하였으며 이에 대한 좌표계를 Fig 8.에 나타내었다.

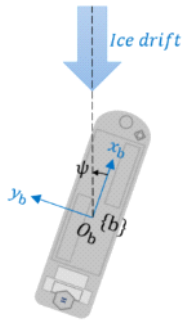


Fig. 8 Coordinate system of the model test

3.2 입사각에 따른 Ice drift에 의한 빙 하중 특성

시험은 Ice sheet 1차에서 1개에 채널에 600 X 600(mm) 크기의 Ice floe를 정규배열로 배치시키고 받음각 0, 6, 10, 15 ° 로 변화시켜 수행하였다. Ice sheet 2차에서는 채널 2개를 생성하여 300 X 300(mm) 크기의 Ice floe를 랜덤배열로 배치시키고 첫 번째 채널에서는 받음각 0, 6, 10, 15 ° 로 변화시켰고, 두 번째 채널에서는 받음각 -0, -6, -10, -15 ° 로 변화시켜 빙 하중 계측 시험을 수행하였다. 모형선의 정속구간에서 계측된 평균값에 캐리지 출발 전 정수 중 정지상태의 계측된 데이터 평균값을 보정하여 결과를 도출하였다. Fig. 9~11은 모형선의 받음각 변화에 따라 전후동요(Surge), 좌우동요(Sway), 선수동요(Yaw) 방향으로 작용하는 빙 하중 특성을 받음각 변화에 따라 나타내었다.

Fig. 9는 받음각이 증가할수록 전후동요 방향으로 작용하는 빙하중의 크기도 비례하여 증가하는 경향이 보이며 이는 보통 알려진 정수 중 사항시험의 결과와 반대의 경향을 보임을 확인할 수 있었다. 또한 유빙의 배열방식이 불규칙 할 경우 규칙적인 분포에 비해 상대적으로 작은 빙하중이 나타나고 있는데, 이는 규칙적인 사각형 형상의 유빙이 서로 겹쳐지지 않고 큰 공간을 만들며, 모형선의 전진에 큰 저항으로 작용한 것으로 판단된다.

Fig 10~11.은 선수각이 변화함에 따라 좌우동요 방향으로 작용하는 빙하중과 선수동요 방향의 모멘트를 나타낸다. 일반적으로 알려진 정수 중의 시험과 유사한 형태의 결과를 보이고 있으며, 유빙의 배열방식에 따른 차이는 불규칙한 배열이 더 큰 빙하중을 보이고 있다.

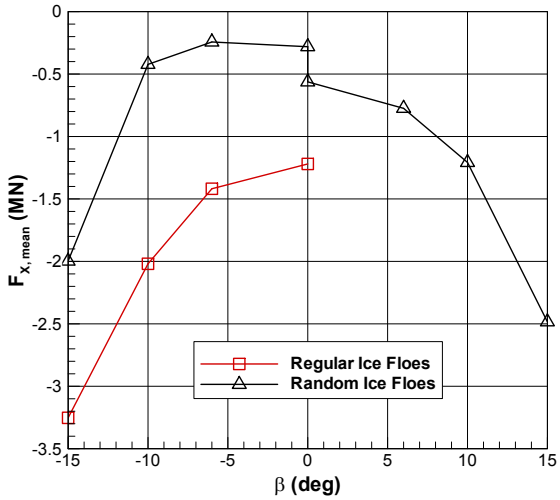


Fig. 9 Ice load in the surge direction

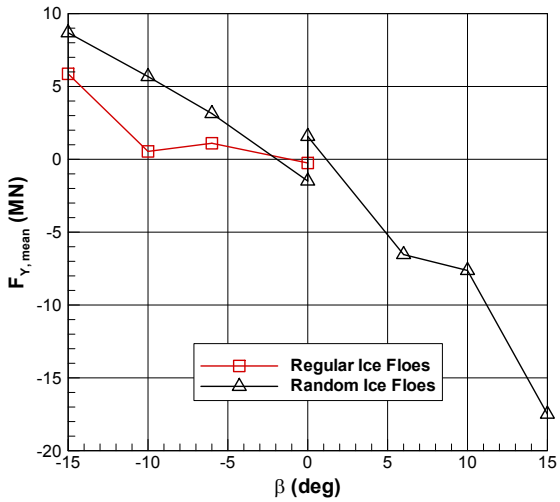


Fig. 10 Ice load in the sway direction

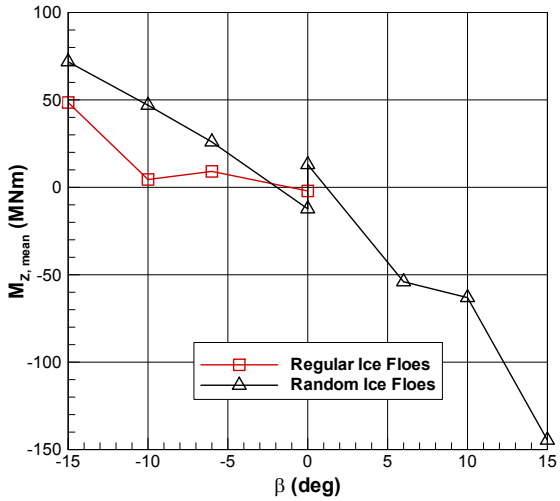


Fig. 11 Ice load in the yaw direction

4. 결 론

본 연구를 통하여 유빙의 입사각에 따라 극지해양구조물에 작용하는 빙 하중을 측정하는 시스템을 구축하고 모형시험을 통하여 FPSO 모형선에 작용하는 빙 하중을 계측하였다. 계측 결과 유빙의 크기와 배열 상태, 입사각의 변화에 따라 선박에 작용하는 빙하중이 크게 변화함을 확인하였다.

향후 모형시험 기법을 정립하여 다양한 해빙조건에서 해양구조물에 작용하는 유빙입사각에 따른 빙하중을 평가할 수 기반을 마련하고자 한다.

후 기

본 연구는 선박해양플랜트연구소 주요사업 “선박의 빙해역 저항성능 고도화 및 위치유지성능 시험평가 기반구축(2/3)”과제(PES9451)와 산업통산자원부 지원의 “위치유지와 계류시스템을 적용하여 ATC7 조건에서 연중운용이 가능한 북극해 기반 부유식 해양구조물 형상개발” 과제(10063405, PNS3170)의 지원으로 수행되었음을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

U.S. Government Printing Office. (2009)

Cho, S.R. Lee, C.J. Jeong, S.Y. (2010). “A Study on the Initial Model Ice Generation and Ice Resistance Tests“ Journal of Ships & Ocean Engineering, 49, pp.1-9.

Lee, C.J. Lau, M. Wang, J.Y. Lee, Y.Y. Cho, S.R. (2007). “A Conceptual Study on MOERI’s Ice Model Basin“ Journal of Ships & Ocean Engineering, 44, pp.111-123.

영상 처리 기법을 이용한 2차원 수조에서의 규칙파 중 모형빙의 표류 운동 해석

신성윤* · 정광효* · 박성부* · 류권규** · 이재용*** · 이승재****
*부산대학교 조선해양공학과
**동의대학교 토목공학과
***동의대학교 조선해양공학과
****한국해양대학교 조선해양시스템공학부

Analysis of Drift Motion of Model Ice in 2-Dimensional Wave Tank Using Image Processing Method

Seong-Yun Shin*, Kwang-Hyo Jung*, Sung-Boo Park*, Kwon-Kyu Yu**, Jae-Yong Lee*** and Seung-Jae Lee****

*Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Pusan National University, Busan, Korea
**Department of Civil Engineering, Dong-Eui University, Busan, Korea
***Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Dong-Eui University, Busan, Korea
****Naval Architecture and Ocean Systems Engineering, Korea Maritime and Ocean University, Busan, Korea

KEY WORDS: Image processing 영상 처리, Wave drift forces 파랑 표류력, Object tracking 객체 추적, Model ice 모형빙

ABSTRACT: *Interest in the Arctic development is increasing due to the reduction of the annual average ice volume of the Arctic Ocean due to global warming and the possibility of resource storage at the Arctic. So it is necessary to estimate ice load. Motion of synthetic ice pieces to regular waves was taken by digital camera. In order to develop the 2-dimensional object tracking method using the digital image processing technique, the experiment of measuring the motion of a synthetic model ice in the regular wave condition was performed. The motion of the model ice is acquired with the digital camera installed on the top of the water tank. By applying the template matching by cross-correlation, the position of object is quantitatively determined.*

1. 서 론

북극해의 연평균 해빙의 감소 및 높은 자원 매장 가능성은 북극 항로 및 자원 개발 가능성을 높인다. 극지 해역의 환경 요소인 빙하 및 해빙은 파랑, 해류 등 다른 환경 하중과 상호작용하며 해상 구조물과 충돌 시에는 하중으로 작용한다. 자원 개발을 위한 해양구조물 설계에 이 요소들을 반영하기 위해 빙-파랑 상호작용에 대해 연구할 필요가 있다.

디지털 카메라의 발달과 보급으로 손쉽게 영상을 획득할 수 있고 영상 처리 기법의 발달로 영상으로부터의 정보 획득이 용이해지고 있다.

본 연구에서는 영상 처리 기법 중 템플릿 매칭(Template matching)기법을 적용하여 2차원 수조 내 규칙파 조건에서의 모형빙의 위치를 추적하여 파랑의 상태에 따른 모형빙의 운동을 계산하였다.

2. 모형빙 위치 추적 기법 적용

2.1 변위 계산

물체의 변위 계산 과정을 Fig. 1에 나타냈다. 모형빙 추적을 위해 모형빙에 마커(Marker)를 붙이고, 마커의 영상 데이터를 템플릿(Template)으로 설정하여, 템플릿과 영상과의 상호 상관계수(Cross-correlation coefficient)를 식(1)을 이용하여 계산하고, 최대값을 갖는 영상 내 위치를 모형빙의 위치로 한다.

$$R_{ab} = \frac{\sum_{i=1}^{MX}\sum_{j=1}^{MY}(I_a(i,j)-\overline{I}_a)(I_b(i,j)-\overline{I}_b)}{\sqrt{\sum_{i=1}^{MX_{i=1}}\sum_{j=1}^{MY_{j=1}}(I_a(i,j)-\overline{I}_a)^2 \sum_{i=1}^{MY_{i=1}}\sum_{j=1}^{MY_{j=1}}(I_b(i,j)-\overline{I}_b)^2}} \quad (1)$$

I_a, I_b는 화소의 밝기(Intensity), R_{ab}는 상호상관계수이다.

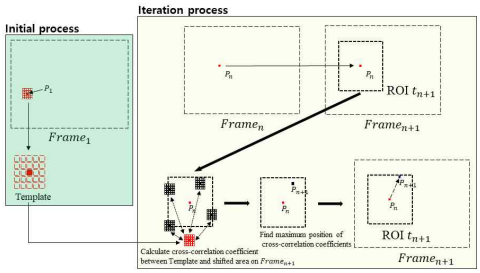


Fig. 1 Displacement calculation procedure of target object

2.2 좌표 변환

취득된 영상은 물리적 신호를 2차원 평면의 센서에 투영한 것으로, 계산된 영상 내 물체의 화소 위치값을 물리적 위치값으로 변환할 필요가 있다. 본 연구에 이용된 방법은 4개 이상의 참조점을 이용하여 정사영을 만드는 2차원 투영좌표 변환법을 이용하였다(Fujita, 1994).

2.3 실험 구성

조파수조 위 특정 위치를 시작점으로 하여 모형빙을 띄우고 Ta모형빙의 표류력을 받는 모형빙의 운동을 분석하기 위해 2차원 조파수조 표면 특정 위치에 모형빙을 띄우고 조파기로 규칙파를 모형빙이 표류하도록 한다. 규칙파의 파장 및 파고는 Table 1과 같다. 표류하는 모형빙 영상은 조파수조 상방에 설치된 카메라를 이용하여 취득하였다. 물체 추적을 위해 모형빙에 표식(Marker)을 부착하였고(Fig. 2), 수조 벽면 유리의 이음새 간격을 기준으로 하여 물체의 화소 위치값을 물리적 위치값으로 변환하였다.

Table 1 Experimental wave condition

Wave Period(s)	Wave Height(mm)					
	20	40	60	80	100	120
0.4	O	X	X	X	X	X
0.6	O	O	O	O	X	X
0.8	O	O	O	O	O	O
1.0	O	O	O	O	O	O
1.2	O	O	O	O	O	O

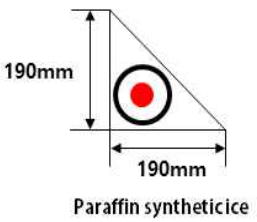


Fig. 2 Model ice with marker

3. 결과 및 논의

2차원 조파수조에서 규칙파를 받는 모형빙의 위치를 추적하였다. 파의 파장 및 파고에 따른 모형빙의 표류 속도를 얻어 규칙파의 파형기울기(Wave steepness)에 따라 파속(Wave celerity)으로 무차원화 된 모형빙의 표류 속도가 증가하는 경향을 확인할 수 있었으며, 밀집된 다수의 모형빙이 규칙파에서 표류 운동을 하는 경우에는 모형빙 간의 상대운동에 의해 파 방향으로 진행함에 따라 분산됨을 확인하였다.

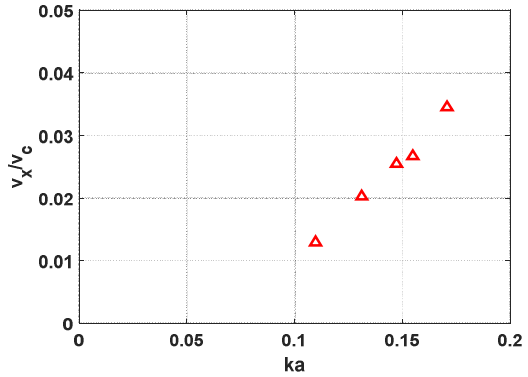


Fig. 1 Non-dimensional velocity according to wave steepness

5. 결 론

본 논문에서는 규칙파 조건에서의 모형빙의 운동을 분석하기 위해 영상 처리 기법을 이용하여 모형빙의 시계열 위치를 구하였다. 향후 영상 취득 및 처리 기법의 적용을 통해 모형빙의 3차원 운동 해석을 수행할 예정이다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부 산업기술혁신사업(과제번호: 10063405) "위치유지와 계류 시스템을 적용하여 ARC7 조건에서 연중운용이 가능한 북극해 기반 부유식 해양구조물 형상 개발" 과제의 지원으로 수행되었음을 밝힙니다.

참 고 문 헌

Law, A. W. K. and Huang, G. (2007). "Observations and Measurements of Wave-induced Drift of Surface Inextensible Film in Deep and Shallow Waters", Ocean Engineering, V0l 34, No 1, pp 94-102.

Fujita, I. and Komura, S. (1994). "Application of Video Image Analysis for Measurements of River-Surface Flows", Annual Journal of Hydraulic Engineering, JSCE, V0l 69, No 4, pp I_703-I_708.

Kenneth, J. B., Ronald, R. C., Donald, L. G., David, W. H., Timothy, R. K., Janet, K. P., Thomas, E. M., Christopher, J. S., Marilyn, E. T. and Craig, R. W. (2008). "Circum-Arctic Resources Appraisal: Estimate of Undiscovered Oil and Gas North of the Arctic Circle", U.S. Geological Survey, Fact Sheet 2008-3049.

류권규, 윤병만, 정범석 (2008). "흔들리는 영상 분석을 위한 표면 영상 유속계 알고리듬", 한국수자원학회 논문집, 제41권, 제8호, pp 855-862.

LNG 액화공정 초구조 모델 연구

손희창*·임영섭*
*서울대학교 조선해양공학과

A Study on the Superstructure Model of LNG Liquefaction Process

Hee-Chang Son*, Young-Sub Lim*
Naval Architecture and Ocean Engineering, Seoul National University, Seoul, Korea

KEY WORDS: LNG(Liquefied Natural Gas) 액화천연가스, Liquefaction process 액화공정, Superstructure 초구조, SMR(Single mixed refrigerant) 단일혼합냉매, Optimization 최적화, Configuration 배치, Efficiency 효율

ABSTRACT: *Since the Capital Expenditure(CAPEX) and Operating Expenditure(OPEX) of the LNG liquefaction process are high in the LNG value chain, it is very important to find a suitable liquefaction process model and optimal operating conditions for the project. Recently, there are various configurations of LNG liquefaction processes with several licenses, and therefore it takes a lot of time and manpower to compare all of these models in order to select an appropriate LNG liquefaction process for the project. To improve this point, we want to reduce the work required for the above comparison by constructing a superstructure model. The superstructure model was subjected to SMR(Single Mixed Refrigerant) process. Process optimization was performed by linking the model with the optimization algorithm and the optimization results were obtained for each SMR process and the superstructure model. As a result, it was confirmed that the results of each SMR process and the superstructure model have similar values. This analysis is presented in the text.*

1. 서 론

친환경에너지에 대한 관심과 함께 천연가스 수요는 점점 증가하고 있다. 또한 수입국의 지리적 요건, 운송의 편리성 등과 같은 요인에 의해 천연가스 시장 내에서 LNG(Liquefied Natural Gas)의 비중이 높아지고 있다(박진호, 2017)(BP, 2017). 이러한 LNG를 생산하는 LNG 가치 사슬에서 액화공정이 차지하는 초기 투자비용(CAPEX) 및 운영비용(OPEX)은 높은 수준이다(Shukri, 2004) (Foerg et al, 2003)(Vatani et al, 2014). 따라서 적합한 액화공정 모델과 최적의 운전 조건을 선정하여 액화공정의 CAPEX와 OPEX를 최소화하는 것은 매우 중요한 과정이다.

최근 여러 라이센스와 함께 다양한 구성을 가진 액화공정이 등장하고 있다(WorleyParsons, 2013). 대표적으로 액화공정 종류 중 SMR(Single mixed refrigerant)에는 PRICO SMR, APCI SMR, Linde SMR 공정이 있다. 하지만 FEED 조성 및 유량에 따라 공정들의 효율은 각기 달라질 수 있고(Pwaga, 2011), 이러한 부분을 모두 고려하기엔 요구되는 시간과 작업량이 너무 많다.

본 연구에서는 위 한계점을 보완하기 위해 SMR을 대상으로 하여 각 공정별 특징을 모두 고려할 수 있는 초구조 모델을 구성하였다. 초구조 모델을 적용시킨다면 각각의 공정에 대해 FEED 조성별로 최적화할 필요 없이 한 번의 모델링으로 FEED 조성별 최적화 수행이 가능해진다.

최적화 수행 시 사용된 알고리즘은 기존 연구에서 많이 사용된 GA(Genetic Algorithm)가 아닌 modified DIRECT algorithm을 사용하였다. GA는 특성상 초기 값에 영향을 많이 받고, 이에 따라 소요되는 시간이 크다는 한계점이 존재한다(Gen and Cheng, 2000). 본 연구에서 개발된 초구조 모델은 여러 공정을 고려할 수 있는 만큼 조정해야 하는 변수가 많으므로, 초기 값에 영향을 받지 않고 빠른 연산이 가능한 modified DIRECT algorithm을 사용하였다(Na et al, 2017).

2. SMR 공정 비교

액화공정에는 단일 냉매를 사용하는 공정부터 혼합 냉매를 하나 또는 그 이상의 사이클로 구성하는 공정까지 여러 종류가 있다. 그중 SMR 공정은 혼합 냉매가 하나의 사이클로 구성된 액화공정이다. 이외에 대표적으로 단일 냉매를 사용하는 N2-expander 공정이 있고, 혼합 냉매를 두 개의 사이클로 구성한 DMR(Dual mixed refrigerant) 공정이 있다.

2장에서는 대표적인 3종 SMR을 소개하고, 주어진 전제조건에서 3종 SMR의 효율을 각각 비교하고자 한다. 그 결과는 추후 초구조 모델 결과와 비교할 예정이다.

2.1 PRICO SMR

PRICO SMR 공정은 1950년대에 Black & Veatch 사에 의해 소개되었고(Xu et al, 2014), SMR 공정 중 가장 간단한 구조로서 1981년 알제리 Skikda LNG 플랜트에 처음 사용되었다(Remeljej and Hoadley, 2006). Fig. 1은 PRICO SMR 공정의 PFD(Process

flow diagram)이고, 공정 구성이 하나의 열교환기와 하나의 MR(Mixed refrigerant) 사이클로 이루어지는 것을 알 수 있다.

2.2 APCI SMR

APCI SMR 공정은 Air Products and Chemicals 사에서 보유하고 있는 라이센스로서 PRICO SMR 공정보다 조금 더 복잡한 구조를 가지고 있다. Fig. 2와 같이 MR이 기체와 액체 스트림으로 나뉘어서 열교환기로 들어가고, 각각 다른 압력으로 팽창시켜 기화되는 구성이다(Roberts et al, 2002)(Vatani et al, 2014). 따라서 기화된 스트림이 압축 시스템으로 들어가는 순서가 PRICO SMR과 Linde SMR 공정과는 다른 모습을 보인다.

2.3 Linde SMR

Linde SMR 공정은 위 두 공정과는 다르게 열교환기 4대가 설치된다. Fig. 3과 같이 MR이 열교환기로 들어가기 전에 세퍼레이터를 통해 기체와 액체 스트림으로 나눠지고, 열교환기 중간 단계에서도 세퍼레이터가 설치되어 기체와 액체 스트림으로 분리되는 것을 볼 수 있다(Foerg et al, 2003)(Vatani et al, 2014). 이렇게 나눠진 스트림들은 열교환기 단계마다 각각 기화되어 필요한 냉열을 공급해준다.

2.4 공정별 비교

각 공정의 모델링은 Aspen HYSYS를 통해 수행하였고, 공정 최적화는 MATLAB을 활용하여 최적화 알고리즘인 modified DIRECT algorithm과 연동을 통해 수행하였다. 최적화 수행 시 전제조건으로 열교환기 내 압력 강하는 무시하였고, MR 압축 후 냉각기 후단 온도는 30℃로 모든 공정에 일정하게 설정하였다. 최적화 수행 결과는 Table 1에서 보여준다.

본 연구에서 사용된 모델은 모두 비슷한 효율을 보이고 있다. 하지만 Total UA 값은 Linde SMR 공정이 가장 낮게 나타나고 있다. 즉, 동일한 효율을 내는 공정들 사이에서 요구되는 열교환기 사이즈가 Linde SMR 공정이 가장 작다는 것을 의미하고, 나아가 이는 초기투자비용을 줄일 수 있고 공간 활용성도 높일 수 있다는 것을 의미한다.

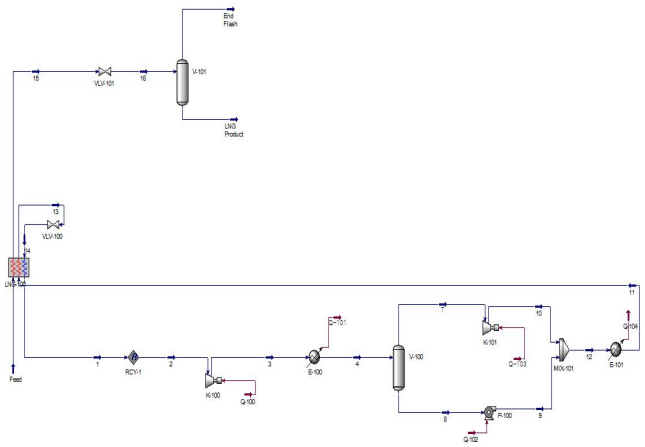


Fig. 1 Process flow diagram of PRICO SMR

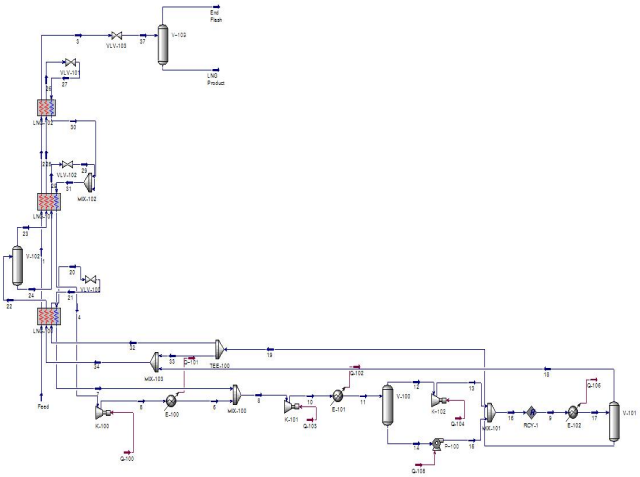


Fig. 2 Process flow diagram of APCI SMR

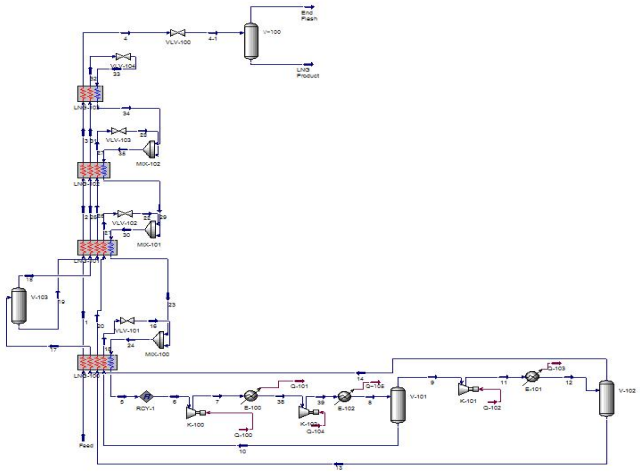


Fig. 3 Process flow diagram of Linde SMR

Table 1 Optimization results for each SMR process

Process	Efficiency [kWh/ton]	Total UA [kJ/C · h]
PRICO SMR	286.2	2.377e+8
APCI SMR	286.0	2.640e+8
Linde SMR	277.2	2.055e+8

3. 초구조 모델 및 결과

3장에서는 초구조 모델의 목적 및 특징을 설명하고, 초구조 모델을 활용한 최적화 결과를 보여준다.

3.1 초구조 목적

액화공정에서 천연가스를 냉각시키기 위해 많은 동력을 요구한다. 따라서 과거부터 현재까지 이러한 동력을 줄이기 위해 많은 연구가 진행되었고, 그 결과 다양한 배치를 가지는 공정

이 계속해서 등장하고 있다. 이와 같은 여러 공정의 등장에 따라 프로젝트에 적합한 공정을 선정하기 위하여 비교·분석에 요구되는 작업량이 증가하고 있다. 실제 두 공정만 비교하더라도 가스 생산에 따른 FEED 조성별 분석이 진행되어야 하는데, 각각 공정마다 따로 분석하기에는 많은 시간과 작업량을 요구한다.

따라서 비교 대상 공정의 배치를 모두 포괄하는 초구조 모델을 구축한다면 위와 같은 한계점을 보완할 수 있다. 즉, 각 공정마다 수행해야 하는 최적화 작업이 초구조 모델 하나로 줄일 수 있다는 의미이다. 결과적으로 초구조 모델 구축을 통해 전체 작업량을 축소시킬 수 있고 시간도 절약할 수 있게 된다. 이외에 추가 장점으로 초구조 최적화를 통해 기존 공정보다 더 높은 효율을 보이는 배치를 발견할 수도 있다.

3.2 초구조 최적화 결과

초구조 모델링은 위 공정들과 동일하게 Aspen HYSYS를 통해 수행하였고, Fig. 4는 최종적으로 초구조 모델이 구축된 모습을 보여준다. Fig. 4와 같이 공정별로 배치가 다른 구간에 Stream을 나눠서 각각 선택될 수 있도록 모델링하였다. 따라서 최적화 시 두 Stream 중 오직 한 개의 Stream만 선택될 수 있고, 최종 결과로는 하나의 구성을 가지는 공정이 선택되어진다.

초구조 최적화는 2장에서의 각 공정별 최적화와 마찬가지로 MATLAB을 활용하여 modified DIRECT algorithm과 연동을 통해 수행하였다. 초구조 최적화 결과는 Table 2에서 보여준다. 최종 선택된 공정은 Linde SMR 공정이고, 효율은 2장에서 수행된 결과와 약 5% 오차로 차이가 크지 않다. 따라서 초구조 최적화와 각 공정별 최적화가 비슷한 결과를 도출하는 것을 알 수 있다.

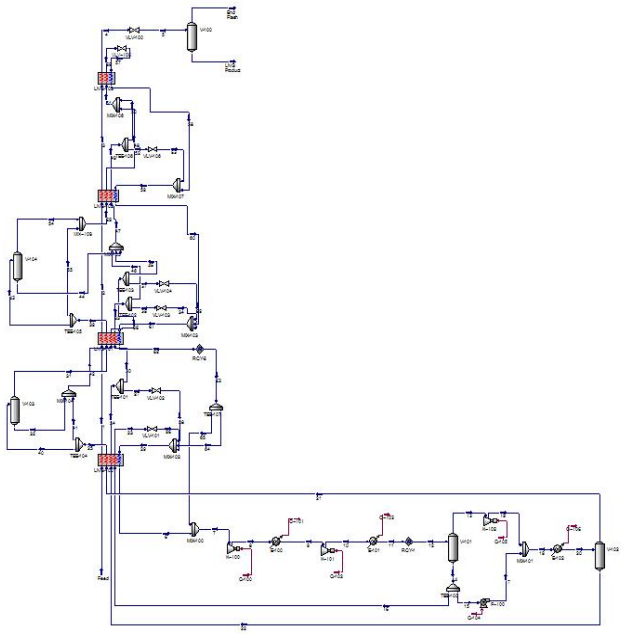


Fig. 4 Process flow diagram of superstructure model

Table 2 Optimization results for superstructure model

Process	Efficiency [kWh/ton]	Total UA [kJ/C · h]
Linde SMR	292.1	1.854e+8

4. 결 론

최근 여러 배치 및 구성을 가진 액화공정의 등장으로, 프로젝트에 적합한 액화공정 선정 시 요구되는 비교·분석 작업량이 증가하고 있다. 따라서 본 연구에서는 위 문제점을 보완하기 위해 여러 액화공정 구성을 포괄할 수 있는 초구조 모델을 구축하였다. 이를 통해 각 공정별 최적화 수행이 아닌 단지 하나의 초구조 모델 최적화를 통해 적절한 액화공정을 선정할 수 있다.

초구조 최적화 결과가 각 공정별 최적화 결과와 비슷하게 나오는지 확인하기 위해 먼저 각 공정별 최적화를 수행하여 효율 및 Total UA 값을 도출하였다. 비교에는 PRICO SMR, APCI SMR 그리고 Linde SMR까지 총 3 가지 공정이 사용되었다. 공정 모델링은 Aspen HYSYS를 사용하여 수행하였고, 최적화는 MATLAB을 통해 modified DIRECT algorithm과 연동하여 수행하였다.

공정별로 배치가 다른 구간에 Stream을 나누고 최적화 시 각각 선택될 수 있도록 모델링하여, 위 3개의 공정을 모두 포함할 수 있는 초구조 모델을 구현하였다. 최적화 수행결과는 약 5% 오차로 각 공정별 최적화를 수행한 결과와 큰 차이를 보이지 않았다. 따라서 초구조 최적화와 각 공정별 최적화가 비슷한 결과를 보이는 것을 확인하였다. 본 연구에서 초구조 최적화를 통해 최종 선정된 액화공정은 Linde SMR 공정이었다. 하지만 이 결과는 FEED 조성 변화에 따라 달라질 수 있다. 또한 추후 다른 구성을 가지는 초구조 모델을 구현한다면, 이보다 더 나은 결과를 보여주며 새로운 배치를 가지는 공정을 발견할 수도 있다.

후 기

본 연구는 현대중공업(주)의 지원으로 수행된 연구결과 중 일부임을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

박진호 (2017). 국제 가스시장 구조적 변화와 우리나라의 LNG 도입 대응방안, 에너지포커스, 제14권, 제1호, pp 4-18.

BP. (2017). BP Energy Outlook Energy 2017, BP Stat. Rev. World Energy 52.

Foerg, W., Bach, W. and Stockmann, R. (2003). “A New LNG Baseload Process and the Manufacturing of the Main Heat Exchangers”, Linde AG - Stat oil.

Gen, M. and Cheng, R. (2000). Genetic algorithms and engineering optimization, pp 136.

Na, J., Lim, Y. and Han, C. (2017). “A modified DIRECT

algorithm for hidden constraints in an LNG process optimization", Energy, Vol 126, pp 488-500.

Pwaga, S.S. (2011). "Sensitivity Analysis of Proposed LNG liquefaction Processes for LNG FPSO", NTNU, Natural Gas Technology.

Remeljej, C.W. and Hoadley, A.F.A. (2006). "An exergy analysis of small-scale liquefied natural gas (LNG) liquefaction processes", Energy, Vol 31, No 12, pp 2005-2019.

Roberts, M.J., Agrawal, R. and Daugherty, T.L. (2002). "Single mixed refrigerant gas liquefaction process", U.S. patent No. 6,347,531.

Shukri, T. (2004). "LNG technology selection", Hydrocarbon Engineering, 9(2).

Vatani, A., Mehrpooya, M. and Palizdar, A. (2014). "Energy and exergy analyses of five conventional liquefied natural gas processes", Int. J. Energy Res, Vol 38, pp 1843-1863.

Vatani, A., Mehrpooya, M. and Palizdar, A. (2014). "Advanced exergetic analysis of five natural gas liquefaction processes", Energy Conversion and Management, Vol 78, pp 720-737.

WorleyParsons (2013). CCS learning from the LNG sector - A report for the GCCSI.

Xu, X., Liu, J., and Cao, L. (2014). "Optimization and analysis of mixed refrigerant composition for the PRICO natural gas liquefaction process", Cryogenics, Vol 59, pp 60-69.

해양 가스전에 활용 가능한 MEG 재생 공정의 현장 pilot plant 운전 결과 분석

김현호* · 정종연* · 김태훈** · 서유택*
*서울대학교 조선해양공학과
**삼성중공업

Analysis of MEG regeneration plant in offshore project from pilot plant operation

Hyunho Kim*, JongYeon Jung*, Taehun Kim**, and Yutaek Seo*

*Department of naval Architecture and Ocean Engineering, Seoul National University, Seoul, Korea
**Central Research Insitute, Samsung Heavy Industry Co. Ltd, Gyeonggi-do, Korea

KEY WORDS: MEG 모노에틸렌글리콜, salt 염, MEG regeneration process MEG 재생공정, Pliot Plant

ABSTRACT: *해양 가스전은 육상과 달리 well에서 생산된 유체는 저온, 고압 조건의 해저에서 파이프라인을 통해 육상 공정으로 가스/오일/물로 분리된다. 고압 및 저온 해저 배관 내 하이드레이트 생산을 방지하기 위해 열역학적 저해제 mono-etylene glycol (MEG)를 주입한다. MEG의 경우, 하이드레이트 생성 저해를 위해 필요한 주입양이 많으며 가격이 비싸 회수 공정을 통한 재회수가 필요하다. MEG 재생공정의 목표는 해저 배관에서 올라오는 MEG, 물 및 생산수 속에 포함되어있는 염의 혼합용액으로부터 MEG를 고농도로 회수 및 분리하는 것이다. 본 연구에서는 용해도가 높은 염의 일부분을 제거하지 않고 허용하며 MEG를 회수하는 slip stream 개념으로 구성된 pilot plant를 제작하였으며 2차 운전에 걸쳐 결과를 도출하였다. ASPEN PLUS를 이용하여 PFD를 구성하였고 장치별 운전 조건을 설정하였다. 본 연구를 위하여 설계 운전되고 있는 pilot plant는 시간당 처리용량 200 kg의 MEG 재생 공정으로서 공정 유입 유량, 목표 회수 농도를 조절하여 처리할 수 있도록 설계되어졌다. 해양 플랫폼의 경우 파고에 의한 변화로 증류탑의 운전 효율이 저하될 수 있다. 본 내용을 반영하기 위해 증류탑의 기울기를 변화할 수 있도록 pilot plant를 설계하였다. 200 kg/hr로 유량이 유입될 때 증류탑의 기울기가 0도에서 15도까지 변화하며 회수 농도 및 운전 효율을 분석하였다. 증류탑의 기울기가 0도에서 15도까지 증가하며 운전 효율이 2.7% 감소하였으며 목표 회수 농도로의 MEG 재생을 위해 증류탑 하단에 유입되는 열량이 증가함을 확인하였다.*

1. 서 론

가스 하이드레이트란 저온, 고압의 조건에서 물분자로 이루어진 공동 내로 메탄, 에탄, 프로판 등과 같은 가스가 갇히며 물리적인 결합에 의해 형성되는 화합물이다. 심해저 가스전 개발은 저온, 고압의 조건으로 탄화수소가 육지로 운송되는데 가스 하이드레이트가 생성될 위험이 크다. 일반적으로 열역학적 하이드레이트 저해제를 주입하여 하이드레이트 생성 조건을 저온 고압 조건으로 이동시킨다. 대표적인 하이드레이트 열역학적 저해제는 메탄올과 mono-etylene glycol (MEG)가 있다. 메탄올의 경우, 물보다 휘발성이 높아 가스전에 적합하지 않다. 일반적으로 가스전에서는 열역학적 저해제로 MEG를 주입한다. MEG의 경우, 물보다 휘발성이 적어 가스전에 적합하지만, 하이드레이트 생성 방지를 위해 필요한 주입양이 많고 가격이 비싸 회수 공정을 통한 재회수가 필요하다. 하지만 해저에서 탄화수소가 생성될 때, 다량의 염분을 포함한 생산수가 유입된다. MEG 재생 공정은 가스, condensate, 물 혼합용액을 분리하는 공정 이후에 오는 공정이다. MEG 공정의 목표는 MEG, 물, 염의 합용액으로부터 저해제로 재사용 가능한 MEG를 분리하는 것이다. 염은 재생공정 운전 중 scale 침적 문제를 발생시킬 수 있으며, 운전을 정지시키는 심각한 문제를 일으킬 수 있다. MEG 재생공정의 핵심은 공정 중 염의 침적을 방지하며 효율적으로 제거하는 것이다. 대표적인 MEG 재생공정은 Cameron사에서 제안한 모든 종류의 염을 제거하여 MEG를 회수하는 full stream 개념과 Aker solution에서 제안한 용해도가 높은 염의 일부분을 제거하지 않고 허용하며 MEG를 회수하는 slip stream 개념으로 나누어진다.

실제 해양 프로젝트는 파고의 영향으로 육상 플랜트와 달리 외부 영향에 의한 효율이 변화될 수 있다. 현재까지 해양 프로젝트에 적용되는 대부분의 실험 및 시뮬레이션은 육상 플랜트와 동일한 파고에 의한 영향을 배제하고 분석된다. 따라서 본 연구는 파고에 의한 영향을 반영하여 증류탑에서 MEG와 물의 분리 효율을 분석하였다.

2. 실험

2..1. Pliot plant 설계

본 논문에서는 염의 일부를 제거하는 slip stream 개념을 기준으로 pilot plant를 설계하였다. Fig 1에 공정도를 첨부하였으며 다음과 같은 절차로 진행된다.

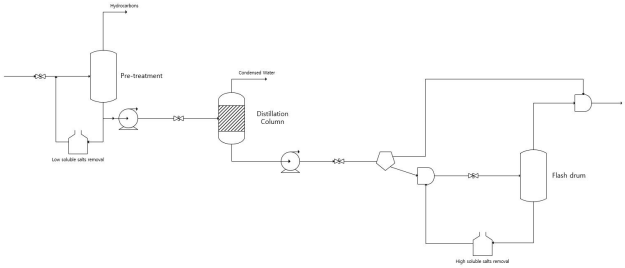


Fig 1. Slip stream MEG regeneration process

1. 전처리, 용해도가 낮은 2가염 제거
2. 증류탑을 통하여 water, MEG 분리
3. 분리 된 MEG에서 일정량을 bypass시켜 flash drum을 통해 기화시키며, high soluble salts 제거
4. 기화된 MEG를 다시 main MEG stream에 주입

ASPEN PLUS를 이용하여 normal 운전 조건 (Flowrate = 200kg/hr)을 기준으로 설계하였다.

2.2 Pilot plant 실험

본 연구에서는 파고의 영향으로 인한 증류탑의 효율 변화를 분석하기 위해, 증류탑의 기울기를 변화시키며 실험을 진행하였다. 실제 해양 프로젝트의 경우 해저에서 유체가 올라오는 것을 모사하기 위해 feed tank를 이용하여 MEG+water 혼합 용액을 제조하였다. 일반적인 Rich MEG 속 MEG 농도는 30~50wt%로 본 연구에서도 Rich MEG 속 MEG 농도를 30~50wt%로 유지하였다. Pliot plant의 주요 장치 운전 조건은 다음과 같다.

Table 1 주요 장비 운전 조건

Equipment		Temperature (℃)	Pressure (bar)	Flowrate (kg/hr)	비고
Pretreatment		80	1.5	200	
Distillation column	Reflux rate			20	
	Reboiler	124	1.1	125	80wt% lean MEG 기준
Reclamation		124	0.2	25	

정상 운전 실험 방법은 아래와 같다.

1. Start-up 초기 공정 안정화를 위해 각 장치별 온도, 압력 및 유량 제어 (현 실험 제어 방법으로 안정화까지 약 6시간 이상 소요됨).
2. 안정화된 운전 상태로 12시간 운전.
3. 증류탑의 기울기를 5° 씩 변화시키며 안정화 이후 2시간 간격으로 12시간 동안 샘플링.

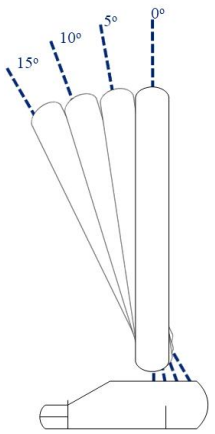


Fig 2. 증류탑 측면에서 본 기울기 변화 모사도

4. Karl-fisher titrator(Mettler Toledo V10s) 및 GC-FID(Aglient 6890A)를 이용하여 샘플 속 MEG 함유량 분석

2.3. Pilot plant를 결과 분석을 위한 시뮬레이션

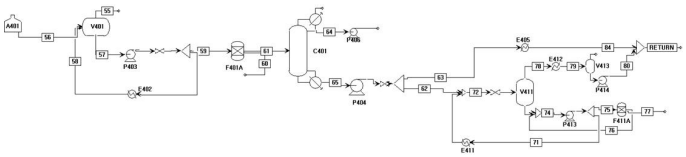


Fig 3. PFD for MEG regenerated pilot plant with commercial software (ASPEN PLUS v9.0)

공정 시뮬레이터를 이용한 결과의 타당성을 확보하기 위해 pilot plant의 운전 데이터와 시뮬레이션 데이터를 결과 분석 비교를 시행하였다. 장치 운전 결과에 대한 시뮬레이션 변수의 경우 pilot plant의 운전 결과를 반영하여 설계하였다.

3. 결과 및 토의

본 연구에서 구축한 pilot plant를 이용하여 정상 상태에서 운전 결과 및 증류탑의 기울기 변화에 따른 정상 상태 운전 결과 변화에 대해 관찰하였다. Table 2는 일정 열량을 reboiler에 주입하였을 때 기울기 변화에 따른 증류탑 하단 온도 변화 및 MEG 회수 농도 변화를 나타내었다. 기울기가 증가함에 따라 동일 열량이 주입될 때 lean MEG의 회수농도는 낮아졌다. 이는 기울기가 0도에서 15도로 변화하며 증류탑의 분리 효율이 저하되었음을 의미한다.

Table 2. 기울기 변화에 따른 증류탑 하단 온도 및 MEG 회수 농도 변화

Column degree	Lean MEG (wt%)	Distillcion reboiler temperature (℃)
0	80.2	127.4
5	80.0	127.0
10	79.0	126.9
15	77.8	126.7

Fig 4.는 pilot plant를 운전에 따른 용액 속 MEG 농도 변화와 시뮬레이션을 통한 예측값을 비교하였다. Feed tank에서의 rich MEG 농도는 50wt%이며 증류탑을 거치며 90wt% MEG로 회수된다. 구축한 공정 시뮬레이션의 경우, pilot plant의 운전 결과를 3% 이내 정확도로 분석하였다.

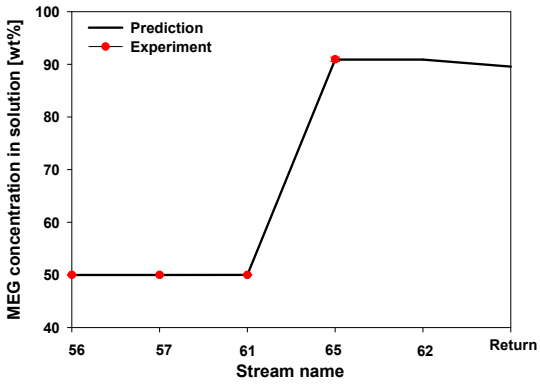


Fig 4. MEG concentration in solution profile in pilot plant and prediction (ASPEN PLUS)

4. 결 론

본 논문에서는 하이드레이트 저해를 위해 주입되는 MEG를 재사용하는 MEG 재생 공정에 대해 연구하였으며 특히 pilot plant를 설계하여 운전 결과를 분석하였다. 증류탑의 기울기는 MEG 재생 효능에 영향을 미치는 인자로서 기울기가 증가하면 재생 효율이 저하된다는 사실을 도출하였다. 구축한 공정 시뮬레이션의 경우, pilot plant의 운전 결과를 3% 이내 정확도로 분석하였다.

후 기

This work was supported by the Technology Innovation Pro-gram (10060099) funded by the Ministry of Trade Industry &Energy (MI, Korea) and also partially supported by the Global Lead-ing Technology Program of the Office of Strategic R&D Planning(OSP) funded by the Ministry of Knowledge Economy, Republic ofKorea (10042424).

참 고 문 헌

Sandengen, K.; Kaasa, B.; Østvold, T. (2007). “pH Measurements in Monoethylene Glycol (MEG) + Water Solutions”, Ind. & Eng. Chem. Res., 46, 4734 - 4739.

Sloan, E.D., Koh,C.A., (2008). “Clathrate Hydrates of Natural Gases. 3rd ed. ed.; CRC Press (Taylor and Francis Group): Boca Raton, FL”.

Md. Emdadul Haque, (2012). “Ethylene Glycol Regeneration Plan : a Systematic Approach to Troubleshoot the Common Problems”, Chevron, J. Chem. Eng, Nol. Che.27 No.1.

P.N. Matthews, S. Subramanian, J. Creek (2002). In Proceedings of the 4th International Conference On Gas Hydrates, May 19 - 232002 ; 899-90574662

T. K. Amy, F. Gongmin, A. W. Malene, B.T. (2002). Mason, “Effect of Hydrate Inhibitors On Oilfield Scale Formation and Inhibition”, SPE 74657.

W.K. Joseph, B.D. James. (2002). “A Protocol to Inhibit the Formation of Natrium Chloride Salt Blocks”, SPE 74662, 2002;

Kim, H., Lim, Y., Seo, Y., & Ko, M. (2017). Life cycle cost analysis of MEG regeneration process incorporating a modified slip stream concept. Chemical Engineering Science, 166, 181-192.

Two-phase flowloop를 이용한 다양한 gas-liquid 유량에서의 severe slugging type 연구

박기흠*, 김자경**, 서유택**

*서울대학교 조선해양공학과
**KAIST 기계공학과

KEY WORDS: Multi-phase flow, flowloop, severe slugging, OLGA

ABSTRACT: *해양 원유 생산 field에서, two-phase의 유체가 아래쪽으로 기울어진 subsea line과 연결된 수직 riser를 지날 때, 혹은 구불구불한 pipeline을 지날 때 불안정한 유체의 흐름이 생기기도 한다. 이것을 severe slugging이라고 부른다. 이러한 구간을 지날 때, pipeline의 아래쪽에 liquid가 쌓이면서 gas phase가 지날 수 있는 통로를 막기 시작하고, 그 liquid를 이동시킬 수 있는 압력이 되기 전까지 gas가 압축된다. gas가 liquid의 중력에 의한 압력을 이길 수 있게 되면 쌓여있던 liquid가 한꺼번에 빠져 나오게 된다. 이렇게 한꺼번에 빠져 나오게 되면 separator의 liquid level이 갑자기 늘어나는 문제나, riser에 VIV(vortex induced vibration)이 나타날 수 있기 때문에 해양플랜트를 설계할 때 severe slugging에 대한 이해는 필수적이다.*

따라서 본 연구에서는 severe slugging을 생성하여 그 유동의 특성을 관찰하기 위해 해양플랜트의 downwardly inclined pipe와 vertical riser를 모사하는 다상 유동 flow loop을 설계하여 설치하였다. 본 flow loop은 약 5.7m의 vertical line과 12m의 horizontal line으로 구성 되어있고, vertical line의 상부에 valve를 설치하였다. 또한 가스 주입위치에 따른 slugging 유동 형상을 파악하기 위해 horizontal pipeline에 위치 별로 세 개의 injection point를 설치하여 비교 분석하였다. 그 결과, liquid pump 근처에 있는 injection point에서 gas를 주입할 경우에는 inlet pressure가 완벽한 진동을 나타내지 않고 high frequency fluctuation과 low frequency oscillation이 합쳐진 형태인 dual frequency severe slugging 형태를 띄는 것을 관찰할 수 있었다. 또한 나머지 두 개의 injection point에서는 완전한 severe slugging 형태의 진동이 관찰되었으나, slugging과 stable한 조건의 경계에서는 slugging, oscillation, stable한 상태가 혼합되어 나타나는 것을 관찰 할 수 있었다. 이렇게 Injection point 별로 liquid와 gas의 superficial velocity 별 flow regime을 관찰하여 정리한 결과를 stability map으로 작성하였다.

또한 실험결과와 모델링한 결과를 비교하기 위해서 다상유동 시뮬레이션 프로그램인 OLGA를 이용하여 실제 flow loop의 dimension을 입력하여 모델링 하였다. 그 결과 severe slugging이 일어나는 경우의 gas tank pressure 압력의 진폭을 5%이내, 진동 주기를 10% 이내의 오차의 결과를 나타내는 것을 확인하였다. 또한 실험에서 작성하였던 stability map을 OLGA로도 injection point 별로 각각 작성하였다. 그 결과, 실험과 비슷한 경향을 보였으나 실험에서 보여졌던 두 개의 flow pattern이 혼합되어 나타나는 경우는 나타나지 않았다.

1.Introduction

Gas-liquid two-phase flows are frequently observed form many kinds of industries. In the offshore oil and gas production field, gas-liquid two-phase flows occur during transportation of produced oil and gas (Shoham, 2006). Hydrocarbon components exist in reservoir as either gas or liquid phase depending on the pressure and temperature conditions. That makes the transportation of hydrocarbons from reservoir multi-phase. These two phase flows from the reservoir may induce operation issues, and one of them is unstable flow due to the geometry of pipeline. Unstable fluid flow may occur when two-phase fluid passes through a vertical riser connected to a downwardly inclined subsea flowline, as was in a pipeline laid in a hilly terrain (Taitel, 1986). This has been called severe slugging or terrain induced slugging. As it passes through the vertical riser, liquid accumulates at the bottom of the riser and begins to block the passage through which the gas phase can pass, as showed in Fig 1 (1). The second step, Fig 1 (2), is the compression of the gas until it is pressurized to push the liquid accumulation at the bottom of the vertical riser. When the pressure build-up upstream of the liquid accumulation is high enough to push the gravitational head of the liquid, the accumulated liquid will come out from the vertical riser quickly, which is the third and fourth step in Fig 1 (3) and (4). The final step is the gas blowdown and the liquid accumulation would occur again at the bottom of the riser, Fig 1 (5). When the severe slugging occurs, these five steps will be repeated periodically. Understanding of severe slugging is essential when designing the offshore platform because the liquid level of the separator may suddenly increase or vortex induced vibration (VIV) may appear in the riser. (Meng, 2017)

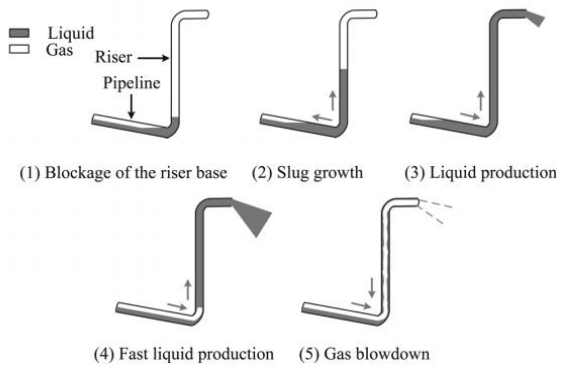


Fig. 1 Illustration from R. Malekzadeh et al. (2012b) of the cyclic behavior in a downward inclined pipeline-riser when severe riser-induced slugs are present.

2. Experimental Apparatus And Method

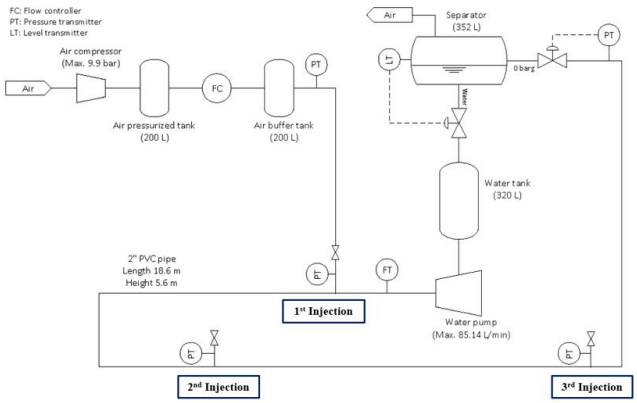


Fig. 2 Flow chart of two-phase flow loop

The two-phase flow experiments were carried out in a 2-inch two-phase flowloop as shown in Fig. 2. The flowline was made using the transparent PVC to observe the flow inside. This flowloop is using water and air as the liquid and gas phases. Air is first compressed to 8 bar through a compressor and stored in the air pressurized tank. Then the MFC (mass flow controller) was used to inject the air into the flowloop. The air buffer tank was installed between the MFC and the flowloop to provide sufficient volume for air to be compressed during the two-phase flow experiments. Severe slugging could be generated from the water accumulation at the bottom of the vertical riser as well as the compression of air in the buffer tank. The air entering the flowloop as two-phase flow is vented through the separator installed downstream of the vertical riser. Three different injection points were installed in the flowloop and each injection point and buffer tank connected to a flexible pipeline. The 1st injection point located downstream of the water pump, and the 2nd injection point located at the middle part of the horizontal section. The 3rd injection point located just upstream of the vertical riser. The above three injection points were used to investigate the characteristics of severe slugging depending on the air injection position.

Water was pumped from the water tank into the flowloop using the NETZSCH pump with maximum liquid flow rate 85.14 L/min. The water pump was a constant flow pump, thus constantly delivered the same flow rate regardless of the pressure fluctuation between the front and rear ends. A flow meter is installed at the downstream of the pump to measure the flow rate.

The pressure behavior of the pipeline was also investigated in various gas-liquid ratio by installing five pressure sensors. Three were at each injection point, one was at the top of the vertical pipeline, and one was at the air buffer tank. Flowloop consists of a horizontal pipeline with internal diameter of 2 inch, where the horizontal section was about 14m and the vertical riser was 5.6m. The middle part of the horizontal pipeline has a circular shape with a diameter of about 2.4 m and there is a downwardly inclined pipeline with a slope of 15 degrees, which was 6.5 m long before the vertical riser. This type of inclined horizontal was intended to the touch down point of the vertical riser. Table 1 summarizes the specifications of the flowloop used in this work.

4. Results and Discussions

The severe slugging formation was investigated at the 2nd injection point while varying the gas-liquid ratio. R.Malekzadeh et al.(2012a) and Balino et al. (2010) discussed several types of severe slugging observed in their experiment.

At the 2nd injection point, two types of severe slugging were observed. The first type of severe slugging is a common oscillatory form with a peak of pressure, as shown in Fig 3. This type of severe slugging occurs when the pressure of gas phase became larger than the gravitational head of accumulated liquid before the vertical riser was fully filled with water. At the 2nd injection point, severe slugging was observed when the Usl is less than 0.15m/s. The second type of the severe slugging showed stable pressure period near the pressure

peak followed by sudden pressure reduction, as shown in Fig 4. This occurred when the liquid velocity was higher than that of the first type of slugging, where water entered the vertical riser faster than the rate of gas compression in the gas phase. When the pressure was maintained near the peak, water was fully filled the vertical riser and slowly flowed into the separator while the gas phase was compressed without breakthrough. When the gas phase was compressed enough to push the hydrostatic head of the liquid accumulation, the compressed gas blow out as witnessed in the pressure peak in Fig 4 (b). For the 2nd injection point, the second type of severe slugging was observed when the Usl was faster than 0.2m/s.

During the formation of second type of sever slugging the liquid accumulation proceeded toward upstream of the riser base, thus more liquid production was observed. This is an important observation since the second type of severe slugging would produce more liquid and the pressure surge due to the liquid accumulation was higher than the first type.

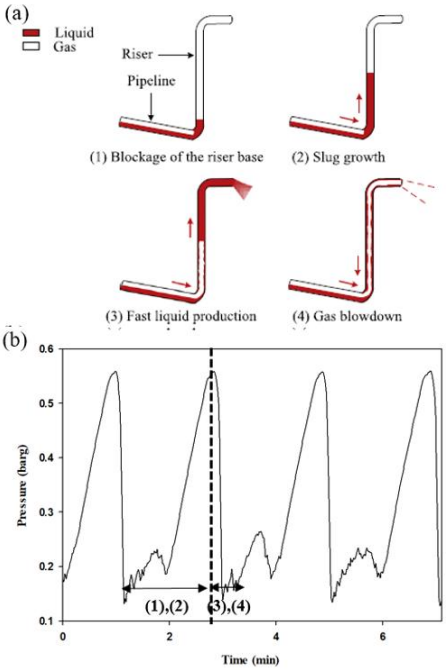


Fig. 3 a) Illustration from R. Malekzadeh et al.(2012a) of first type of severe slugging; (b) Pressure data at 2nd injection point of Usg=0.8m/s, and Usl = 0.1m/s, which is first type of severe slugging

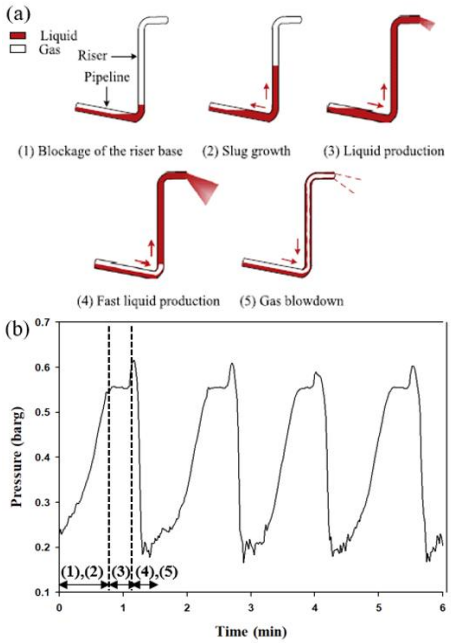


Fig. 4 (a) Illustration from R. Malekzadeh et al. (2012a) of second type of severe slugging (b) Pressure data at 2nd injection point of Usg=0.8m/s, and Usl = 0.2m/s, which is second type of severe slugging

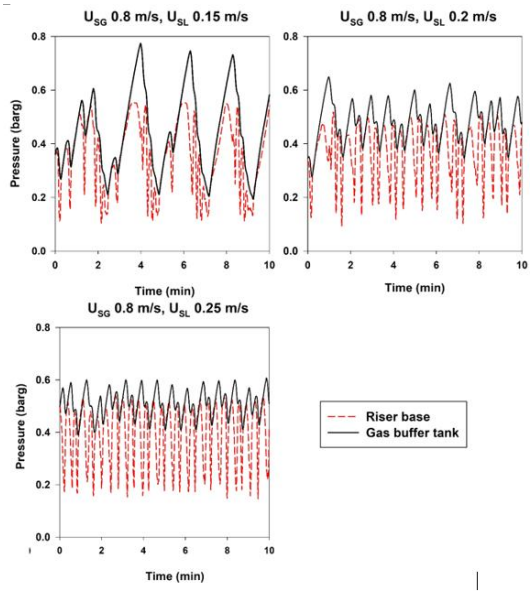


Fig. 5 Pressure changes at riser base and gas buffer tank corresponding to Usg = 0.8 m/s, Usl = 0.15 m/s; Usg = 0.8 m/s, Usl = 0.2 m/s; Usg = 0.8 m/s, Usl = 0.25 m/s; Air was injected through the 1st injection point.

The type of severe slugging at the 1st injection point was different from those at the 2nd injection point. It was confirmed that first type severe slugging was generated when Usl was less than 0.2m/s. However, Dual Frequency

Severe Slugging(DFSS) was observed at the Usl range between 0.2m/s and 0.55m/s, where large periodic vibration and small periodic vibration occurred alternatively.(Malekzadeh et al., 2012). Fig 5 shows the pressure changes at the gas buffer tank and the riser base when increasing the Usl from 0.15, which is the start of DFSS, to Usl = 0.25m/s, which shows complete pattern of DFSS, at Usg = 0.8 m/s. As can be seen in Fig 5, small vibrations continue between large periodic vibrations. The reason for this pattern would be the volume of the compressed air between the 1st injection point and the liquid pump. Even if the pressure of the gas buffer tank was sufficient and the compressed air intended to blown down, the accumulated liquid in the pipe line was fast increased by the pump, blocking the gas passage. Therefore, DFSS is generated in which the gas phase flew through the accumulated liquid as dispersed bubble, resulting small pressure oscillation. During the experiment, it could be observed that the pipeline was fully filled with water when the air bubbles flew along with the water from the air buffer tank to the riser.

5. Conclusions

Laboratory scale 2-inch flowloop and simulations with OLGA were used to investigate the characteristics of severe slugging. The flowloop consisted of a downwardly-inclined horizontal pipeline and a vertical pipeline of 5.6 m height to create severe slugging, and a two-phase flow was created by injecting water and air through a pump and compressor. The flow patterns observed in the flowloop were defined as stable, oscillation and severe slugging. In addition, it was confirmed that a mixed flow of two patterns is observed on the boundary condition where the flow pattern changes. Therefore, based on this flow pattern, the stability map was created for two injection points. It was observed that the gas flow rate has the greatest effect on the generation of severe slugging.

Types of severe slugging could be further classified into three types. Type 1 was observed when the liquid flow rate was small, and it has sharp peak of pressure value. Type 2 was observed when the liquid flow was above a certain level, and has a flat period near the peak pressure. Type 2, DFSS was observed when the compressed air volume was less, resulting a combination of large periodic vibration and small periodic vibration.

Aknowledgements

This work was supported by the Industrial Strategic Technology Development Program (No. 10060099) of the Korea Evaluation Institute of Industrial Technology (KEIT) funded by MOTIE

References

Balin˜o, J. L., Burr, K. P., and Nemoto, R. H. (2010). “Modeling and Simulation of Severe Slugging in Air-Water Pipeline-Riser Systems,” *Int. J. Multiphase Flow*, 36(8), 643-660.

Biltoft, Hansen, Pedersen, and Yang (2013). “Recreating Riser Slugging Flow Based on an Economic Lab-sized Setup,” *IFAC Proceedings Volumes*, 46(12), 47-52.

Jahanshahi, E., Skogestad, S., Grøtli, E. I. (2013). “Anti-Slug Control Experiments Using Nonlinear Observers,” *American Control Conference (ACC)*, Washington DC, 1058-1064.

Malekzadeh, R., Henkes, R.A.W.M., Mudde, R.F. (2012a). “Severe slugging in a long pipeline–riser system: Experiments and predictions,” *International Journal of Multiphase Flow*, 46, 9–21.

Malekzadeh, R., Mudde, R.F., Henkes, R.A.W.M. (2012b). “Dual-Frequency Severe Slugging in Horizontal Pipeline-Riser Systems,” J. *Fluids Eng*, 134(12), 121301.

Meng, X., Tao, L. (2017). “The Feasibility of Open FOAM-Based One-Dimensional Prediction of Slugging Induced Pressure Fluctuations in Pipeline-Riser Systems,” *36th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*, Trondheim, 5A

Pots, B., Bromilow, I., Konijn, M. (1987). “Severe slug flow in offshore flowline/riser systems,” *SPE Prod. Eng.*, 2(4), 319-324.

Schmidt, Z., Brill, J., Beggs, H., (1980). “Experimental study of severe slugging in a two phase-flow pipeline–riser pipe system,” *SPE J.*, 20(5), 407-414.

Shoham, O., (2006). “Mechanistic Modeling of Gas-Liquid Two-Phase Flow in Pipes,” *Society of Petroleum Engineers*, 408.

Taitel (1986). “Stability of Severe Slugging,” *Int. J. Multiphase Flow*, 12(2), 203-217.

EEDI Phase III 이상을 위한 Molten carbonate fuel cell (MCFC) 기반의 선박 내 이산화탄소 포집 시스템

박현준*·이상혁*·박성호**·장대준*
*한국과학기술원 (KAIST)
**고등기술연구원 (IAE)

Onboard carbon capture system based on molten carbonate fuel cell (MCFC) for EEDI Phase III or later

Hyunjun Park*, Sanghyuk Lee*, Sunghoo Park**, and Daejun Chang*

*Korea Advanced Institute of Science and Technology (KAIST), Daejon, Korea
**Institute for Advanced Engineering (IAE), Youngin, Korea

KEY WORDS: Energy efficiency energy index (EEDI), Molten carbonate fuel cell (MCFC), Carbon capture and storage (CCS), LNG fuelled ship

ABSTRACT: *This study proposes an exhaust treatment system to satisfy the Energy Efficiency Design Index (EEDI) Phase III that is for greenhouse gas emission reduction by 30% from the baseline set in 2013. The proposed system contains an LNG dual fuel engine and a molten carbonate fuel cell (MCFC). As LNG fuelled propulsion system can reduce the CO_2 emission by 20%, the MCFC is utilized for further reduction. The engine exhaust gas is fed into the cathode side of the MCFC, where CO_2 is transferred from the cathode side to the anode side. The MCFC generates electricity and discharges a CO_2-rich stream from the anode side. In a case study, the proposed system is applied to a handymax tanker, which requires 9,310 kW of the propulsion power. For the EEDI Phase III, the MCFC generates additional electricity of 130 kW, taking the foot print of 50 m^2. It shows that the capacity of the MCFC is linearly increased as the EEDI phases continue.*

1. 서론

최근 해상운송 분야에서는 선박에서 배출되는 오염물질로 인한 환경오염과 기후변화를 억제하기 위해 많은 노력을 기울이고 있다. 기존 선박유 (Heavy Fuel Oil, HFO)로부터 배출되는 황산화물 (SOx), 질소산화물 (NOx), 미세먼지 (PM), 그리고 이산화탄소 (CO_2)와 같은 물질들은 주요한 오염물질로 여겨지고 있다.

국제해사기구 (International Maritime Organization, IMO)는 규제를 통해 선박에서 배출되는 이러한 오염물질들의 양을 제한하고 있다. IMO는 전 세계 해상에서 운항되고 있는 선박에 대해서, 2020년 이후에 사용되는 연료의 황 함유량을 0.5%로 제한하였고, NOx 배출량을 "Tier II" 수준으로 제한하였다. 또한, 북미와 유럽지역을 중심으로 Emission Control Area (ECA)를 지정하여, 이 구역을 통과하는 선박에 대한 규제를 강화하였다 (Kevin Cullinane et al., 2014).

이러한 규제들 가운데 이산화탄소 배출량에 대한 규제는 만족하기에 가장 도전적인 것으로 여겨지고 있다. IMO는 이산화탄소의 배출량을 제한하기 위해 Energy Efficiency Design Index (EEDI)를 도입하였다. 여기에서 EEDI는 선박이 단위 무게의 화물을 싣고 단위 거리를 항해할 때 배출되는 이산화탄소의 양으로 정의되며, 신조되는 선박은 설계단계에서 요구되는 EEDI 수준을 만족하여야 건조될 수 있다. EEDI는 5 ~ 10년을 주기로 Phase가 진행되며, 각 Phase마다 기존 대비 10%의 이산화탄소 배출량 감축을 요구하고 있다 (Ivica Ančić et al., 2015). IMO는 Marine Environment Protection Committee (MEPC)를 소집하여 EEDI Phase 별 규제 수준과 도입 시기를 정하고 있다. 특히, 2018년 5월에 열린 MEPC 72차 회의에서는 EEDI Phase IV (CO_2 40% 감축)의 시행 연도를 기존 2040년에서 2030년으로 앞당기고, 새로이 EEDI Phase V 규정을 도입하여 2050년부터 신조되는 선박에서의 이산화탄소 배출량을 50% 이상으로 감축하기 위한 논의가 있었다.

현재의 기술 수준으로는 이러한 이산화탄소 배출량 규제에 대응하기 어려운 것으로 보인다. 현재까지 제안된 해상운송 분야에서의 이산화탄소 저감 방식으로는 선형 개선, 고효율 추진시스템의 개발, 새로운 연료의 도입, 그리고 운영상의 최적화 등이 있다 (Evert A. Bouman et al., 2017). 이러한 방식들은 약 5 ~ 25%의 이산화탄소 배출량 저감이

가능하나, 선종 혹은 선박의 크기에 따라 EEDI Phase Ⅲ (CO_2 30% 감축) 이상을 만족하기는 어려운 것으로 알려져 있다. 최근 통계자료에 따르면 현재 운항되고 있는 벌크선 중에서 Phase Ⅲ 수준을 만족할 수 있는 선박의 수는 1% 미만이다 (Transport & Environment, 2017).

선박에서의 이산화탄소 배출량을 저감할 수 있는 다른 방법으로는 선박 내에서의 이산화탄소 포집 및 저장 (Onboard carbon capture & storage, OCCS) 개념이 있다. OCCS에서는 이산화탄소 포집 설비를 이용하여 엔진 배기가스 중에 있는 이산화탄소 성분을 분리한다. 분리된 이산화탄소는 선박 내에 임시로 저장되었다가, 육상으로 이송되어 저장 혹은 산업에서 활용될 수 있다. 또한, 이러한 시스템은 이산화탄소 포집량을 조절함으로써 다양한 선종과 규제 수준에 대응이 가능하다는 장점이 있다.

선박 내에서 이산화탄소를 포집하는 방법으로 용융탄산염 연료전지 (Morten cabonate fuel cell, MCFC)가 활용될 수 있다. MCFC에서는 탄산 이온 (CO_3^{2-})이 전하 운반자로 사용되기 때문에 양극에 산소뿐만 아니라 이산화탄소를 공급하여야 한다. 탄산 이온은 전해질을 통과하여 수소와 반응한 후 다시 이산화탄소의 형태로 음극에서 배출된다. 이러한 특성을 이용하여 엔진 배기가스 내 이산화탄소 성분을 분리할 수 있다. 또한, MCFC를 이산화탄소 포집에 이용함으로써 포집과 동시에 추가적인 전력을 생산할 수 있다 (S. Campanari et al., 2014).

본 연구에서는 LNG 이중 연료 엔진 (LNG dual fuel engine)과 더불어 MCFC를 활용하여 EEDI Phase Ⅲ 이상을 만족할 수 있는 선박 내 이산화탄소 포집 시스템을 제안하고자 한다. 또한, 제안한 시스템을 적용하였을 때 규제 수준에 따라 요구되는 MCFC의 용량과 면적을 예측하고자 한다.

2. 배경이론

2.1 Morten carbonate fuel cell (MCFC)의 작동원리

MCFC는 현재 널리 사용되고 있는 고온형 연료전지 중의 하나이다. MCFC는 약 650℃에서 운전되며, 전하 운반자 (Charge carrier)로 탄산 이온 (CO_3^{2-})을 사용한다는 특징이 있다. Figure 1은 MCFC의 작동원리를 나타낸 것이다.

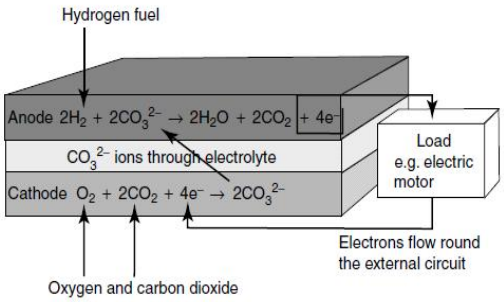


Fig. 1 Principle of MCFC

MCFC의 양극 (Cathode)과 음극 (Anode)에는 각각 산소, 이산화탄소와 수소가 주입된다. 양극에서는 산소, 이산화탄소가 음극에서 넘어온 전자와 만나 탄산 이온 (CO_3^{2-})을 형성하고, 전해질을 통과하여 음극으로 넘어간다. 음극에서는 주입된 수소가 양극에서 넘어온 탄산 이온과 반응하여 이산화탄소와 물을 발생시킨다. 이러한 반응들은 다음과 같이 나타낼 수 있다 (James Larminie et al., 2013).

$$\frac{1}{2}O_2 + CO_2 + 2e^- \rightarrow CO_3^{2-} \quad (1)$$

$$H_2 + CO_3^{2-} \rightarrow CO_2 + H_2O + 2e^- \quad (2)$$

또한, MCFC에서 발생하는 기전력은 다음의 Nernst 식을 사용해서 구할 수 있다.

$$E = \frac{-\triangle \overline{g_f}^0}{2F} + \frac{RT}{2F} ln\left(\frac{P_{H_2} P_{O_2}^{1/2}}{P_{H_2O}}\right) + \frac{RT}{2F} ln\left(\frac{P_{CO_{2c}}}{P_{CO_{2a}}}\right)$$
$$= E^0 + \frac{RT}{2F} ln\left(\frac{P_{H_2} P_{O_2}^{1/2}}{P_{H_2O}}\right) + \frac{RT}{2F} ln\left(\frac{P_{CO_{2c}}}{P_{CO_{2a}}}\right) \quad (3)$$

여기에서 T, P는 각각 온도 (K)와 압력 (atm)을 의미하고, R, F는 각각 기체 상수와 Faraday 상수를 의미한다. 또한, $\triangle \overline{g_f}^0$, E^0는 각각 1atm에서의 반응에 의한 Gibbs energy 차이와 그에 따른 기전력을 의미한다.

2.2 Morten carbonate fuel cell (MCFC)에서의 전압 손실

실제 사용되는 MCFC의 기전력을 계산할 때에는 시스템을 운용하면서 발생하는 전압 손실을 고려하여야 한다. 이러한 손실은 전극 표면에서의 반응 속도, 전해질로의 연료 유입, 전기 저항 등 다양한 요인에 인해 발생한다.

MCFC의 양극에는 대개 순수한 산소와 이산화탄소가 아닌 공기가 주입되므로, 다량의 질소 (N_2) 성분이 포함되어 있다. 또한, MCFC의 음극에는 수소 대신 천연가스를 주입하여 음극 내에 있는 내부 개질기를 통해 수소를 발생시키기 때문에, 이 과정에서 반응의 부산물인 일산화탄소 (CO), 이산화탄소 (CO_2), 수증기 (H_2O) 등이 발생한다. 이러한 성분들은 전극 내의 기체의 분압에 영향을 미칠 뿐만 아니라, 양 전극에서 발생하는 전압 손실의 원인이 된다. MCFC의 양극과 음극에서 발생하는 전압 손실은 다음의 식으로부터 구할 수 있다 (Junkeon Ahn et al., 2018).

$$R_{ca} = 7.505 \times 10^{-6} \times \exp\left(\frac{\triangle \overline{h_{ca}}}{RT}\right) \times P_{O_2}^{-0.43} P_{CO_2}^{-0.09} \quad (4)$$

$$R_{an} = 2.27 \times 10^{-5} \times \exp\left(\frac{\triangle \overline{h_{an}}}{RT}\right) \times P_{H_2}^{-0.42} P_{CO_2}^{-0.17} P_{H_2O}^{-1.0} \quad (5)$$

또한, 시스템 자체의 전기적 저항으로 인한 손실을 고려하여야 한다. 이러한 전기적 손실은 다음의 식으로부터 구할 수 있다.

$$R_{ohm} = 0.5 \times \exp\left[3016\left(\frac{1}{T} - \frac{1}{923}\right)\right] \quad (6)$$

따라서, 이러한 전압 손실을 고려한 MCFC의 단위 Cell 당 기전력은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$V_{cell} = E - j(R_{ca} + R_{an} + R_{ohm}) \quad (7)$$

여기에서 j는 Cell의 전류 밀도 (Current density)를 나타낸다.

3. 시스템 개요

Figure 2는 MCFC를 활용한 선박 내 이산화탄소 포집 시스템의 구성도를 나타낸 것이다. 엔진에서 배출된 배기가스는 MCFC의 양극으로 주입된다. 배기가스에 포함된 이산화탄소 성분은 식 (1)에 의해 산소 성분과 반응하여 탄산이온를 형성한다. 전해질을 통과한 탄산 이온은 식 (2)에 의해 MCFC의 음극에서 수소와 반응하여 다시 물과 이산화탄소를 발생시킨다. 따라서, MCFC의 양극에서는 이산화탄소 성분이 저감된 엔진 배기가스가 배출되고, 음극에서는 포집된 이산화탄소를 포함한 가스가 배출된다.

MCFC의 음극에 수소를 공급하기 위해서 개질기가 사용된다. 개질기의 연료로써 천연가스가 사용되며, 수소를 생성하기 전에 Pre-reformer를 통과하며 탄소수가 높은 성분들이 메탄으로 전환된다. 이후 천연가스는 MCFC 음극에 위치한 내부 개질기를 통과하며 수소를 생성한다. MCFC의 양극과 음극에서 배출된 가스는 높은 온도를 가지고 있으므로, 선박 내에서 요구되는 증기를 공급하거나 MCFC에 주입되는 가스와 열 교환하여 전체 시스템의 효율을 높이는데 사용될 수 있다.

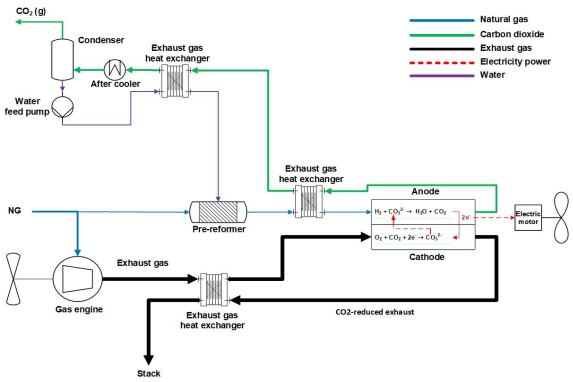


Fig. 2 System configuration of the onboard carbon capture system based on MCFC

MCFC의 음극에서 배출되는 가스에는 이산화탄소 성분뿐만 아니라 수증기와 미반응된 수소 성분 등이 포함되어 있으므로, 이산화탄소를 저장하기 전에 이러한 성분들을 물리적 방법을 이용하여 분리한다. 분리된 수증기는 다시 MCFC 내부에 있는 개질기에 주입되어 수소를 생성하기 위해 사용된다.

MCFC를 활용한 이산화탄소 포집 시스템은 MCFC의 용량을 변경함으로써 이산화탄소의 포집 정도를 조절하여, 다양한 선종과 규제 수준에 대응할 수 있다. 또한, 이산화탄소를 포집하면서 추가적인 전력을 얻을 수 있다는 장점이 있다.

최근 통계자료에 의하면 현재 운항되고 있는 탱커선의 약 25% 미만이 EEDI Phase III를 만족하지 못하는 것으로 알려져 있다 (Transport & Environment, 2017).

따라서, 본 연구에서는 Handymax 급 (47,000DWT) 탱커선에 대하여 EEDI Phase 별로 요구되는 MCFC의 용량과 면적을 계산하였다. Table 1은 본 연구에서 활용된 선박의 제원을 나타낸 것이다 (MAN B&W, 2012).

Figure 3는 본 연구에서 활용된 선박의 EEDI Phase 별 기준과 연료에 따른 EEDI 계산 결과를 나타낸 것이다. HFO를 연료로 사용할 경우에는 Phase I을 만족하지 못하며, LNG를 연료로 사용할 경우에도 Phase III를 만족하지 못하는 것을 알 수 있다.

Table 1 Specification of a handymax tanker

	Unit	
Deadweight (scantling)	DWT	47,000
Design draught	m	11.0
Length overall	m	183.0
Breadth	m	32.2
Average ship speed	knots	15.1
Main engine	kW	9,310
Auxiliary engine	kW	3,195

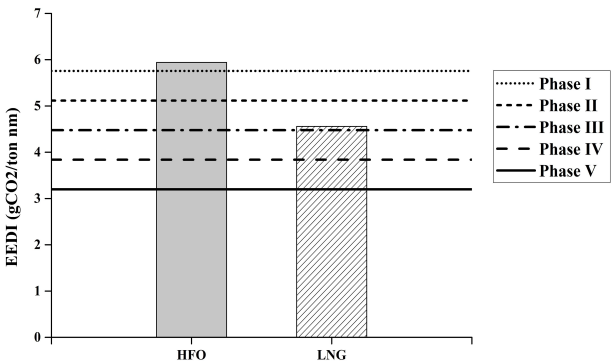


Fig. 3 EEDI of the handymax tanker

Table 2 Information of the engine exhaust gas

	Unit	
Temperature	℃	203
Pressure	bar	1.05
Mass flow rate	kg/s	13.3
Composition (mol fraction)	CH4	0
	C2+	0
	CO2	0.0348
	H2O	0.0673
	O2	0.1345
	N2	0.7634

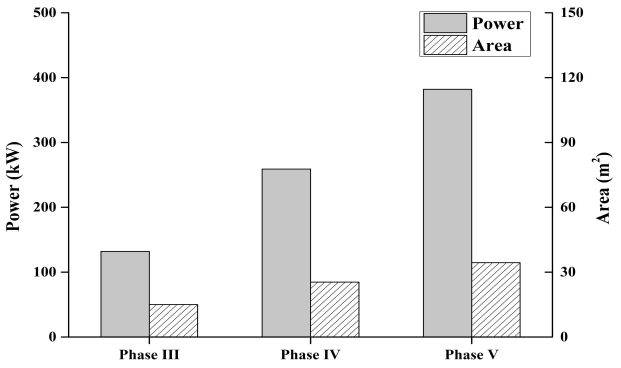


Fig. 4 Power and Area of the MCFC

4. 결과 및 고찰

MCFC의 설계에 앞서 엔진 배기가스의 유량과 조성을 예측하였다. 본 연구에서는 MAN B&W 사의 Computerised Engine Application System (CEAS)에서 제공하는 엔진 정보를 바탕으로 연료의 완전 연소를 가정하여 엔진의 공기 공급량과 배기가스의 조성을 계산하였다. Table 2는 대상 선박의 엔진 배기가스 유량과 조성을 나타낸 것이다.

식 (3) ~ (7)을 이용하여 EEDI Phase 별 MCFC의 용량을 계산하였다. 또한, 육상에 설치된 MCFC의 자료를 바탕으로 용량에 따라 요구되는 설비 면적을 예측하였다. Figure 4는 EEDI Phase 별 요구되는 MCFC의 용량과 예상되는 면적을 나타낸 것이다. Phase가 진행됨에 따라 포집 되어야 하는 이산화탄소의 양이 증가하므로, 요구되는 MCFC의 용량 역시 증가함을 알 수 있다. 특히, 식 (1), (2)에 의해 Phase에 따른 MCFC의 용량은 선형적인 비례관계를 보인다. Phase Ⅲ 별 MCFC에서 추가적으로 발생하는 전기 에너지는 약 130 ~ 380 kW로 선박에서 요구되는 전기 소모량의 일부를 공급할 수 있다.

5. 결론

IMO에 의해 2013년 도입된 EEDI는 신조되는 선박에 대해 각 Phase 별 10%의 이산화탄소 감축을 요구하고 있다. 그러나 현재의 이산화탄소 저감 기술로는 선종과 규제 수준에 따라 이러한 규제를 만족하기 어려운 것으로 보인다. 본 연구에서는 이산화탄소 배출량 규제에 대응할 수 있는 방법으로 선박 내 이산화탄소 포집 및 저장 (OCCS) 개념을 제안하였다. OCCS 개념은 이산화탄소 포집량을 조절함으로써 다양한 선종과 규제 수준에 대응이 가능하다는 장점이 있다. 또한, MCFC를 활용한 이산화탄소 포집 시스템은 엔진 배기가스 내의 이산화탄소 성분을 포집할 뿐만 아니라, 추가적인 전력을 생산한다는 장점이 있다. 일반적으로 선박에서는 설비의 도입으로 인한 화물손실, 무게, 안전도를 위한 공간의 확보 등의 요인으로 육상에 비해 공간적 제약이 크다. 따라서, 이러한 요인들을 고려하여 MCFC의 규격과 설치 장소가 결정되어야 한다. 또한, 시스템 최적화를 통해 전체 설비의 규모를 최소화할 수 있어야 한다. 그러므로, 연료추진시스템과 연계한 시스템 최적화를 통해 전체 설비의 규모를 최소화하기 위한 연구가 필요한 것으로 보인다.

참고 문헌

Evert A. Bouman, Elizabeth Lindstad, Agathe I. Rialland, and Anders H. Strømman (2017). “State-of-the-art technologies, measures, and potential for reducing GHG emissions from shipping – A review”, Transportation Research Part D, Vol 52, pp 408-421.

Ivica Ančić, and Ante Šestan (2015) “Influence of the required EEDI reduction factor on the CO2 emission from bulk carriers”, Energy Policy, Vol 84, pp 107-116.

James Larminie, and Andrew Dicks (2013). Fuel Cell Systems Explained, 2nd ed, Jone Wiley & Sons Ltd., UK.

Junkeon Ahn, Sung Ho Park, Sanghyuk Lee, Yeelyong Noh, Daejun Chang (2018). “Molten carbonate fuel cell (MCFC)-based hybrid propulsion systems for a liquefied hydrogen tanker”, Int. Journal of Hydrogen Energy, Vol 43, pp 7525-7537.

Kelvin Cullinane, and Rickard Bergqvist (2014). “Emission control areas and their impact on maritime transport”, Transportation Research Part D, Vol 28, pp 1-5.

S. Campanari, P. Chiesa, G. Manzolini, and S. Bedogni (2014). “Economic analysis of CO2 capture from natural gas combined cycles using Molten Carbonate Fuel Cells”, Applied Energy, Vol 130, pp 562-573.

Schlichting, H. (1968). Boundary Layer Theory, 6th ed., McGraw-Hill, New York.

TRANSPORT & ENVIRONMENT, (2017). Statistical analysis of the energy efficiency performance (EEDI) of new ships.

생산말기 유전의 생산효율 향상을 위한 가스 압축 및 주입공정 설계

손영훈* · 이나영* · 김승만* · 서유택*
*서울대학교 조선해양공학과

A Gas Compression and Injection System Design for Late Oil Field

Young Hoon Sohn*, Nayoung Lee*, Seungman Kim* and Yutaek Seo*

Dept. of Naval Architecture and Ocean Engineering, Seoul National University, Seoul, Korea

KEY WORDS: Gas lift, Multiphase flow, OLGA, HYSYS, pipe line, riser, subsea
ABSTRACT: 해양 유전 가운데에는 물의 함량이 높고 원유의 밀도가 높아 생산이 쉽지 않은 유전이 존재한다. 본 연구에서는 해저 배관 유동 시뮬레이터인 OLGA를 이용하여 깊이 2000m, 총 길이 19000m의 가상유전을 디자인하고, API 20°의 고밀도 원유를 고효율로 생산하기 위한 공정을 설계하였다. 그 결과 생산 후기인 워터컷 90%에서 생산이 전혀 되지 않던 유전에서 5993 STB/d까지 생산량을 증가시켰다. 이 생산량을 얻기 위해 필요한 가스리프트 공정의 최적 주입량은 well당 6 MMSCFD였고, 이 가스 유량을 주입하기 위해 필요한 상부 주입 압력은 161 bar로 계산되었다. 효율적인 가스리프트 공정을 위해 주입가스는 상부에서 생산되는 가스를 재압축하여 주입하는 방식을 선택하였고, 재압축 공정은 HYSYS를 이용하여 간략하게 제작하였다. 그 결과 3단 압축공정을 이용하여 15bar에서 147bar 까지 승압하였고, 이때 필요한 총 전력량은 26.96 MW로 계산되었다. 분석 결과 고압 승압공정에서 서지 위험이 존재하여, 서지 방지공정의 다이나믹 시뮬레이션을 이용하여 압축기에 걸리는 head 값을 8390 m에서 7222 m로 감소하였다.

1. 서 론

해양 유전에서 생산을 진행하여 생산 말기에 다다르면 물의 함량이 높아지고 유체의 밀도가 높아져 생산력이 떨어지는 유전이 존재한다. 이 때 생산력을 높이기 위해 흔히 사용되는 방법이 gas lift 기법이다. Wellbore에 가스를 주입해주어 내부 유체의 밀도를 줄이고, 플랫폼까지 올려주는데 필요한 수두압을 저하시킨다. Wellbore에 가스를 주입하기 위한 대표적인 시스템은 annulus module과 fluid bundle module이 있는데, 본 연구에서는 fluid bundle module을 채택하여 설계하였다. OLGA를 이용하여 topside에서 요구하는 압력을 알아본 후, HYSYS에서 필요한 압력까지 승압하기 위한 시스템을 설계하고자 한다.

2. OLGA를 이용한 가상유전 모델링

2.1 가상유전 시스템 개요

본 field는 branch 하나당 최대 50,000 BOPD 생산이 가능한 가상 유전이다. 본 시뮬레이션은 Multiflash 6.0과 OLGA 2015, HYSYS 8.8을 활용하여 시뮬레이션을 수행하였다. 본 가상유전의 OLGA layout은 아래 그림과 같다.

총 4개의 reservoir characteristics는 모두 동일하다고 가정하였다. Reservoir pressure는 150bar, reservoir temperature는 62°C로 설정하고, reservoir의 productivity는 선형으로 가정하고 productivity index를 300STB/d/psi로 설정하였다.

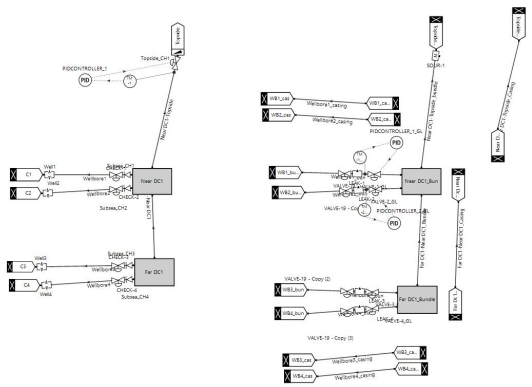


Figure 1. Field layout of virtual oil field

2.2 Fluid bundle module

Fluid bundle 모델은 pipe-in-pipe로 구성되어있다. leak component를 이용하여 casing에서 production tubing으로 가스를 주입할 수 있도록 시스템을 구성하였다. 또한 PID제어를 원활히 하기 위해 leak valve의 ID는 0.5 in로 설정하였다. Gas lift의 주입량은 PID 컨트롤러를 이용하여 각 well에 정량 주입되도록 하였다.

API22°에서 예비 시뮬레이션을 수행하였다. Flowline의 내경은 API RP 14E를 참고하여 EVR, 주입압력, casing heading 현상을 고려하여 casing의 ID는 30in로 설정하고, fluid bundle branch line은 ID 4in, wellbore gas injection line의 ID는 2.2in로 설정하였다. Bundle line의 내경을 지나치게 크게 설정할 경우, 유속

이 느려지고 casing heading 현상이 크게 발생하여 정량의 gas 주입이 어려워질 수 있다. Bundle의 내경이 2.2in인 경우 최대 EVR이 0.8이고, 상부 주입압력은 161 bar로 계산되므로, 내경 2.2 in를 fluid bundle line의 내경으로 설정하였다.

2.3 생산말기 fluid bundle gas lift 시뮬레이션 결과

아래 그림은 watercut 90% 케이스에서 well 당 gas lift 주입량에 따른 오일 생산량을 나타낸 그래프이다. 과도한 가스 주입은 bottom hole pressure를 증가시키면서 생산량을 감소시키는 역할을 한다. 아래 그림에서 watercut 90%에서 fluid bundle 모델을 적용할 경우 well당 주입량 6 MMscfd에서 가스 생산량 30.42 MMscfd, oil 생산량 5,993 STB/, 물 생산량 34,688 STB/d, topside gas 주입 압력은 161bar로 계산되었다.

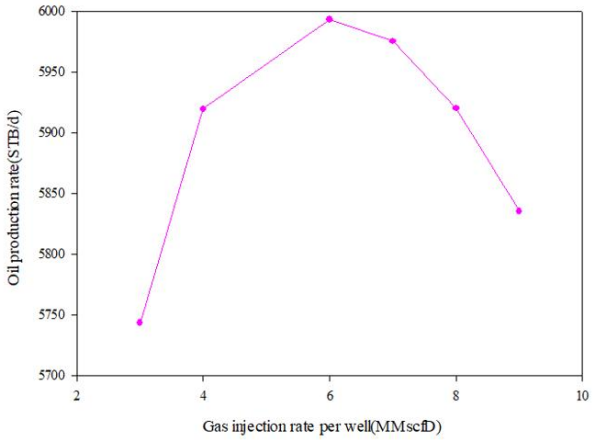


Figure 2. Watercut 90% - production rate with respect to gas lift inejction rate

아래 그림은 배관 내 온도 구배를 나타낸 그래프이다. 단열재를 추가하지 않았기 때문에 wellbore에서 흘러나온 유체가 해수와 열교환을 하면서 온도가 급격하게 감소하는 모습을 보였다. 또한 17,000 m 부분에서 온도가 증가하는 이유는 near DC에서 뜨거운 유체가 유입되고, fluid bundle로 인해 추가된 casing이 단열역할을 하기 때문이다. 또한 아래 압력구배 그래프에서 같은 위치에서 압력이 급격히 감소하는 이유는 near DC에서 유체가 유입되면서 유량과 유속이 증가하여 추가적인 압력강하가 일어나기 때문이다.

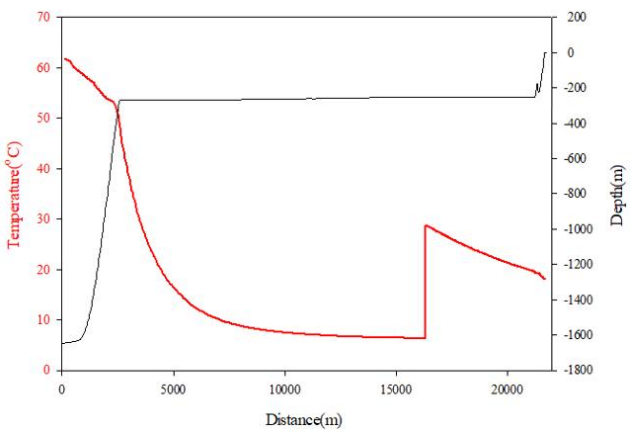


Figure 3. Watercut 90% - temperature profile

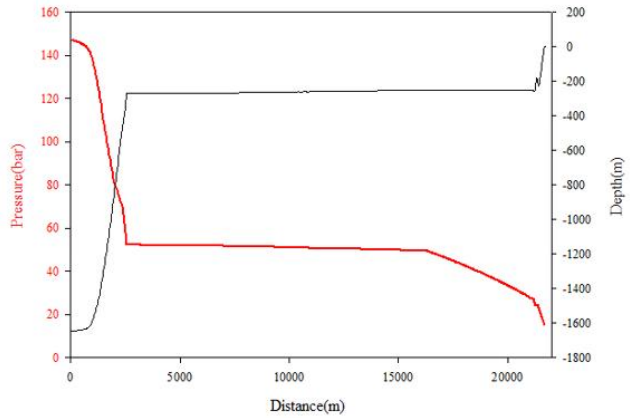


Figure 4. Watercut 90% - pressure profile

3. HYSYS를 이용한 3단 압축 공정도 및 결과

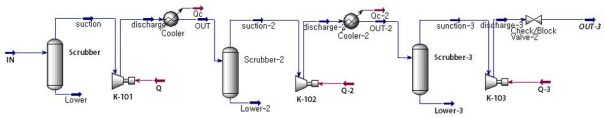


Figure 5. Process diagram of 3 stage compressor

위 그림의 공정을 이용하여 steady-state 시뮬레이션을 수행하였다. 위 공정의 각 저압-중압-고압 compressor에서 suction을 수행하기 전에 scrubber를 통해 액체를 제거하고, discharge 후에 cooler를 이용하여 온도를 낮추는 방식으로 수행하였다. 이러한 구성의 압축기를 3단으로 구성하여 차례로 가압하는 방법으로 시뮬레이션 수행하였다. 아래 그림들은 차례로 저압, 중압, 고압 컴프레서(k-101, k-102, k-103)의 컴프레서 커브 및 정상상태 시뮬레이션 운전 결과를 나타낸다. 각 컴프레서의 컴프레서 커브는 통상적인 저압, 중압, 고압 컴프레서 커브를 사용하였다.

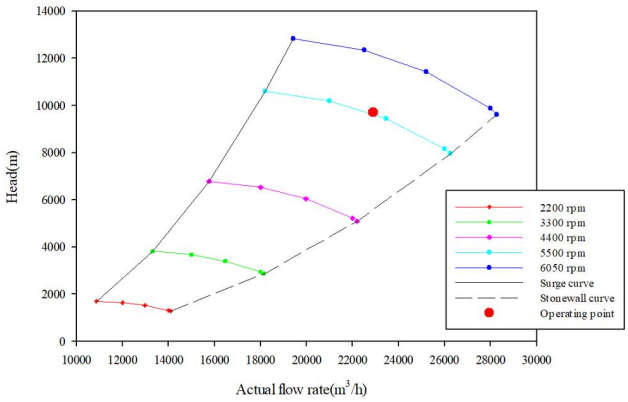


Figure 6. Compressor curve of LP

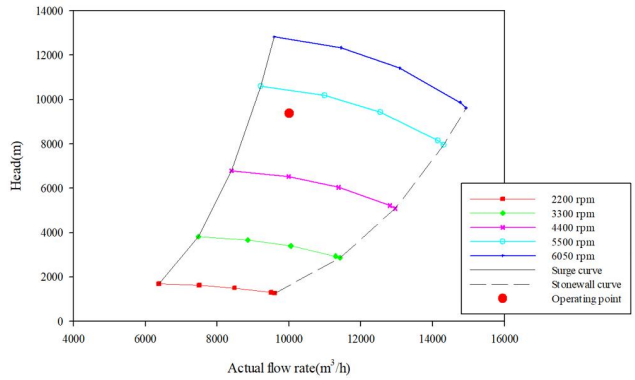


Figure 7. Compressor curve of MP

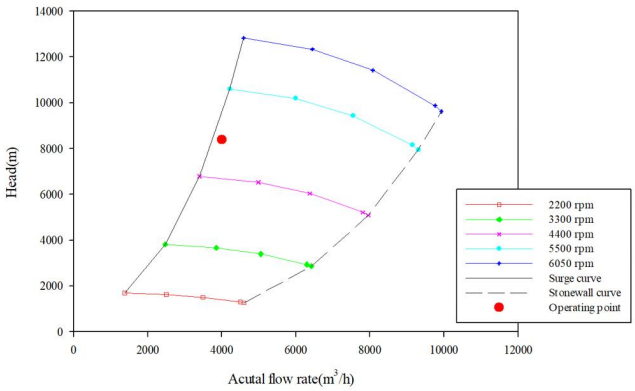


Figure 8. Compressor curve of HP

위 그림중 고압 컴프레서를 살펴보면, operating point(빨간점)이 surge curve에 가까이 있는 것을 확인할 수 있다. 만약 컴프레서의 유량이 줄어들거나 head값이 증가한다면 surge 현상이 발생할 수 있다.

Table 1. Steady state simulationi results of LP-MP-HP compressor

	유량 (m^3/h)	Head(m)	필요 전력량 (kW)	압력 변화량 (bar)
저압	22901	9708	9264	16.7
중압	10004	9374	9264	37.0
고압	4000	8390	8431	80.0

정상상태 운전범위는 위 표와 같다. 본 공정을 통해 저압, 중압 압축기에서 각각 9264 kW, 고압 압축기에서 8431 kW의 에너지를 가하면 surge 없이 147 bar까지 승압하는 운전을 수행할 수 있다. 이 때 최종 유량은 259 MMSCFD로 계산된다. Gas lift를 위해 필요한 최대 유량은 507.59 MMSCFD 이므로, 이러한 공정을 병렬로 가동하면 절차서 상의 공정을 수행할 수 있을 것이다. 고압 컴프레서의 경우 가동구간이 서지 곡선에 가깝기 때문에, 고압 컴프레서에 대한 서지 방지 공정 수행의 필요성이 있다.

4. 컴프레서 서지 방지공정

서지가 발생할 경우, 아래 그림과 같이 펌프의 후단에 쿨러, 바이패스, 스크러버 등을 장착하고, 저온고압화로 인해 액화되는 액체를 제거하고 다시 펌프 전단에 투입함으로써 서지 가능성을 줄여줄 수 있다. 본 보고서의 경우 고압 컴프레서가 가장 서지 발생 가능성이 높으므로, 고압 컴프레서에 대해 서지 분석을 수행하였다.

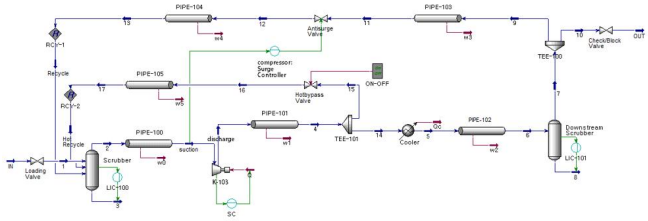


Figure 9. Compressor surge analysis for HP compressor

위 공정에서 HYSYS dynamic 공정을 이용하여 서지가 발생하는지, 발생한다면 서지가 발생하지 않도록 컨트롤이 가능한지 확인하다. 위 공정의 순서는 석션 – 압축 – 분리하여 일부는 바이패스, 일부는 cooling – 액화된 액체 분리 후 기체의 일부는 석션, 나머지는 가스리프트로 보내는 시스템이다. 위의 공정을 수행한 결과 아래 그래프와 같은 결과가 도출되었다. 초기 4000 m3/h, 8390 m에서 시작하여 서지 방지 공정을 수행하자 4012 m3/h, 7222m(붉은 점)에 수렴하는 것을 확인할 수 있었다. 유량은 큰 변화가 없는데 반해 head값(압력 변화량)이 감소한 것을 확인할 수 있는데, 이는 펌프 후단의 기체를 바이패스를 통해 일부를 펌프 전단에 재주입하였기 때문이다.

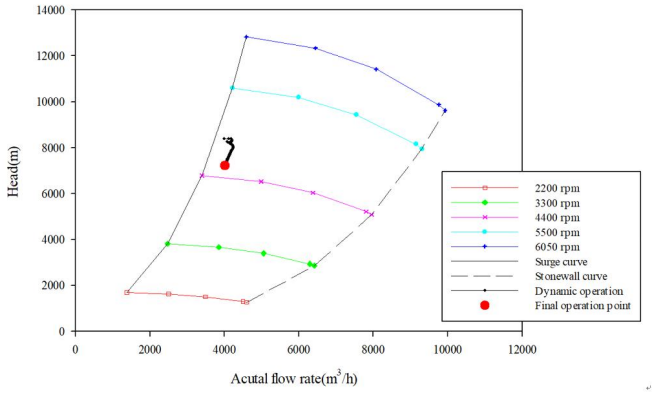


Figure 10. Surge analysis of HP compressor

5. 결 론

본 논문에서는 다상유동 시뮬레이터인 OLGA와 상부공정 시뮬레이터인 HYSYS를 함께 활용하여 gas lift system 설계를 수행하였다. Gas lift를 well 최하단부에 주입하기 위하여 필요한 상부 gas injection 압력을 계산하였고, 그 압력을 달성하기 위한 3단 압축공정을 설계하였다, 하지만 고압 압축기에서 surge의 위험이 있어, 이를 회피하기 위한 surge 방지 공정또한 설계하였다. 일련의 시뮬레이션 결과 최적의 생산량을 얻기 위한 가스 리프트 공정의 최적 주입량은 well당 6 MMSCFD로 계산되었고, 이 가스 유량을 주입하기 위해 필요한 상부 주입압력은 161 bar 였으며, 상부 압력인 15bar에서 147bar로 승압하기 위해 필요한 총 전력량으 26.96 MW로 계산되었다. 또한 서지 방지공정의 시뮬레이션을 이용하여 압축기에 작용하는 head의 크기를 8390m에서 7222m까지 감소시켰다.

후 기

This work was respectfully supported by Engineering Development Research Center (EDRC) funded by the Ministry of Trade, Industry & Energy (MOTIE). (No. N0000990)

참 고 문 헌

M.N. Descamps (2007). “Experimental investigation of three-phase flow in a vertical pipe: Local characteristics of the gas phase for gas-lift conditions”, International Journal of Multiphase Flow, vol. 33, pp 1205-1221

E. Garcia Calvo (1991). “A fluid dynamic model for bubble columns and airlift reactors”, Chemical Engineering Science, Vol 46, pp. 2947-2951

Jose C. M. (1984). “Gas Hold-up and liquid velocity in a two-dimensional air lift reactor”, Chemical Engineering Science, vol 41, pp. 11-16

A.E. Saez (1998). “Hydrodynamic model for gas-lift reactors”, AIChE Journal, vol 44, pp. 1413-1423

Wen-Jang L (1994). “Liquid velocity and gas holdup in three-phase internal loop airlift reactors with low-density particles”, Chemical Engineering Science, Vol. 50, pp. 1301-1310

MGO Chiller 시스템의 제어 방식에 따른 온도 동특성 연구

조희주*, 김성훈**, 최정호*
*동아대학교 조선해양플랜트공학과
**(주) 마이텍

A Study On Temperature Dynamic Characteristics of Various Control Manner in the MGO Chiller System

Hee-Joo Cho*, Sung-Hoon Kim**, Jung-Ho Choi*

*Dept. of Naval Architecture and Offshore Engineering, Dong-A University, Busan, Korea
**Mytec, Busan, Korea

KEY WORDS: SO_X 배출 규제, MGO(Marine Gas Oil) Chiller, PI control, Cascade control, MPC control, Dynamic modeling, 동특성

ABSTRACT: *It is important that MGO Chiller System, one of sulfur oxides emission control technologies, is designed to meet the fuel temperature requirements even in sudden engine load changes. Three different control algorithms(PI, Cascade and MPC-PID) were applied to Indirect MGO Chiller system to compare and analyze outlet temperature dynamic characteristics of the system through case study. The results showed that the MPC-PID cascade control method exhibits the best temperature following characteristics in case study and the temperature deviation range was reduced about 5 % in MPC-PID cascade than in PI control method.*

1. 서 론

국제해사기구(IMO)는 해양환경보호위원회(MEPC) 70차 회의(2016.10.20.)에서 2020년부터 전 세계 해역을 항해하는 선박 연료유의 황 함유량을 0.5%(m/m)이하로 규제하기로 결정하였다. 강화된 SOx 배출 규제에 대응하기 위해 LNG 연료 사용, 배기가스세정장치 설치(Scrubber), 저유황유 사용(MGO, Marine Gas Oil) 등과 같은 다양한 대응 기술 중, 저유황유(MGO) 사용은 추가 설비가 비교적 단순하고 비용이 낮다는 장점으로 최근 선주들이 가장 선호하는 방법으로 떠오르고 있다. 그러나 MGO는 40℃에서 점도가 1.5~3cSt로 고유황유(HFO, Haevy Fuel Oil)에 비해 매우 낮아서 엔진 입구 측에 유입되는 오일의 점도를 최소 2cSt 이상으로 유지될 수 있도록 하는 MGO chiller 설치가 필요하다. 이때, 엔진의 부하 변경에 따라 MGO chiller의 출구온도가 크게 변하게 되면 엔진 시스템의 열응력을 발생시킬 수 있으므로 설정온도에서 크게 벗어나지 않도록 온도를 제어하는 것이 중요하다.

MGO 출구 온도 유지를 위해서 간접 냉각 방식 MGO Chiller에 온도 제어용 3-way valve를 도입하거나 직접 냉각 방식 MGO Cooler에 핫 가스 바이패스 방식을 도입하는 등 시스템의 구성을 통한 MGO 출구 온도 제어에 관한 연구들이 수행되었다(류근수, 2013; 이헌용 등,2011). 선행 연구들의 특징은 제어 방법이 PI제어에 한정적이고 추가적인 설비를 도입해야한다는 한계가 있다. 또한 급격히 엔진 부하가 변경될 때 MGO 온도를 제어하는 연구는 찾아보기 어려웠다. 하드웨어 구성에 의한 온도 제어 뿐만 아니라 제어 방법에 따른 온도 제어에 관한 연구도 필요하다. 제어 기법을 볼 때, 일반적으로 많이 적용되는 PI 제어 이외에 Cascade제어, MPC(Model Predictive Control)등 특수 목적에 따라 개발된 제어 기법들이 있다(S.J. Qin et. al. 2003). N.Danesh Pour et. al. (2007)은 3가지 제어 알고리즘을 반응기 운전에 적용하여 응답성을 비교하였다.

본 연구는 HYSYS Modeling을 통하여 MGO chiller 시스템을 구성하고 운전 조건 변경에 대한 다양한 제어 알고리즘의 온도 제어 동특성을 분석하고 요구 온도 조건±2℃를 만족시키는 최적의 제어 기법을 찾는 것을 목표로 한다.

2. 연구 방법

2.1 MGO Chiller System

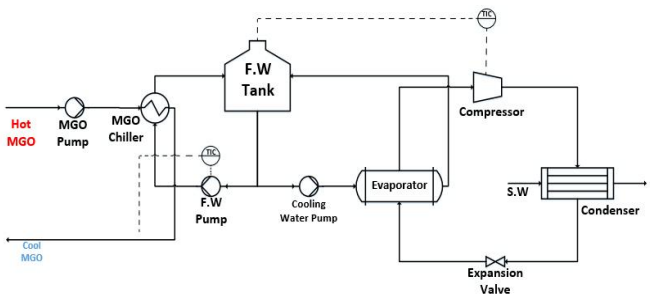


Fig. 1 Schematic Diagram of Indirect MGO Chiller System

MGO chiller는 냉각 방법에 따라 직접/간접 냉각시스템으로 구분할 수 있는데, 본 연구에서는 Fig.1과 같이 온도 제어 특성이 좋은 간접냉각방식 MGO Chiller System을 고려하였다. Service Tank에서 나온 약 45℃의 Hot MGO를 MGO Chiller에서 청수와 열 교환을 시켜 3cSt에 상응하는 18℃까지 냉각한다. 엔진에서 요구하는 MGO 연료 조건은 ISO 8217:2017에 의해 40℃ 일 때, 2cSt의 점도를 가지는 것을 요구하고 있으나, 엔진 입구 측에 유입되는 연료의 점도는 3cSt일 때 가장 좋으므로 (MAN B&W) 40℃의 MGO를 3cSt로 만들기 위해 MGO Chiller에서 18℃까지 냉각시켰다. 냉매로 사용되는 청수는 냉매에 의해 냉각이 되며, 냉매 사이클은 On/Off 제어로 운전이 되어 청수 탱크 온도가 요구 온도보다 높을 시 냉매 사이클의 Compressor를 작동시켜 온도를 낮추고, 낮을 시에는 Compressor를 작동 중지시킨다.

2.2 제어의 종류

Cool MGO의 온도(Process Variables, PV)를 요구 온도(Set Value, SV)로 냉각시키기 위해서 청수(Fresh Water, F.W.)의 유량이 조절된다. 유량을 조절하기 위한 제어 방법으로 다음과 같은 제어 알고리즘이 고려되었다.

PI(Proportional-Integral control)제어는 Feedback control의 한 방법(K Astrom et. al. 1995)으로서 외란이 발생하면 PV와 SV의 차인 e(t)를 기준으로 아래 식(1)과 같이 OP(Output Percent)를 구한다.

$$OP(t) = K_c e(t) + \frac{K_c}{T_i}\int_0^t e(t)dt \tag{1}$$

K_c는 비례 상수로서 이를 증가시키면 SV와의 Offset을 줄여 설정 값에 빠르게 도달시킬 수 있다. 그러나 무한히 크게 증가시키면 closed loop system의 불안정성을 초래하여 발산할 위험이 있다. Ti는 적분 상수로서 Error와 동등한 양만큼 이동하는데 필요한 시간으로 정의된다. Ti를 크게 설정하면 적분 양이 적어져서 응답 시간이 줄어드나 PV값이 SV에 도달할 수 있을 만큼 충분히 작게 해야 한다. PI제어는 일반적으로 가장 많이 사용되는 제어 알고리즘 이지만, 빠른 제어를 요구하고 운전 영역이 좁은 경우에는 overshoot이 발생할 수 있다는 단점이 있다.

Cascade제어는 1차 Controller의 출력 신호에 의해 2차 Controller의 설정 값을 움직여서 행하는 제어로 기존 PI 제어의 SV 값을 가변으로 하여 응답 성능을 빠르게 한다. 본 연구에서는 PI제어기의 파라미터는 유지하면서 온도 변화의 원인이 엔진에서 소모되는 연료의 유량 변화율이므로 유량 변화율에 따라 SV가 변동이 되게 아래 Fig. 2와 같이 구성하였다. 이러한 방법은 OP값을 빠르게 작동시켜 Overshoot이 발생하는 것을 막아준다.

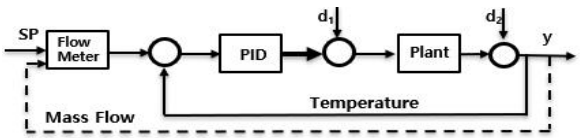


Fig. 2 Flow-Temperature Cascade Control Algorithm

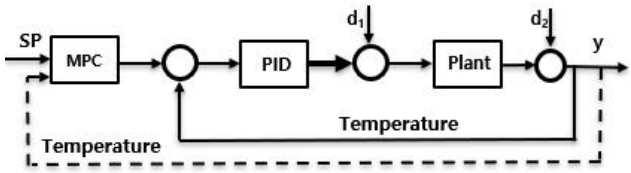


Fig. 3 MPC-PID Cascade Control Algorithm

$$\begin{aligned}
\hat{x_1} &= x_0 + P_1\Delta m_0 \\
\hat{x_2} &= x_0 + P_2\Delta m_0 + P_1\Delta m_1 \\
\hat{x_3} &= x_0 + P_3\Delta m_0 + P_2\Delta m_1 + P_1\Delta m_2 \\
&\vdots \\
\hat{x_N} &= x_0 + P_N\Delta m_0 + P_{N-1}\Delta m_1 + \cdots + P_1\Delta m_{N-1} \\
\therefore \hat{X} &= X_0 + P\triangle m
\end{aligned} \tag{2}$$

$$\begin{aligned}
\hat{e} &= X_{SV} - \hat{X} \\
&= X_{SV} - \hat{X_0} - P\triangle m \\
&= e_0 - P\triangle m
\end{aligned} \tag{3}$$

$$J = \sum_{i=1}^{N} \hat{e_i}^2 \tag{4}$$

과거의 데이터로 반복 계산을 수행하여 최적의 제어 값을 선택하는 MPC는 식(2)으로 공정의 변위 (m_i)가 미치는 영향 (x)을 모델링을 통하여 예측을 하고, 식(3)과 같이 목표값 (X_{SV})와 식(2)에서 예측된 값과의 차이를 줄이기 위하여 식(4)를 이용해 최적화가 진행된다. MPC Controller은 급격한 에러 발생시 Overshoot이 발생하지 않고 빠르게 SV에 수렴할 수 있도록 하는 특징이 있다(Truong Thanh Tuan et. al.,2017). N.Danesh Pour et. al. (2007) 은 MPC-PID Cascade제어를 위의 Fig. 3과 같이 구성하여 기존 제어 알고리즘과 비교하였다. direct MPC 보다 속도는 느리지만 overshoot이 발생하지 않고, 고속 제어 루프에 적합한 제어 방법이다(Y. Lee et. al.,1999).

2.3 설계 기준

2.3.1 시스템 모델링

아래의 Fig. 4는 상용프로그램인 Aspen HYSYS를 이용하여 MGO Chiller system을 Dynamic model로 구현한 모습이다. 각 장비들은 Steady model에서 가장 governing한 케이스로 사이징을 하였으며 설계에 필요한 가정은 Table. 1에 정리하였다. 냉매 사이클의 Compressor와 Expansion valve 후단은 10℃마진을 주어 압력을 결정하였다.

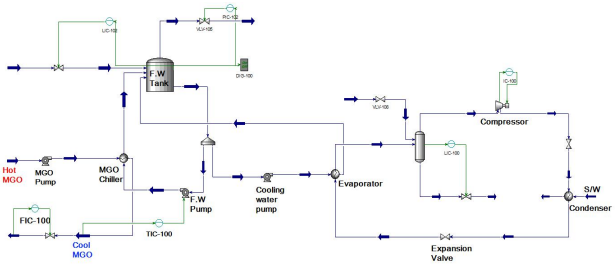


Fig. 4 HYSYS Dynamic modeling

Table. 1 Assumption

Equipment	Assumption
Heat Exchanger	Phase Change : Min approach 5℃
	No Phase Change : LMTD 10℃
	Pressure drop : 0.33kPa (Shell, Tube side)
Pump	Adiabatic Efficiency : 75% Heat Exchager pressure drop considered (Pipe not considered)
Compressor	Adiabatic Efficiency : 75%
Valve	Isenthalpic Process
Vessel	Volume : $1m^3$
Refrigerants	R-134a

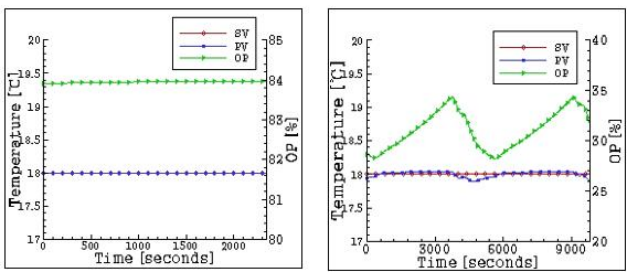
Table. 2 Case Definition

Case	Assumption	
Steady State	Maximum load [100% Load]	2132kg/h
	Minimum load [20% Load]	426kg/h
Dyn.-Normal Mode	Load Change [50%~100%/247sec]	1066~2132kg/h
Dyn.-Instant Mode	Load Change [33%]	35~1769kg/h
Dyn.-Emergency Mode	Load Change [20%~100%/17sec]	426~2132kg/h

2.4 케이스 정의

본 연구에서는 엔진의 부하 변동이 심한 보조엔진 (Wärtsilä Engines 12V50DF)의 운전조건을 참조하여 동적 부하 변동에 따른 온도 연료 유량 변화율을 기준으로 온도 변화 특성을 분석하였다. 운전 시나리오별 연료의 변화율은 Table. 2에 도시하였다.

동특성 모델링의 특성은 장비의 크기에 따라 다르게 나타나는 특징이 있다. 실제와 유사하게 구현하기 위해서 정상상태의 운전 조건을 기준으로 모델링 구성 장비의 사양을 선정하고 Normal, Instant, Emergency Mode에서 유량 변화에 따른 온도 추종성을 분석하였다.



(a) Maximum load (b) Minimum load

Fig. 5 Steady state

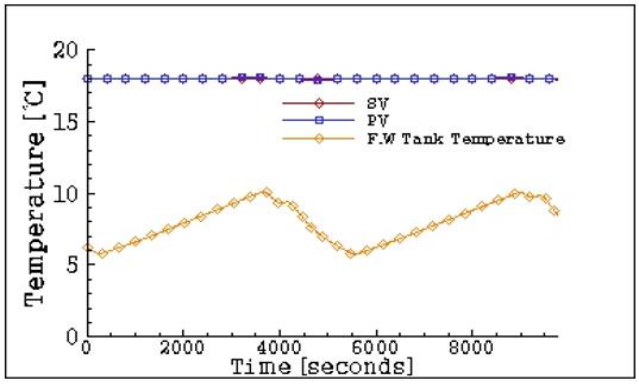


Fig. 6 Steady state (Minimum load)

3. 연구 결과

3.1 Steady State 운전 케이스

엔진 부하가 maximum과 minimum일 때, MGO chiller system이 어떻게 작동하는지 알아보기 위해 먼저 Steady model의 동특성을 Fig. 5에 도시하였다. Maximum load 일 때에는 온도 추종성이 좋으나 Minimum load일 때에는 SV와 PV의 차이가 발생하고 이를 줄이기 위해 OP값이 변화하는 것을 알 수 있다.

간접 냉각방식을 이용하는 MGO chiller 시스템에서 냉매 사이클은 청수의 온도에 따라 간헐적으로 운전이 되며 이때 Fig. 6에서와 같이 MGO chiller에서의 duty와 Evaporator에서의 duty의 차이만큼 청수의 온도가 변하게 된다. Maximum load일 경우 이 duty의 차이는 적지만 minimum load에서 duty의 차이가 커지므로 청수의 온도 변화율이 maximum load 운전 대비 커지게 된다. MGO chiller에서 청수의 입구 온도 변화가 상대적으로 심하게 되고 제어 입장에서는 가혹한 운전 조건이 되므로 MGO 출구 온도가 청수 온도에 따라서 변화가 발생한다. 부하에 따른 청수/냉매 사이클의 특성은 로드 변동 시 증가/감소에 대한 특성의 차이를 나타내게 된다.

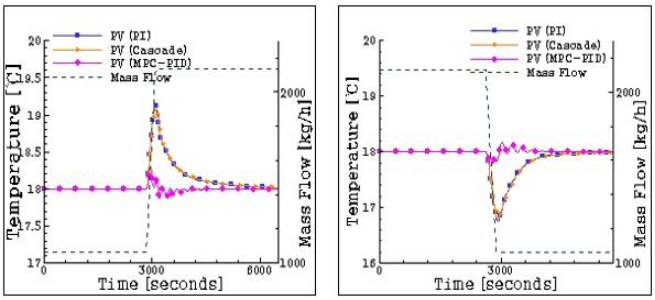
3.2 Dynamic 운전 케이스

Fig. 7는 엔진 부하를 50%와 100% 로드로 부하 변경율을 정상 운전 모드로 변경했을 때 각 제어 알고리즘에서 시간에 따른 온도 변화를 나타낸 것이다. 냉매 시스템이 정지 상태로 존재하는 50% load의 경우 부하의 증가는 청수의 온도를 상승시키고, 냉매 시스템이 기동하여 정상 상태에 이르기까지 청수 온도는 계속 상승하게 된다. 이는 SV와 PV의 차이가 로드 증가 시에 더 크게 발생하는 원인이 된다. PI제어 알고리즘의 경우 온도의 변화율은 16.8℃~19.1℃이고 cascade, MPC - PID제어 알고리즘을 적용했을 때의 온도 변화율은 각각 16.8℃~19.0℃, 17.7℃~18.3℃이다. 세 가지 제어 기법 모두 요구 온도±2℃를 만족하나 MPC-PID 제어 알고리즘의 추종성이 가장 안정적으로 나타난다.

Fig. 8은 디젤 발전기의 가능중 하나인 Instant load change(50%~88%)일 때 시간에 따른 온도 변화를 나타낸 것이다. Dyn.-Normal운전 케이스와 유사하게 load up시에 온도의 변화율이 load down보다 크게 나타나며 PI, Cascade, MPC-PID 제어

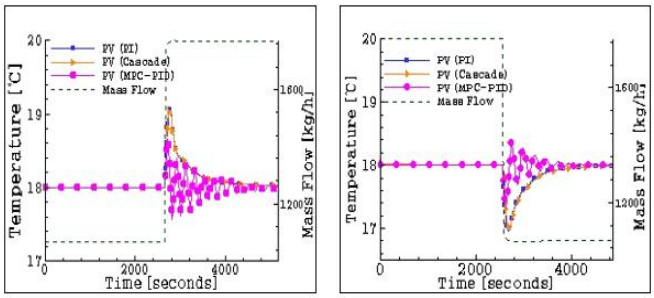
알고리즘을 적용했을 때 온도의 변화율은 각각 17.0℃~19.1℃, 17.0℃~19.0℃, 17.3℃~18.7℃로 나타난다. Instant State에서도 세 가지 제어방법 모두 요구온도±2℃를 만족하나 부하 증가 시 MPC-PID제어 알고리즘의 경우 온도의 변화는 Dyn.-normal case와 다르게 온도의 진동을 가지고 감쇠하면서 수렴하는 경향을 보인다. 일반적으로 MPC 제어의 경우 instant change에 더 좋은 수렴성을 보이나, MPC-PID cascade로 구성된 경우 제어의 특성은 PI의 제어가 master 제어기의 역할을 하므로 PI제어와 유사한 경향을 보인다.

Fig. 9는 엔진 부하를 20%와 100% 로드로 부하 변경율을 비상운전 모드로 변경했을 때 각 제어 알고리즘에서 시간에 따른 온도 변화를 나타낸 것이다. Dyn.-Normal운전 케이스와는 다르게 load down시에도 온도의 변화율이 크게 나타나며 PI, Cascade, MPC 제어 알고리즘을 적용했을 때 온도의 변화율은 각각 15.5℃~20.8℃, 15.7℃~20.5℃, 16.1℃~19.9℃로 나타난다. MPC-PID 제어 알고리즘만이 온도 변화율 조건을 만족하며 좋은 수렴성을 보여준다.



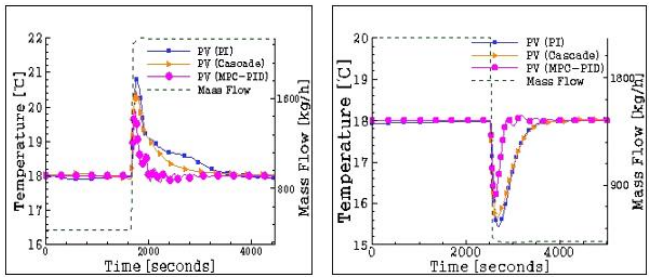
(a) Normal Load Up (b) Normal Load Down

Fig. 7 Dyn.-Normal Mode



(a) Instant Load Up (b) Instant Load Down

Fig. 8 Dyn.-Instant Mode



(a) Emergency Load Up (b) Emergency Load Down

Fig. 9 Dyn.-Emergency Mode

Table. 3 Comparison of Control Method

	Maximum Temperature			Minimum Temperature		
Control method	PI	Cascade	MPC	PI	Cascade	MPC
Dyn.-Normal Mode	19.1	19.0	18.3	16.8	16.8	17.7
Dyn.-Instant Mode	19.1	19.0	18.7	17.0	17.0	17.3
Dyn.-Emergency Mode	20.8	20.5	19.9	15.5	15.7	16.1

Table. 3은 각 운전 시나리오 별 개별 제어 기법 적용 시 MGO의 온도 영역을 도시하였다. 모든 운전 시나리오에서 cascade 제어 방법이 PI보다 좋게 보이나 유의미한 차이를 보이지는 않는다. MPC-PID 제어 기법의 경우 PI 제어 대비 5% 향상된 온도 분포를 보인다. 특히 MPC-PID 제어 기법만이 Dyn.-Emergency mode에서 요구 온도±2℃를 만족한다.

5. 결 론

본 연구는 엔진 부하 변동에 따른 간접 냉각 방식의 MGO Chiller에 대하여, 적용 가능한 제어 기법을 적용하여 출구 온도 동특성을 분석하였다.

(1) MPC-PID 제어 기법의 온도 추종성이 가장 좋게 나타나고 PI제어 기법이 가장 안 좋은 온도 추종 특성을 보인다.

(2) Dyn.-Normal, Dyn.-Instant와 같은 운전 모드에서는 모든 제어 기법이 엔진의 요구 조건을 만족하나 Dyn.-Emergency mode에서는 MPC-PID 제어 기법만이 요구 조건을 만족한다.

(3) Dyn.-Instant load up 운전 모드에서 MPC-PID의 운전 특성이 다른 제어 기법과 다르게 진동이 운전 온도 영역 내에서 발생하는데, 이를 줄이기 위한 추가적인 연구가 필요하다.

향후 본 연구를 바탕으로 실증 설비를 구성하여 실증 연구를 수행 할 예정이다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부와 (주)마이텍의 지원으로 수행된 연구결과 중 일부임을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다. (P0003359)

참 고 문 헌

류근수 (2013). “직접 냉각 방식 MGO Cooler의 온도 제어기 설계 및 성능 평가 ”, 부경대학교 석사 학위 논문, pp 3-8.

이헌용, 한성준, 류근수, 박찬규, 최우진, 배종렬, 장정완, 강태욱 (2011), “간접 냉각 방식 MGO Cooler를 이용한 MGO 점도 제어”, 대한기계학회 2011년도 추계학술대회 강연 및 논문 초록집, pp 1066-1069.

K Astrom and T.Haggland, “PID controller:Theory, Design and Tuning”,Second ed., ISA, 1995.

N. Danesh Pour, A.Montazeri, J. Poshtan, M.R. Jahed Motlahgh. (2007), “Two Case Studies for Applying Model Predictive Controllers on Chemical Processes”, The-33rd Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society(IECON), pp 580-585.

S.J. Qin and T.A. Badgwell, “A survey of industrial model predictive control technology”, Control Engineering Practice, vol.11, pp 733-764.

Truong Thanh Tuan, Lemma Dendena Tufa, Mohamed Ibrahim Abdul Mutalib and Kelani Rasheed Olakunle, “An Hysys Simulation of Dynamic Process using Linear Offset Free MPC with an Empirical Model”, Indian Journal of Science and Technology, Vol 10(7), pp 1-5.

ISO 8217, 2017 “ISO 8217:2017 Petroleum products-Fuels (class F)- Specifications of marine fuels”

Petroleum Products-Fuels (classF)-Specifications of Marine Fuels. ISO 8217:2005(E).

Y. Lee, J.H. Lee and S. Park, “On interfacing model predictive controllers with low-level loops”,Industrial and Engineering Chemistry Research, Oct. 1999.

Numerical Analysis of Depressurization Process in Deepwater Natural Gas Pipeline

김현욱* · 최윤선* · 남창희* · 허 철* · 김우식**
*한국해양대학교 해양과학기술전문대학원 해양과학기술융합학과
**한국가스공사 가스기술연구원

Numerical Analysis of Depressurization Process in Deepwater Natural Gas Pipeline

Hyeon-uk Kim*, Yun-seon Choe*, Chang-hee Nam*, Cheol Huh* and Woo Sik Kim**

*Department of Convergence Study on the Ocean Science and Technology, OST School, Korea Maritime and Ocean University, Busan 49112, Korea
**R&D Center, KOGAS, Ansan 425-790, Korea

KEY WORDS: 유동견실성 Flow assurance, 하이드레이트 Hydrate, 천이거동 Transient behavior, 감압 Blowdown, 정지흐름 Settle-out, 재기동 Restart

ABSTRACT: *To transport large-capacity of natural gas from deepwater gas field using 231 km-long pipeline, the system design and operating condition should be verified. The analysis of blowdown and cooldown is required to avoid hydrate risk. In this study, numerical analysis of the transient behavior accompanied with temperature and pressure changes of natural gas behavior. The parametric study to retain flow assurance and prevent hydrate formation is carried out. The water contents between 40 ppm and 120 ppm are set as a variable to determine the free water region. Also, the case of flow rate determine the pressure profile at low ambient temperatures in pipeline shut-down. After the compressor reached the trip point, the pipeline is shut-in until it reached settle-out condition. As a result, blowdown for additional depressurization process was required in cases of reaching the touch-down time of the hydrate formation. In addition, a appropriate orifice size according to the analysis of the depressurization time and the lowest temperature is proposed.*

1. 서 론

대용량의 천연가스를 수송하기 위한 심해 파이프라인에서 온도 및 압력거동을 분석하여 유동견실성 (Flow assurance) 확보하는 것이 필수적이다 (Bai, 2012). 수송시스템의 비정상상태에 의해 유체의 흐름이 정지된 상태에서, 고압의 천연가스는 낮은 해수 온도의 영향으로 인한 온도 하강으로 하이드레이트 (Hydrate)가 발생할 수 있다(Cochran, 2003). 이로 인하여 운전을 재시작할 때 정상적인 운전이 불가능한 폐색현상(blockage)이 발생할 수 있다. 따라서 흐름이 정지된 천연가스의 천이거동 (Transient behavior)을 분석하여 하이드레이트의 발생 가능성을 회피하기 위한 설계 및 운전조건을 제시하는 것이 중요하다.

본 연구에서는 천연가스를 수송하는 심해 파이프라인에서 비정상상태로 인해 정지된 천연가스의 거동을 OLGA 2014.1 (Schlumberger, 2014)를 이용한 수치해석적 방법을 통해 분석하였다. 또한 해저 파이프라인을 포함한 해상 플랫폼 (Offshore platform) 및 해안 터미널 (Onshore receiving terminal)의 운전정지 비정상상태 시나리오를 설정하고, 이에 대한 민감도 분석 연구를 수행하였다.

2. 수치해석 방법

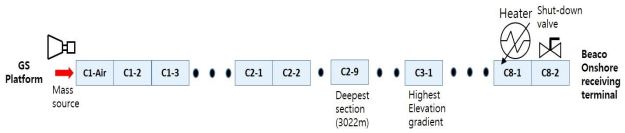


Fig. 1 Numerical model of deepwater natural gas transport system.

Fig. 1 에 심해 천연가스 수송 시스템의 수치모델을 나타내었다. 천연가스를 생산하는 해상 플랫폼으로부터 약 231 km의 파이프라인을 통해 해안 터미널로 천연가스가 수송된다.

심해저 천연가스 배관의 유동견실성을 확보하기 위한 연구내용을 Fig. 2의 Flowchart에 도시하였다. 먼저 천연 가스의 조성 (Composition) 및 유량(Flow rate)에 대한 민감도 분석 연구를 통하여 정상 상태를 검증하였다.

비정상상태 운전시나리오를 설정하기 위하여 해안 터미널 앞부분에 Shut-down 밸브 (SDV)를 설치하였다. 또한 SDV 밸브 하류의 급격한 온도 하강을 제어하기 히터 (Heater)를 설치하고 필요한 온도 범위와 열량을 분석하였다. 세부적으로 3가지 Shut-down 케이스를 구성하여 천연가스 수송공정의 천이거동을 분석하였다. 이때 정지된 유체의 압력거동을 분석하여 최대 허용 압력(DNV, 2012) 및 하이드레이트 생성 가능성 여부에 따라 감압 (Blowdown) 및 재기동 (Restart) 운전시나리오를 설정하였다.

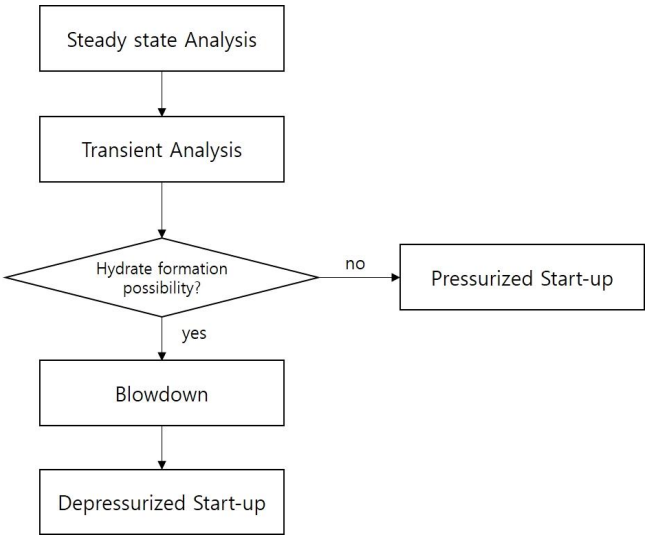


Fig. 2 Flowchart of flow assurance problem

각 Shut-down 운전 시나리오에서 해상 플랫폼에서의 운전 정지 시간(Shut-in time)과 Shut-down 밸브의 변수를 Table. 1에 나타내었다. 비정상상태 운전 시 해상 플랫폼에서의 주입 중단 시간에 따라 각각 case 1 및 case 2로 구분하였다. case 3은 천연가스의 주입은 중단되고 SDV는 열려있는 경우를 나타낸 것이다. 각 Shut-down case에 따른 심해저 배관 내 천연가스의 온도 및 압력 거동을 분석하였다.

Table. 1

Shut-down Case	Mass source	Shut-down valve	
	Shut-in time [h]	Opening	Diameter [mm]
Case1	0	0	569.34
Case2	2.76 (after compressor trip point)	0	
Case3	0	1	

3. 결 과

3.1 Cooldown 분석

Table. 1의 각 Shut-down case에 따라 운전 중 천연가스의 흐름이 정지되는 Cooldown 공정을 분석하였다. 파이프라인 내 천연가스의 정지 (Settle-out) 상태의 온도와 압력조건을 계산하고, 이를 천연가스의 수분 함량 (Water contents)에 따른 하이드레이트 생성 가능성을 분석하였다.

3.2 Blowdown 분석

Case 2의 시나리오에서 계산된 정지흐름 상태의 온도와 압력조건이 수분 함량 80ppm인 조건에서 하이드레이트의 발생가능성이 있음에 근거하여, 수송관내의 고압 천연가스를 배출시키는 Blowdown 공정을 분석하였다. 시뮬레이션 시 Orifice 크기에 따른 민감도 연구를 수행하여 밸브 및 수심이 가장 깊은 지점에서의 최저온도와 감압시간을 분석하였다. 계산결과 Orifice 크기에 비례하여 누출지점의 최저온도가 낮아지는 결과를 보였다. 이는 압력강하에 의해 온도강하가 수반되는 Joule-Thomson 효과에 의한 결과로 분석된다(Huh et al., 2016).

3.3 Restart 분석

Shut-down 및 Blowdown 운전 시나리오로 분석 결과를 살펴보면 심해저 배관 내 압력과 온도는 서로 상이하다. 따라서 이를 고려한 서로 다른 Restart 운전을 수치 해석적 방법을 통해 시뮬레이션 하였다. 그 결과로 밸브의 개폐 시간 등에 따라 밸브 후단에서의 온도 거동과 해안 터미널에서의 유량변화가 달라지는 결과를 보였다. 이에 따라 요구되는 가열 공정의 적정 설정온도 및 용량과 정상상태에 도달하는 시간을 분석되었다.

4. 결 론

본 연구에서는 천연가스를 수송하는 심해 파이프라인에서 유체의 정지 흐름에 대한 천연가스의 천이거동을 분석하였다. 세부적으로 Shut-down, Blowdown, Restart 운전 시 심해저 배관 내 천연가스의 온도와 압력을 계산하였으며, 이를 통해 하이드레이트 생성 가능성을 분석하였다.

후 기

본 연구는 한국연구재단(2017R1E1A1A03070672)과 한국가스공사의 지원으로 수행된 연구결과 중 일부임을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

Bai, Y., & Bai, Q. (2012). Subsea engineering handbook. Gulf Professional Publishing.

Cochran, S. (2003, January). Hydrate control and remediation best practices in deepwater oil developments. In Offshore Technology Conference. Offshore Technology Conference.

Huh, C., Cho, M. I., & Kang, S. G. (2016). Numerical analysis on depressurization of high pressure carbon dioxide pipeline. Journal of the Korean Society for Marine Environment & Energy, 19(1), 52-61.

OS, DNV. (2012) "Submarine pipeline systems." .

Schlumberger, (2014), OLGA version 2014.1 User Manual.

배관 설계용 5D 캐드 시스템의 배관 압력 계산 시스템 개발

황세윤* · 조현태** · 이장현*
*인하대학교 조선해양공학과
**주식회사 태울코리아

Development of pipeline pressure head calculation module for pipe 5D CAD system

Se-Yun Hwang*, Hyun-Tae Cho** and Jang-Hyun Lee***

*Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, INHA University, Incheon, Korea
**Taewool Korea Co. Ltd., Seoul, Korea

KEY WORDS: Piping design 배관 설계, Five-dimensional CAD 5D 캐드, Semiconductor fabrication process 반도체 제조 공정, Pressure drop 압력 손실, Pressure head 압력 수두

ABSTRACT: Process plants, such as semiconductor and refineries, petrochemical plants, are complex facilities consisting of equipment, piping systems, instruments, electrical systems, electronics, computers, and control systems. The design, engineering and construction of process plants involves a multidisciplinary team effort. Especially, the engineering technology is a key design element for designing piping systems in the process plants. In this study, we have introduced a practical development for the engineering of piping design in 5D CAD system. The 5D CAD system is a collaborative solution developed to reduce process design complexity, design and construction time. Therefore, the pressure calculation method for the piping design was developed and integrated into the 5D CAD system. Darcy-Weisbach and Bernoulli's equation was used to evaluate the pressure in the pipeline system, and its function can be calculated in real time during the design process in the 5D CAD system.

1. 서 론

배관 설계용 캐드 시스템은 육상 및 해양 플랜트와 같은 운영 시스템에서 요구하는 조건에 따라 안전과 관련된 장치간의 이격거리, 유지·보수를 위한 공간, 작업자들을 위한 통행로, 등 여러 가지 제약조건을 만족하면서 배관 및 설비의 최적 배치가 이루어지도록 설계를 지원해야 한다 (삼성 SDS, 2011). 또한, 배관 설계 시 설비, 구조물, 배관 간의 간섭을 최소화 할 수 있도록 지원하여야 하며, 플랜트 시공 단계에서 생산정보와 설계정보의 오차를 최소화하기 위한 일관성 있는 기준정보를 제공하여야 한다. 따라서 이러한 기술을 해결하기 위해서 기존 2D 기반의 캐드 시스템의 한계를 극복하고, 데이터베이스와 3D 형상 기반의 캐드 시스템인 Intergraph 사의 SP3D, PDS와 AVEVA 사의 PDMS, 등과 같은 데이터베이스 기반의 S/W가 소개되었고 플랜트 배관 설계에 활용되고 있다(이장현 등, 2010; 황세윤 등, 2010). 그러나, 플랜트 및 반도체 산업의 발전에 따라 공정의 배관 설계의 복잡도는 지속적으로 증가하고 있으며, 설계 기간을 단축하기 위해 다양한 형태의 협업을 수행하는 설계자들은 보다 빠르고, 보다 현실적이며, 보다 직관적인 형태의 기술을 요구하고 있다 (황호진 등, 2010).

본 연구에서는 이러한 기술을 반영하여 공정 설계 시 배관 및 생산 설비를 3D 형상으로 모델링 한 후 실시간으로 시공 관련 정보와 동기화하여 설계 정보를 제공하는 5D 캐드 시스템에 대해서 소개하고, 지속적으로 발생하는 설계요구사항을 해결하기 위한 엔지니어링 기술 개발 사례에 대해서 소개하고자 한다.

5D 캐드 시스템은 공정을 구성하는 건물, 설비, 배관 등의 설계정보를 모델링하고 실제 생산라인과 동일하기 배치하여 직관적으로 설계를 지원하는 캐드시스템으로서 현재 반도체 공정 설계에서 사용되는 캐드 시스템으로서, 설계 시간을 단축시키기 위하여 공정 특성에 적합한 엔지니어링 기술을 신속하게 반영할 수 있도록 그 기능을 지속적으로 개발하고 있다.

따라서, 본 연구에서는 5D 캐드시스템에 개발된 엔지니어링 기술 중 하나인 배관 압력 평가 시스템에 대해서 소개하고자 한다. 압력 평가를 위해 적용된 방법은 신속한 계산을 위해서 배관 내 유체가 설계 속도로 이동 할 경우 필요한 압력을 Moody diagram을 이용한 Darcy-weisbach 방법과 베르누이 방정식을 이용한 압력 수두 계산법을 적용하여 실시간으로 설계되는 배관의 설계압력을 계산 할 수 있도록 구성하였다.

2. 5D 캐드 시스템

5D 캐드 시스템은 3차원 형상을 기반으로, 시간(Time) 개념인 배관의 시공 정보를 실시간으로 반영하여 설계 정보와 시공 정보를 동기화하는 4D 개념에 그 기반을 두고 있다(David and

Lamine, 2004). 그리고 이러한 4D 캐드 시스템에 속성 각 객체들의 속성정보를 활용하여 플랜트 전체에 대한 물량을 산출하여 전체 시공 공정을 관리하는 생산 정보까지 관리하는 개념이 5D 캐드 시스템이다. 이러한 5D 시스템은 단순히 생산 물량산출에 만 활용되는 것이 아니라 공사일정(Schedule)과 연계되어 각 단계별 시공 시뮬레이션을 지원 할 수 있으며, 공사일정은 자체적으로 작성을 하여 플랜트의 설계 및 시공기간을 단축시킬 수 있고, 플랜트 운영 시 공정관리 시스템, 등과의 정보 공유를 통해서 그 기능을 다양하게 활용 할 수 있다(삼성 SDS, 2011).

본 연구에서 소개하는 5D 캐드 시스템은 현재 반도체 공정 설계에 활용되는 프로그램으로서, 프로젝트 엔지니어 및 현장 관리자들과 매우 긴밀하게 작업을 하여 각 전문분야의 기술자들이 필요로 하는 업무 별 필요자원 및 의사결정자원을 실시간으로 제공하여 공정 설계 및 시공 시간을 최적화 시키는데 적용되고 있다. 현재 설계 정보 최적화를 위해 적용되는 주요 기능은 가상시공모델(Virtual construction)을 통해 시공성 분석(Construct-ability analysis), 신속하고 정확한 물량 산출, 시공순서의 결정, 적절한 자재의 공급을 결정하는 구매관리, 등의 설계 및 시공업무에 활용되고 있다(삼성 SDS, 2011).

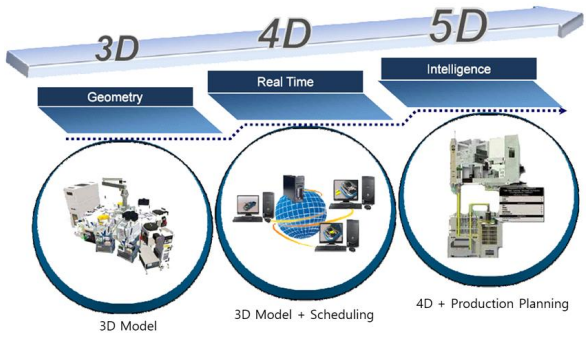


Fig. 1 Concept of CAD system development for plant pipe design(삼성 SDS, 2011)

3. 배관 압력 계산

플랜트 배관 설계 시 설계 정보를 정의하기 위해서 다양한 엔지니어링 기술이 적용되어 의사결정을 수행한다. 본 연구는 5D 캐드 시스템에 적용된 엔지니어링 기술 중 하나로서 배관 압력 계산방법에 대해서 소개하고자 한다. 배관 압력 계산은 일반적으로 설계 과정에서 엔지니어의 경험 또는 지정된 규정에 따라 수행되는 절차이기 때문에 경험이 부족한 엔지니어들은 설계과정에서 어려움을 격을 수 있다. 따라서, 신속한 의사 결정과 정확한 판단을 제공하기 위해서 5D 캐드시스템의 실시간 계산 기능으로서 개발되어 설계 정보를 지원 할 수 있도록 개발되었다.

배관 내 유체 흐름에 대한 압력계산 방법은 유동의 에너지 보존법칙, 연속방정식, 유체와 배관간의 마찰, 등의 원리를 적용하여 다양한 방법으로 적용되어 질 수 있다.

본 연구는 5D 캐드시스템에서 실시간으로 압력을 계산하여 설계정보에 활용 할 수 있도록, 베르누이 방정식을 이용한 압력 및 위치 수두 계산방법과 유체와 배관의 관조도(Pipe roughness)에 의해서 발생하는 마찰손실, 그리고 배관 구성요소 중 Elbow, Bend, Valve, 등의 형상 변화에 의해 발생하는 에너지 손실을 고려하여 식 (1)과 같이 정의하였다.

$$h_p = h_{gravity} + h_{friction} + h_{shape\,loss} \tag{1}$$

여기서, $h_{gravity}$는 배관의 입/출구 위치 차이에 의해 발생하는 위치수두 값이며, $h_{friction}$ 는 식 (2)와 같이 Darcy Weisbach 방정식을 이용하여 마찰손실 수두를 계산하였다. 식 (2)의 f는 마찰손실 계수로서 유체의 설계속도 및 관조도에 따라 Moody diagram에서 결정되는 값이다(Moody, 1994). 그리고 $h_{shape\,loss}$는 식 (3)에서와 같이 배관의 형상 변화에 의해서 발생하는 손실을 합산하여 계산한다.

$$h_{friction} = f\frac{L}{D}\frac{v^2}{2g} \tag{2}$$

$$h_{shape\,loss} = \sum K_L \frac{v^2}{2g} \tag{3}$$

여기서, K_L은 Elbow, Bend, Valve, 등과 같이 배관 부품 별로 가정되는 손실계수이다.

배관 압력은 앞서 언급한 설계된 파이프의 마찰손실수두, 위치 차에 의한 수두, 파이프 형상 변화에 의한 손실 수두를 배관의 단위 구성요소들에 대해서 계산되고, 각 구성요소 별로 압력(비중량 * 압력수두)을 계산하여 표현된다.

4. 5D 캐드 시스템 적용

설계된 배관 압력 계산방법을 적용하기 위해 계산 방법을 모듈 형태로 개발하여 5D 캐드 시스템에 적용하였다. Fig. 2는 캐드 시스템에서 설계된 배관 시스템과 압력 계산을 위해서 선택된 배관의 예제를 보여주고 있다. 계산 방법은 캐드 시스템에서 정의된 형상정보와 배관 및 유체의 속성정보를 입력하여 계산되는 과정으로 구현되어 있으며, 설계 과정에서 실시간으로 계산되는 결과를 확인 할 수 있도록 결과 가시화기능 및 보고서 작성 기능, 등으로 구현되어 있다.

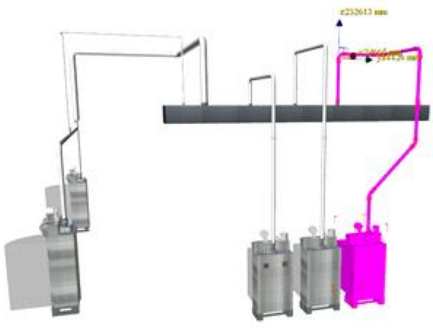


Fig. 2 Example of pipeline system for pressure loss calculation

4.1 압력 계산 예제

배관 압력 계산 기능을 확인하기 위해서 Fig. 2에서 선택된 배관 모델의 구성요소를 Fig. 3에서와 같이 확인하였다. 선정된 배관의 재질은 Stainless steel이며 배관의 관조도(Pipe roughness)는 0.028mm이다. 그리고 내부 유체는 설계 속도는 3m/s를 가지는 물(Water)로 가정되어있다. 압력 계산을 위해서 선정된 배관 모델의 압력 손실을 계산하면 각 부품 별로 각각의 속성을 확인할 수 있으며, Table 1에서와 같이 각 구성요소별로 압력이 계산되는 것을 실시간으로 확인 할 수 있다.

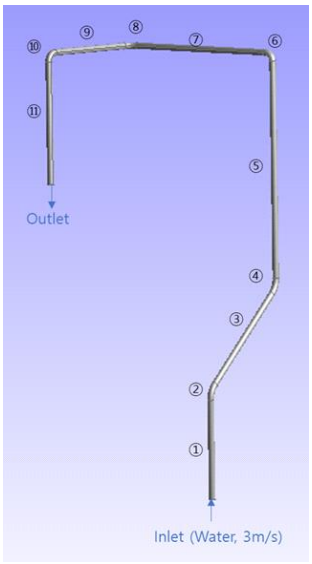


Fig. 3 Pipeline component for pressure loss calculation

Table 1 Computed pressure loss for example pipeline system

Part No.	Part Name	Length [m]	Pressure loss [m]	Pressure [Pa]
1	StraightPipe	1.083	1.282	12573.63
2	45 Elbow	0.238	0.341	3348.18
3	StraightPipe	1.312	1.553	15232.32
4	45 Elbow	0.238	0.341	3348.18
5	StraightPipe	2.374	2.810	27562.14
6	90 Elbow	0.100	0.256	2511.00
7	StraightPipe	1.886	0.346	3394.80
8	90 Elbow	0.200	0.174	1710.00
9	StraightPipe	1.100	0.202	1980.00
10	90 Elbow	0.100	0.056	549.00
11	StraightPipe	1.340	-1.094	-10733.40
	Total	**9.971**	**6.267**	**61475.85**

5. 결론

5D 캐드 시스템은 플랜트 및 반도체 산업에서 요구하는 공정의 설계의 복잡도, 설계 기간 단축, 다양한 형태의 협업 지원, 등의 업무가 가능하도록 지원하는 설계 시스템이다. 그러나 배관 설계과정에서 다양한 의사결정, 엔지니어링 업무 효율성 향상, 등에 대한 이슈가 계속 발생하고 있다. 따라서, 본 연구는 현재 반도체 공정 설계에서 사용되는 5D 캐드 시스템의 설계 효율을 증가시키기 위해서 개발된 엔지니어링 기술 중 일부 인 배관 압력 계산 시스템에 대해서 소개하였다. 압력 평가를 위해 적용된 방법은 배관 내 유체가 설계 속도로 이동 할 경우 필요한 압력을 Moody diagram을 이용한 Darcy-weisbach 방법과 베르누이 방정식을 이용한 압력 수두 계산법을 적용하였다. 그리고 5D 캐드시스템에서 배관 설계 과정 중 실시간으로 압력 계산이 가능하도록 구현하였으며, 그 결과를 확인함으로써 배관 설계 시 활용될 수 있도록 하였다.

그러나 본 연구에서 소개한 기능은 배관 설계 시 발생하는 엔지니어링 업무 중 일부이기 때문에, 5D 캐드 시스템의 설계 효율을 증가시키기 위해서는 다양한 형태의 엔지니어링 기술이 지속적으로 개발되어야 할 것이라 사료된다.

후 기

이 논문은 산업통상자원부 '산업전문인력역량강화사업'의 재원으로 한국산업기술진흥원(KIAT)의 지원을 받아 수행된 연구입니다. (2018년 한-영 해양플랜트 글로벌 전문인력 양성사업, 과제번호: N0001287 및 조선해양산업 퇴직인력활용전문인력양성사업, 과제번호: N0002361 및 친환경 스마트 선박 R&D 전문인력양성사업, 과제번호: P0001968)

참 고 문 헌

삼성 SDS MES 컨설팅팀, (2011). "5D기술을 활용한 Virtual FAB 구축" 대한산업공학회 추계학술대회 논문집, pp 782-789

이장현, 김승현, 이황범, 장기삼, (2010). 선박해양 구조물의 배관 자재 관리를 위한 Enterprise BOM 의 설계와 구현 사례. 한국CDE학회 학술발표회 논문집, pp 288-301.

최창용, 고상철, (2006), "배관망에서의 파이프 직경 최적설계에 대한 실용적 해법", 설비공학논문집, 제18권, 제8호, pp 635-640.

황호진, 문두환, (2010), "선박 운항 시뮬레이션 가시화를 위한 그래픽 렌더링 엔진 기술의 개선 방향", 한국항해항만학회지, 제24권, 제3호, pp 153-160.

황세윤, 이장현, 김승현, 김광식, 이성제, (2010). 카탈로그 데이터베이스를 이용한 선박 배관부품의 효과적인 모델링 절차 개발 사례. 한국CDE학회 논문집, 제15권, 제1호, pp 60-69.

David, H. and Lamine, M. (2004), "Trends of 4D CAD applications for construction planning", Construction Management and Economics (February 2004) Vol 22, pp 171-182.

Moody, L.F. (1944) "Friction Factors for Pipe Flow" Transactions of the ASME, Vol 66, No. 8, pp 671-684.

Pre-FEED 단계에서 적용 가능한 개념적 화재 위험도 해석 통합시스템에 관한 연구

유채원* · 장범선** · 김연림*
*서울대학교 조선해양공학과 열린구조연구실
** 서울대학교 조선해양공학과, 해양시스템 공학연구소

Development of the Conceptual Fire Assessment-base model in Offshore Pre-FEED stage

Chae-Won Yoo*, Beom-Seon Jang** and Yan-Lin Jin*
*Department of Naval architecture Ocean engineering, Seoul National University, Seoul, Korea
**Department of Naval architecture Ocean engineering, Seoul National University, Seoul, Korea , Research Institute of Marine System Engineering

KEY WORDS: Quantitative risk assessment 정량적 위험도 평가, Fire and explosion risk analysis 화재 및 폭발 위험도 분석, A* algorithm A* 알고리즘, Jet fire empirical model 제트 화재 경험적 모델

ABSTRACT: *In the Pre-FEED phase, where frequent design changes occur, it is difficult to conduct assessments with high computational costs. To address this, a conceptual risk assessment methodology based on the empirical accident sequence model was established. First, a method of simplified 3D model generation is discussed with A* algorithm. The module was improved by taking into account the bending heuristics in the method previously used to determine the routing of pipes. As the module was improved to determine the length of pipes more accurately than before, creating 3D models could also increase accuracy. Second, the model was divided according to the direction of leakage to determine the flame shape of the jet fire, and from which the surrounding heat distribution was obtained to complement the design. Jet fires are divided into vertical and horizontal leaks, each model determines the shape by considering momentum of jet fire, buoyancy and wind effects through different empirical correlations.*

1. 서 론

해양플랜트에서의 화재 및 폭발로 인한 사고는 큰 인명피해와 재산 피해를 수반한다. 해양플랜트의 안전한 운용을 위해서는 화재 및 폭발에 대한 몇 가지의 정량적 위험도 평가(quantitative risk assessment, QRA) 를 수행해야 한다. QRA 과정은 화재 및 폭발 위험도 분석(fire and explosion risk analysis, FERA)을 포함하고 있으며, 특히 Pre-FEED 단계에서 선제적으로 분석하여 이를 설계에 반영하도록 하는 것이 필요하다. 화재와 폭발의 영향을 Pre-FEED 단계에서 미리 예측하여 반영하지 못할 경우, 이후 단계에서 화재와 폭발에 대비하기 위하여 설계나 구조물을 보완하는 데 훨씬 더 많은 비용과 시간이 투자되기 때문이다.

위험도 분석을 위한 정보가 충분하지 않거나 대략적이며, 잦은 설계 변경으로 인해 시나리오를 결정하기가 어려운 Pre-FEED 단계에서 FERA를 수행하기 위해서는 CFD와 같이 계산비용이 큰 방법을 통하여 위험도 분석을 수행하는 것이 아니라 경험적으로 사고 결과 모델을 구축하여 분석하는 것이 효율적이다. 이를 수행하기 위해 만들어진 것이 바로 화재 및 폭발의 개념적 위험도 평가 통합 시스템 (integrated fire & explosion conceptual risk assessment system, IFECRA) 이며, 이에 관한 선행 연구는 Jin and Jang(2015) 에 의하여 수행되었다.

IFECRA 는 총 10가지의 모듈을 포함하고 있으며, 각 모듈은 Fig. 1에 보이는 것과 같이 입력 데이터 인터페이스, inventory 계산, 누출과 누출 빈도 계산, 점화 확률 계산, 3D 모델 생성, 화재 결과 모델링, 화재와 폭발 위험 평가로 구성되어 있다. FERA에 필요한 계산을 수행하기 위하여 각 모듈이 차례로 구동됨에 따라 생긴 결과 데이터는 중앙 데이터베이스에 저장된다.

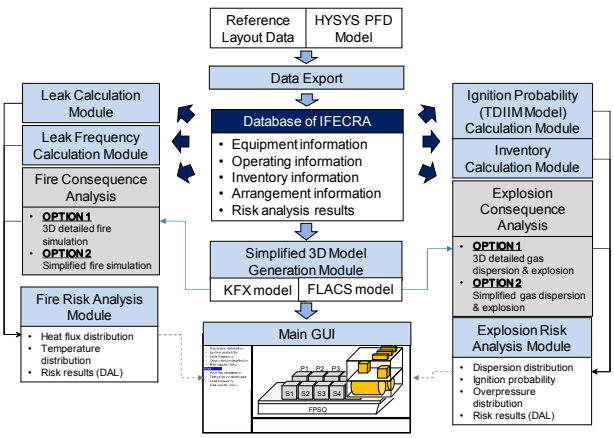


Fig. 1 IFECRA system flow diagram

이 중 특히 화재 위험도 분석 (fire risk analysis, FRA)을 수행하기 위해서 IFECRA는 가장 먼저 시나리오를 정의한다. equipment list와 OGP(oil & gas producer) 데이터를 data interface 모듈을 통하여 입력받아 시나리오를 정의하게 되는데, 이때 입력받는 정보는 equipment의 종류와 위치, inventory의 구성과 부피, 그리고 압력과 온도를 포함한 operation condition 등이다. 이 데이터를 바탕으로 특정 segment 내에서의 equipment들을 정의하고, 종류별 개수를 세어 누출과 누출 빈도 계산을 수행하게 된다. 또한, 화재 시뮬레이션을 수행하여 누출 조건에 따른 열복사 범위 분포를 구하여 화재 위험도를 분석하고, PFP(passive fire protection)을 결정한다.

그러나 기존의 IFECRA 에서는 배관의 경로를 예측하지 못하고, 근사적으로 추정하고 계산하였기에, 배관 내에 있는 하이드로 카본의 양을 예측하기 어려웠으며, 또한 누출 빈도 계산에서의 정확성이 떨어지는 문제점이 존재했다. 이에 장비의 크기와 위치, 그리고 장비 간 연결 정보를 기반으로 배관 routing 알고리즘을 수행하여 배관의 길이를 보다 정확히 예측하기 위한 시도가 Lee, K.S et el. (2016) 에 의하여 수행되었다. 선행된 연구에서는 경로 찾기 및 그래프 탐색에 사용되는 "A* 알고리즘 (A* algorithm)" 을 배관 경로를 결정하는 데 적용시켰고, '노드(node)' 라고 불리는 여러 점 사이에서 거리와 bending 에 대한 비용을 최소화하는 방향으로 노드를 선택하도록 하여, 합리적인 경로를 탐색하도록 하였다. 이 때, 배관의 경로를 결정하는 데 있어 bending 을 중요하게 여기는 이유는 배관의 굽힘이 발생할 때 작업량이 늘어나고, 이에 따라 더 많은 비용이 발생하기 때문이다. 그러나 해당 연구에서는 bending cost 가 적절하게 고려되지 않았고, 최소 거리 비용을 가진 경로가 최소 굽힘 비용을 가지지 않아 가장 합리적인 경로라고 보기 어려웠다. 이를 해결하기 위하여 본 논문에서는 보다 정확하게 bending cost를 고려하도록 A* 알고리즘을 보정하였으며, 이전보다 합리적인 방법으로 배관의 경로를 결정하게 된 만큼, 누출 빈도의 정확성 또한 높아졌다.

또한, 본 논문에서는 경험적 사고 결과 모델을 통하여 화염의 형상을 결정하고, 화염 주변의 열복사 분포를 얻을 수 있도록 하였다. CFD 기반의 3D 사고 결과 모델을 통해서라면 굉장히 높은 수준의 정확성을 가진 분석 결과를 얻을 수 있지만, CFD 기반의 사고 결과 모델은 화재 위험도를 분석하는 데 큰 계산 비용을 요구하고 있으므로, 설계변경이 반복적으로 발생하는 Pre-FEED 단계에서 이를 사용하게 되면 효율성이 낮아지는 문제가 발생한다. 본 논문에서는 CFD 등 큰 계산 비용을 요구하는 단계를 대신하여 경험적 사고 결과 모델을 기반으로 하는 개념적 위험도 분석 방법론을 확립하고, IFECRA 시스템에 도입시켰다.

경험적 사고 결과 모델을 생성하기 위해서는 여러 경험적 식을 통하여 화염의 크기를 결정해야 하는데, 수직 방향 누출에 대한 경험적 식은 Chamberlain (1987) 에 의하여 도출되었고, 수평 방향 누출에 대한 경험적 식은 Johnson et al. (1994)에 의하여 도출되었다. 기존 IFECRA 에서는 위 두 가지 경험적 모델을 반영하고 있는 Phast 프로그램을 통해 화재를 시뮬레이션하여 얻은 2D 결과를 반영하도록 하였는데, IFECRA 시스템 내에서 자동으로 화재를 분석하는 것이 아니라, 따로 프로그램을 사용하여 화재를 분석한 만큼 번거로운 과정을 거쳐 결과를 얻어야 한다는 문제점이 있었다. 본 논문에서는, 이 부분을 IFECRA 시스템 내에서 자체적으로 평가할 수 있도록 화재를 경험적으로 모델링하는 모듈을 생성하고, 3D 결과를 얻을 수 있도록 하였다.

2. 배관 경로 결정

2.1 IFECRA 데이터 인터페이스

IFECRA는 기본적으로 프로세스 시뮬레이터 (process simulator), 즉 AspenTech HYSYS 와 참조선의 설계 데이터로부터 입력 데이터를 얻는다. 서로 다른 형식의 데이터를 읽어 들이기 위해서 데이터 인터페이스를 이용하도록 한다.

외부에서 가져오는 데이터에는 작용 조건 (operating condition) 과 화학적 구성물 (chemical components), 총 장비 리스트 (total equipment list), 장비 연결 정보(equipment connection information), 그리고 장비 크기와 위치(equipment size & position) 가 있다. 이 정보 중, 작용 조건과 화학 구성물 정보들은 누출 계산을 하는 데 쓰이게 되고, 장비 리스트와 연결정보, 크기와 위치 등은 3D 모델 생성과 누출 빈도를 계산하는 데 이용되게 되며, 이에 대한 대략적인 흐름은 Fig. 2를 통해 확인할 수 있다.

이 중 장비 리스트, 장비 크기와 위치 그리고 장비 연결 정보는 배관의 경로를 결정하는 데 필요하다. 연결되어있는 두 장비의 위치를 고정하고, 그 사이에서 가장 합리적인 배관의 경로를 찾아야 하며, 이때 다른 장비를 지나가지 않도록 해야 한다.

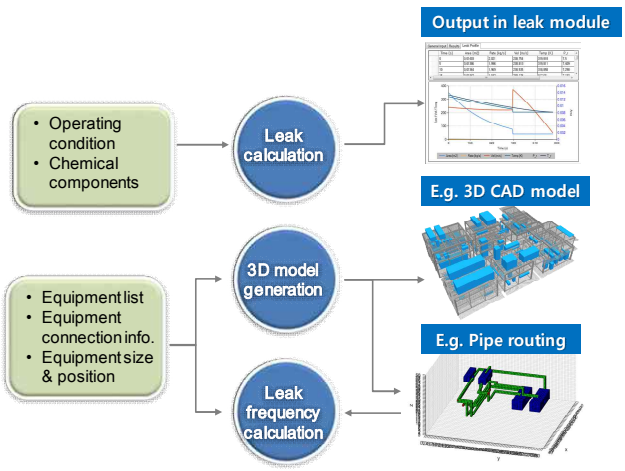


Fig. 2 Flow chart of IFECRA data interface

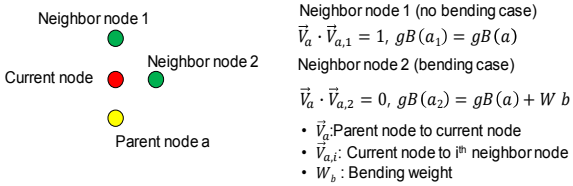


Fig. 3 Example case of considering bending cost

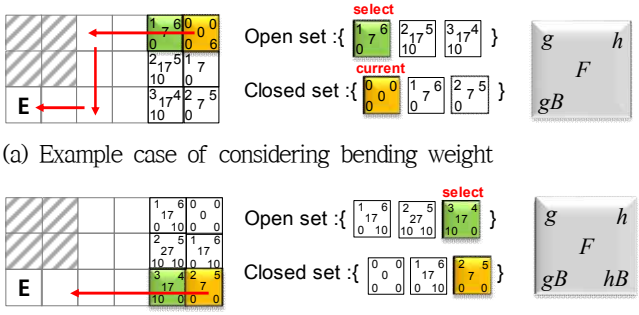
2.2 보완된 A* 알고리즘

앞서 언급한대로, 배관의 경로에 bending 이 발생하게 되면 작업량이 늘어나고 비용이 높아지기 때문에, 배관의 경로를 결정할 때에는 거리 비용뿐만 아니라 bending weight 도 반영해주어야 한다. Fig 3. 그림을 보면 부모 노드 (parent node) 에서 출발하여 현재 위치 노드 (current node) 거친 노드가 어느 방향으로 나아가는지에 따라 bending weight 가 차이 나는 것을 알 수 있다. 부모 노드에서 현재 위치 노드를 거쳐 이웃 노드 (neighbor node) 1 로 이동하는 경우에는 bending 이 발생하지 않지만, 부모 노드에서 현재 위치 노드를 거쳐 이웃 노드 2 로 이동하는 경우에는 배관의 경로가 한 번 꺾이게 되므로 bending weight 를 더해주어야 한다.

그러나 이전 IFECRA 시스템에 적용되었던 A* 알고리즘의 경우, 위의 경우처럼 단순하게 bending weight 만 고려하였기에, 최소 거리와 최소 굽힘을 갖는 최적의 경로를 탐색하지 못한다는 문제점이 있었다. 이를 해결하기 위해 본 논문에서는 A* 알고리즘이 bending cost 뿐만 아니라 bending heuristic cost 를 추가로 고려하여, 이전보다 더 합리적인 경로를 탐색할 수 있도록 하였다.

우선, 배관의 경로를 결정하기 위해서는 두 개의 장치 사이에 적절한 개수의 노드를 결정한다. 이 중 장비 사이의 장애물 위치에 해당하는 노드는 false node 로, 장애물의 위치를 제외한 나머지 노드는 true node 로 정의되도록 하며, true node 는 'open node list' 에 저장한다. A* 알고리즘은 이 open node list 내에서 수행되는데, 이 때 open node list 는 open set 과 closed set 으로 다시 나뉘게 된다. open set 은 경로로 결정될 여지가 있는 노드들의 집합이며, close set 은, open set 노드 중 경로 시작 위치부터 현재 지점까지의 거리 비용 $g(n)$과 현지 지점부터 경로 마지막 위치까지의 거리 비용 $h(n)$, 경로 시작 위치부터 현재 지점까지의 bending cost $gB(n)$와 현지 지점부터 경로 마지막 위치까지의 bending heuristic 비용 $hB(n)$을 모두 고려하여 얻은 $f(n)$ 값이 가장 작은 노드들의 집합이다. 즉, 배관의 경로는 open set 에 해당하는 모든 노드에 대해 $f(n)$을 구한 후, 가장 작은 $f(n)$ 값을 가지는 노드를 선택하여 close set 으로 분류한다. 최종적으로 배관의 경로는 close set 내에서 결정되기 때문에 이는 $f(n)$ 값이 가장 작은 노드들로 이루어진 합리적인 경로라고 할 수 있다.

$$f(n) = g(n) + h(n) + gB(n) + hB(n) \quad (1)$$



(a) Example case of considering bending weight

(b) Example case of considering bending heuristic cost

Fig. 4 A* algorithm of considering bending heuristic cost

그림 Fig. 4 에서는 기존의 방법처럼 bending weight 만 고려한 경로 (a)와, 현재 보완된 방법처럼 bending cost 와 bending heuristic cost 를 모두 고려한 경로 (b) 의 차이를 도시하였다. 두 경로 모두 7칸을 지나가도록 하여 거리 비용은 똑같지만, bending weight 만 고려한 (a) 의 경우에는 현재 위치 노드 이후의 상황은 고려하지 못하기 때문에 (b) 보다 한 번의 꺾임이 더 발생하는 경로를 선택하였다. 때문에, 배관의 경로를 결정하는데 bending heuristic cost 를 고려하는 것이 더 타당한 결과를 가져오게 됨을 알 수 있다.

2.3 Inventory 결정

Inventory 정보는 화재 사고에서의 누출 시간 등을 결정하는데 매우 중요하게 작용한다. 연료의 부피(fuel volume), 작용 압력과 온도 (operating pressure & temperature), 그리고 구성 요소(composition) 등의 inventory 정보들은 배관의 길이에 따라서 결정되므로, 보완한 A* 알고리즘을 통해 정확성을 올릴 수 있다.

2.4 누출 빈도 계산

누출 빈도(leak frequency) 계산은 segment 내 equipment의 종류별 개수와 배관의 길이를 통해 결정되는데, 이전 연구에서는 파이프의 길이를 근사적으로만 판단하였기에 누출 빈도 계산의 정확도가 높지 않았다. 그러나 본 논문에서는 보완한 A* 알고리즘을 통해 배관의 길이를 결정할 수 있게 됨에 따라 누출 빈도 계산의 정확도를 높일 수 있었다.

3. 제트 화재의 형상 결정

기존의 IFECRA 에서는 경험적 사고 결과 모델을 통하여 빠른 시간 내에 화재의 열복사 범위를 얻을 수 있도록 하는 Phast 프로그램을 활용하였다. 본 논문에서는 Phast 와 같이 경험적 사고 결과 모델을 기반으로 하는 개념적 위험도 해석 방법론을 추가로 확립하고, IFECRA 시스템에 도입하였다.

본 논문에서는, 여러 화재 모델 중 특정 방향으로 상당한 추진력을 가하면서 연속적으로 방출되는 인화성 물질의 연소로 인해 발생하는 제트 화재를 중점적으로 다루었다. 제트 화재의 경

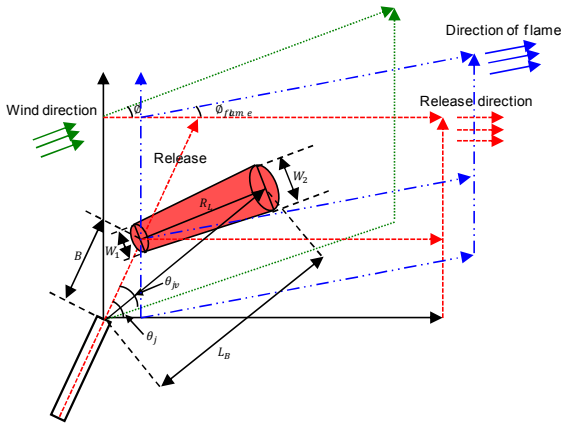


Fig. 5 Chamberlain model

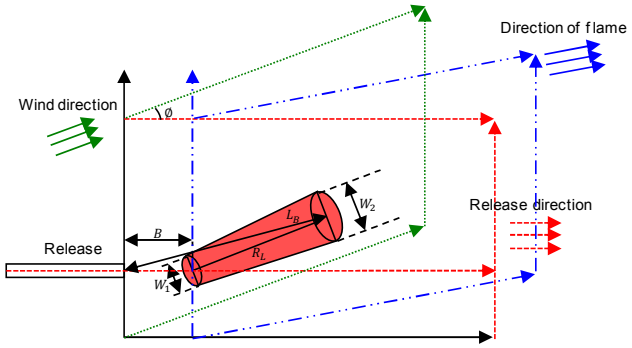


Fig. 6 Johnson model

험적 사고 결과 모델은 분석하고자 하는 장비와 주변 환경의 조건으로부터 결정된다. 우선, 장비와 주변 환경의 압력과 온도 조건으로부터 누출 지점에서의 속도와 온도, 압력 조건을 결정한 후에, 이 결과를 바탕으로 화재의 형상을 결정하고, 주변 열복사 분포를 구한다.

구축한 제트 화재 모델은 기체의 누출 방향이 수직 방향/경사진 방향인지(Chamberlain model), 수평 방향/수평에 가까운 방향인지(Johnson model)에 따라 각각 다른 경험적 식을 고려하게 되며, 이 경험적 일들을 통해 화염의 형상이 결정할 수 있다.

3.1 누출 지점 조건 결정

누출이 발생하는 orifice 지점에서의 압력, 온도 그리고 제트 화재 속도를 구하기 위해서는 운동량 보존법칙을 이용하여야 한다.

$$P_o = P_s\left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \tag{2}$$

$$T_o = T_s\left(\frac{P_a}{P_s}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \tag{3}$$

$$M_j = \sqrt{\frac{(\gamma+1)\left(\frac{P_o}{P_a}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 2}{\gamma-1}} \tag{4}$$

여기서 공기 중 압력과 온도는 각각 P_a 와 T_a 로, 장비 내 압력과 온도는 각각 P_s 와 T_s 로 표현되었으며, 누출 지점에서의 압력과 온도는 각각 P_o 와 T_o 이다. 또한, M_j 는 마하수 (mach number)를 뜻하고 있으며, γ 는 비열비 (specific heat ratio) 이다. 위의 세 식의 결과를 다음의 속도 식에 대입하면, 누출 지점에서의 제트 화재의 속도를 결정할 수 있다. 이때 R은 기체상수 (gas constant) 이고, W_g는 제트 화재 내 기체 연료의 분자량이다.

$$v_j = M_j\sqrt{\frac{\gamma R T_j}{W_g}} \tag{5}$$

또한, 유효 직경 D_s 는 다음으로부터 구할 수 있다. 유효직경이란, 밀도 ρ_{air} 의 공기가 실제 누출된 기체와 동일한 질량흐름 및 운동량으로 누출된다고 가정하는 가상 노즐 (imagined nozzle) 의 직경으로, 공기와 다른 성분의 기체가 공기 중으로 퍼져나가는 것이 아니라, 공기가 공기 중으로 퍼져나간다는 가정을 통하여 앞으로의 계산을 간단히 수행할 수 있도록 한다. 식에서 r_j 는 실제 누출 위치의 반지름을, ρ_j 는 확장 후 기체의 밀도를 뜻한다.

$$D_s = 2r_j\sqrt{\frac{\rho_j}{\rho_{air}}} \tag{6}$$

3.1 정적 공기 중에서의 화염 길이

우선 정적 공기 중에서의 화염 길이를 계산한다. 정적 공기 중의 화염의 길이는 바람이나 누출 방향의 영향을 받지 않기 때문에, Chamberlain 모델과 Johnson 모델에서의 값이 일치하며, 경험적 식 (Becker, H.A et al., 1978)에 대입하여 Newton-raphson 법으로 해를 구한다.

$$0.2 + 0.024 N_{Richardson} L_{BO} + P_{\frac{2}{3}} L_{BO}^{-\frac{2}{3}} = 0 \tag{7}$$

$$N_{Richardson} = \left(\frac{g}{D_s^2 v_j^2}\right)^{\frac{1}{3}} \tag{8}$$

$$P_{\frac{2}{3}} = -\left(\frac{D_s\beta}{W_{st}}\right)^{\frac{2}{3}} \tag{9}$$

$$W_{st} = \frac{W_g}{15.816\,W_g + 0.0395} \tag{10}$$

이 때, $N_{Richardson}$은 단위부피에 대한 부력과 제트 화재의 운동량에 관한 계수이며 (Becker, H.A et al., 1981) $N_{Richardson} \times L_{BO}$ 는 지름이 L_{BO} 인 구 부피에 대한 부력과 제트 화재의 운동량에 관한 계수로, 이후에는 $\xi(L_{BO})$로 표기하기로 한다.

$$Jet\,momentum\,flux\;\; G=\rho_{air}v_j^2\pi\left(\frac{D_s}{2}\right)^2 \tag{11}$$

$$Buoyance\;of\;L_{BO}=\rho_{air}gL_{BO}^3 \tag{12}$$

$$\xi(L_{BO})=\left(\frac{Buoyance}{4G}\right)^{\frac{1}{3}} \tag{13}$$

3.2 화염의 형상 결정

화염의 형상은 앞서 계산한 정적 공기 중에서의 화염의 길이에 제트 화재의 운동량, 바람의 영향 및 화염의 부력 효과가 반영된 여러 경험적 식을 적용함으로써 구할 수 있다.

L_B 는 누출 지점으로부터 화염의 끝 부분까지의 길이로, L_{BO} 에 바람의 영향을 고려하여 구해주게 되며, B 는 화염의 리프트 오프 (frustum lift-off) 길이로, 누출 지점에서 공기가 과도하게 연소되면서 화염의 형상이 나타나지 않는 부분의 길이를 나타낸다. 또한, R_L 은 화염의 길이를 나타내고 있으며, 화염 형상의 일부분 간의 기하학적 관계를 통하여 얻을 수 있고, W_1 와 W_2 는 각각 화염 형상 모델의 시작 부분인 화염의 아랫부분 (frustum base) 에서의 지름과 화염의 끝부분 (frustum tip) 에서의 지름을 나타낸다. 마지막으로, 바람과 부력의 영향에 의해 누출 방향으로부터 화염이 꺾이게 되는 각도 α 는 부력과 제트 화재 운동량 사이의 관계식인 $\xi(L_{BO})$ 와 바람의 속도와 제트 화재 속도 사이의 관계식인 R 을 반영하여 구할 수 있다. 특히 α 는 R 값의 범위에 따라 다른 식이 반영되고 있음을 알 수 있는데, 이는 제트 화재의 영향이 두드러질 때와 비교적 바람의 영향이 크게 작용할 때의 각도를 다르게 반영해주기 위하여 경험적으로 나누어졌다.

Chamberlain 모델과(Chamberlain, 1987) Johnson 모델은 (Johnson et al.,1994) 각각의 다른 경험적 식을 통하여 화염의 형상을 결정하기 때문에, 제트 화재 모델이 수평 방향으로 누출되는지 수직 방향/경사진 방향으로 누출되는지 판단한 후에 수평 방향으로 누출되는 제트 화재는 식 (14)-(20) 을, 수직/경사진 방향으로 누출되는 제트 화재는 식 (21)-(31) 을 적용하여야 한다.

<Chamberlain model>

$$L_B=L_{BO}(0.51e^{-0.4U_W}+0.49)(1-0.00607(\theta_{jv}-90)) \tag{14}$$

$$B=L_B\left(\frac{\sin((0.185e^{-20R}+0.015)\alpha)}{\sin\alpha}\right) \tag{15}$$

$$R_L=\sqrt{L_B^2-B^2\sin^2\alpha}-Bcos\alpha \tag{16}$$

$$W_1=D_s(13.5e^{-1.5R}+1.5)\left(1-\left(1-\frac{1}{15}\sqrt{\frac{\rho_{amb}}{\rho_j}}\right)e^{-7.5R}\right) \tag{17}$$

$$W_2=L_B(0.18e^{-1.5R}+0.31)(1-0.46e^{-25R}) \tag{18}$$

$$R=\frac{U_W}{v_j} \tag{19}$$

$$\alpha=\begin{cases}\dfrac{8000R}{\xi(L_{BO})}+(\theta_{jv}-90)(1-e^{-25.6R}) & R\le 0.05\\ \dfrac{(1726\sqrt{R-0.026}+134)}{\xi(L_{BO})}+(\theta_{jv}-90)(1-e^{-25.6R}) & 0.05<R\end{cases} \tag{20}$$

<Johnson model>

$$L_B=\sqrt{X^2+Y^2+Z^2} \tag{21}$$

$$\begin{cases}\dfrac{X}{L_{BO}}=f(\xi)(1+r(\xi)\Omega_x)\\ \dfrac{Y}{X-B}=0.178\Omega_y\\ \dfrac{Z}{L_{BO}}=h(\xi)(1-c(\xi)\Omega_x)\end{cases} \tag{22}$$

$$f(\xi)=\begin{cases}0.55+(1-0.55)e^{-0.168\xi(L_{BO})} & \xi(L_{BO})\le 5.11\\ 0.55+(1-0.55)e^{-0.168\xi(L_{BO})-0.3(\xi(L_{BO})-5.11)^2} & \xi(L_{BO})>5.11\end{cases} \tag{23}$$

$$r(\xi)=\begin{cases}0.0 & \xi(L_{BO})\le 3.3\\ 0.082\left(1-e^{-0.5(\xi(L_{BO})-3.3)}\right) & \xi(L_{BO})>3.3\end{cases} \tag{24}$$

$$h(\xi)=\frac{1}{\left(1+\dfrac{1}{\xi(L_{BO})}\right)^{8.78}} \tag{25}$$

$$c(\xi)=0.02\xi(L_{BO}) \tag{26}$$

$$\Omega_x=\left[\frac{\rho_{amb}}{\rho_j}\right]^{\frac{1}{2}}\left[\frac{L_{BO}U_W\cos\Phi}{D_jv_j}\right] \tag{27}$$

$$\Omega_y=\left[\frac{\rho_{amb}}{\rho_j}\right]^{\frac{1}{2}}\left[\frac{L_{BO}U_W\sin\Phi}{D_jv_j}\right]$$

$$R_L=\sqrt{(X-B)^2+Y^2+Z^2} \tag{28}$$

$$\frac{W_1}{B}=-0.18+0.081\xi(L_{BO}) \tag{29}$$

$$\frac{W_2}{Db_{xy}}=-0.004+0.0396\xi(L_{BO})-\Omega_x\left(0.0094+9.5\times10^{-7}(\xi(L_{BO}))^5\right) \tag{30}$$

$$Db_{xy}=(X^2+Z^2)^{\frac{1}{2}} \tag{31}$$

Table. 1 과 같은 입력 값에 대하여, 위에서 보인 경험적 식을 이용해 자체적으로 개발한 코딩의 결과와 Phast 결과를 비교한 것은 Table. 2와 Table. 3 에 정리되어 있으며, Chamberlain 모델과 Johnson 모델 모두 10% 이내의 작은 오차범위 내에서 Phast 프로그램 결과와 일치하고 있음을 알 수 있다.

Table 1 Test of self-developed code (input data)

Material	Reservoir Temperature	Reservoir Pressure	Expanded Diameter	Wind Speed
Methane	59.31 ◦ C	11.75 bar	0.065m	5m/s

Table 2 Test of self-developed code (vertical release)

Cross-wind angle	Variable	L_B [m]	B [m]	R_L [m]	W_1 [m]	W_2 [m]
	Phast	20.97	3.75	17.24	1.19	6.12
0°	Code	20.46	3.39	17.10	1.28	5.96
	Error[%]	-2.41	-9.30	-0.81	+7.56	-2.61
	Phast	19.47	3.49	19.02	1.19	5.68
45°	Code	19.00	3.16	15.88	1.28	5.54
	Error[%]	-2.41	-9.45	-0.87	+7.56	-2.46

Table 3 Test of self-developed code (horizontal release)

Cross-wind angle	Variable	L_B [m]	B [m]	R_L [m]	W_1 [m]	W_2 [m]
	Phast	24.24	10.54	13.85	1.26	2.94
0°	Code	23.43	9.68	13.86	1.28	2.66
	Error[%]	-3.34	-8.15	+0.07	+1.58	-9.52
	Phast	24.30	10.54	14.12	1.26	3.07
45°	Code	23.63	9.68	14.20	1.28	2.77
	Error[%]	-2.75	-8.15	+0.56	+1.58	-9.77

3.3 열 복사 범위 결정

열복사량 I는 표면 방사력(surface emissive power, SEP) 과, SEP가 임의의 지점 O 에 어느 정도 전달되는 지를 나타내는 계수인 각관계(view factor) V 의 곱으로 계산될 수 있다.

$$I = SEP \times V \tag{32}$$

이 때, 표면 방사력의 값은 화염의 표면에서 방출되는 열의 비율 F_s와 연소율 m', 열 연소량 H_{comb}의 곱을, 앞서 결정한 화염의 표면적으로 나누어 계산할 수 있다. 이 때 제트 화재의 연소율 m'은 누출 지점에서의 질량흐름률 값과 동일하다.

$$SEP = \frac{F_s m' H_{comb}}{A} \tag{33}$$

Chamberlain 모델에서의 F_s 는 식 (34) 을 통해 표현되고 있으며, Johnson 모델에서의 F_s 은 식 (35) 과 (36) 에서 보이는 것처럼 화염의 옆면과 끝단 부분에서의 식이 다르게 표현되고 있다. 그러나 화염의 끝단 부분의 면적은 옆 부분의 면적에 비하여 훨씬 작은 값을 가지므로, Johnson 모델에서는 옆면에 대한 F_s 의 식만 적용하도록 한다.

$$F_s = 0.21e^{-0.00323v_j} + 0.11 \tag{34}$$

$$F_s^{SIDE} = (1 - e^{-0.4W_2})(0.21e^{-0.00323v_j} + 0.4) \tag{35}$$

$$F_s^{END} = (1 - e^{-0.4R_L})(0.21e^{-0.00323v_j} + 0.14) \tag{36}$$

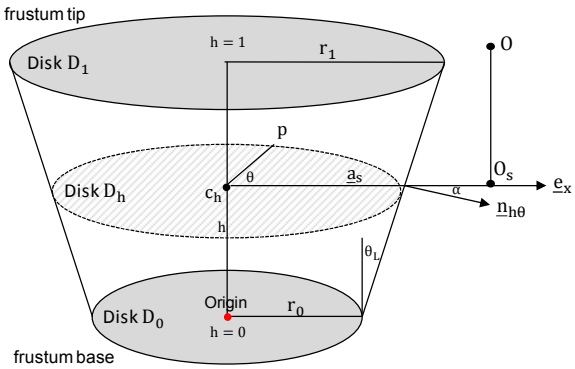


Fig. 7 Standard cone model and view factor

또한, V 는 앞서 구한 화염의 형상이나 기울기 및 화염과 임의의 지점 사이의 거리에 따라 결정 된다. 표준 원뿔형 모델로 된 제트 화재는 Fig. 7 에 모사되어 있으며, 이에 대한 임의의 점에서의 V 는 식 (37) 로부터 결정된다.

$$V = \frac{H}{\pi \cos\omega} \int_{h=0}^{1} \int_{\theta_{\min}}^{\theta_{\max}} \frac{\tau \max(\underline{d} \cdot \underline{n_{h\theta}}, 0)}{d^3} r^h d\theta dh \tag{37}$$

이 때, H는 화염의 길이인 R_L과 같은 값이며, $Disk\ D_h$는 높이를 비율로 나타낸 h에 대해 결정된 임의의 높이에서의 $Disk$ 이다. 이 원뿔형 모델은 전체 좌표계 (global coordinate system) 이 아닌, 국부 좌표계 (local coordinate system) 상에서 정의되고 있는데, 이 좌표계는 임의의 점 O 를 $Disk\ D_h$ 평면에 투영한 점을 O_s 라고 하고, 화염 모델의 중심 c_h과 O_s 를 이은 선을 a_s 라고 할 때, a_s 의 방향 벡터를 x축, $Disk\ D_h$에 수직한 방향을 z축으로 한다.

점 p는 $Disk\ D_h$ 에서 각도 θ를 따라 화염 모델의 표면을 돌고 있는 점으로 정의되며, $\underline{n}_{h\theta}$는 점 p에서의 법선벡터, $\underline{d}$는 점 p에서 O까지 벡터로 정의되며, θ_L은 화염의 중심선과 모서리 사이의 각도이다. τ는 대기투과율로, 점 O에 도달하기 전에 대기에 흡수되지 않은 열복사의 비율을 나타내며, 식 (38) 으로부터 구할 수 있다. (Wayne, 1991) 이 때, $X(H_2O)$와 $X(CO_2)$는 각각 수증기와 이산화탄소에 대한 흡수 계수이며, P_{WV}는 대기 중 수증기 압력이다.

$$\begin{aligned}\tau &= 1.006 - 1.01171 \times \log X(H_2O) - 0.02368 \times [\log X(H_2O)]^2 \\ &\quad - 0.03188 \times \log X(CO_2) + 0.001164 \times [\log X(CO_2)]^2\end{aligned} \tag{38}$$

$$X(H_2O) = \frac{2.165 \times P_{WV} \times d}{T} \tag{39}$$

$$X(CO_2) = \frac{273 \times d}{T} \tag{40}$$

위의 식을 통하여 임의의 점에 대한 view factor를 구할 수 있게 되며, 이를 반복적으로 수행하면 임의의 공간에 대한 열복사 수치를 얻을 수 있다. 이는 Fig. 7에 도시되어있는 대로, 원점을 중심으로 하며, 수직방향으로 누출되고 있는 제트 화재에 대한 view factor 및 열복사 범위라 할 수 있다.

4.2 변환행렬을 이용한 열복사 범위 선정

표준 원뿔형 모델로 표현된 제트 화재에 대한 열복사 범위를 결정한 후에는, 변환행렬을 이용하여 표준 원뿔형 모델을 실제 제트 화재 모델로 변환시켜주어야 하며, 이 과정을 통하여 실제 제트 화재 모델의 열복사 범위를 얻을 수 있다. 즉, Fig. 7의 표준 원뿔형 모델로 표현되었던 화재가 Fig. 8처럼 화염이 누출 방향과 바람의 방향, 부력 등에 의해 어느 각도로 기울어지게 되고, lift-off 현상으로 인하여 원점으로부터 일정 거리 이상 떨어져 형상이 생기게 되는 것을 반영하기 위하여 변환 행렬을 이용하게 된다.

이전에 view factor 값을 구하는 단계에서 화염의 위치, 꺾인 정도를 반영하지 않고, 표준 모델에 대한 view factor를 먼저 구하여 열복사 범위를 얻은 후에 이 범위의 위치를 변환시켜주어도 되는 이유는, view factor 가 임의의 점의 위치에 따라 결정되는 것이 아니라, 임의의 점과 화염 사이의 거리와, 각도 등으로 결정되는 값이기 때문이다.

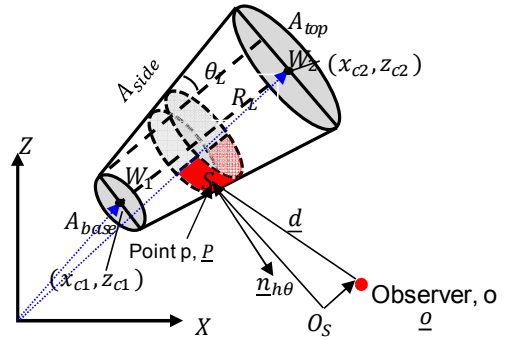
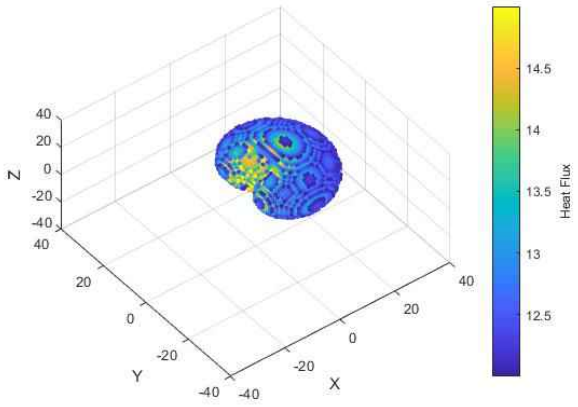
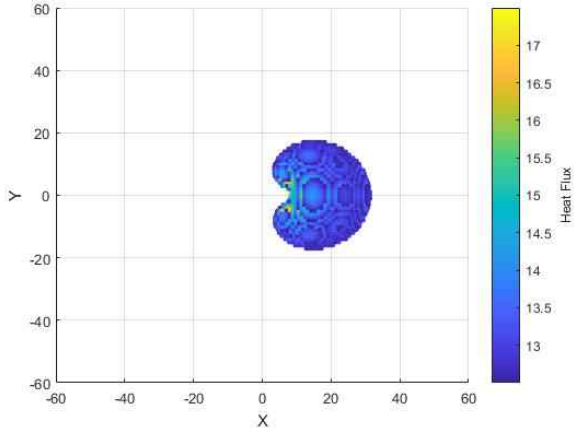


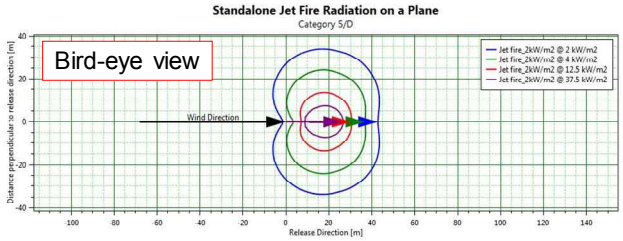
Fig. 8 Frustum and view factor



(a) Result of self-developed code



(b) Bird-eye view of self-developed code result



(c) Bird-eye view of Phast

Fig. 9 Test of self-developed code and result of Phast

Fig. 9의 (a)와 (b)는 Table. 1에 정리된 입력 값을 통하여 얻었던 Table. 3의 horizontal 방향 누출 제트 화재에 대한 열복사 그래프이며, Fig .9 의 (c)는 같은 입력값에 대한 Phast 결과이다. 여러 개의 Phast 결과 중, 위의 자체적으로 개발한 코딩과 대응되는 그래프는 열복사 값이 $12.5kW/m^2$ 에 해당하는 빨간색 그래프이다. Phast에서는 bird-eye view 로 바라본 2차원적 그래프만 나타내고 있는 것과 달리 자체적으로 개발한 코딩에서는 결과를 3차원적인 그래프로 그리고 있으며, 때문에 2차원적인 그래프를 통해 근사적으로 범위를 결정하는 것보다 정확하게 장비들에 미치는 열의 영향을 판단할 수 있다. 또한, 열 복사 분포 범위에 대한 자체 개발 코딩 결과와 Phast의 결과가 일정 수준 이상의 정확성으로 일치하고 있는 것을 확인할 수 있다.

5. 결 론

본 논문에서는, 두 가지 보완점을 통하여 IFECRA 시스템이 보다 정확하게, 빠르게 화재 위험도를 분석할 수 있도록 하였다.

우선, A* 알고리즘이 bending cost 와 bending heuristic cost를 함께 고려할 수 있도록 보완하였고, 이를 통해 보다 합리적으로 배관의 경로를 예측하였다. 파이프의 경로가 결정됨에 따라, 배관 내 inventory 정보와 배관의 길이 또한 계산할 수 있게 되었고, 이는 누출과 누출 빈도 계산의 정확도를 높이는 데 영향을 미쳤다.

또한, 화재의 영향을 빠르게 판단할 수 있도록 경험적 사고 결과 모델을 구축하여 화염의 형상을 결정하였다. 누출방향이 수직인 경우인지, 수평/경사진 경우인지에 따라 다른 경험적 식을 쓰도록 하였는데, 이때 쓰이는 여러 가지 식들을 통하여 제트 화재의 운동량과 바람의 운동량, 그리고 부력 사이의 관계를 반영한 제트 화재 모델의 형상을 결정하는 수치들을 얻을 수 있었다. 또한, 결정된 화염 주변의 열복사 분포를 3차원으로 얻을 수 있도록 하였다.

후 기

본 연구는 산업통산자원부의 지원으로 수행된 '해양플랜트 공정 설계 검증을 위해 설계 데이터 상호 응답이 가능한 해저-해상 통합 기본 모델 개발' 연구결과 중 일부임을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다. (과제번호: 10060099)

참 고 문 헌

Becker, H.A., Liang, D. and Downey, C.I (1981). "Effect of burner orientation and ambient airflow on geometry of turbulent free diffusion flames.", 18th symp.(Intl.) in Comb., The Combustion Institute, Pirrsburgh

Becker, H.A., Liang, D (1978). "Visible length of vertical free turbulent diffusion flames", Combustion and Flame, 32.

Chamberlain, G.A (1987). "Developments in design methods for predicting thermal radiation from flares", Chem. Eng. Res. Des., Vol 65. July 1987.

DNV GL (2015). "Jet fire", User Manual

DNV GL (2014). "Exposure Model", User Manual

Lee, K.S., Jin, Y.L., Jang, B.S. (2016), "Study on simplified transient fire simulation method in fire risk analysis of offshore process area" , The annaual autumn conference, Chanwon, November 3-4 2016.

Jin, Y.L, Jang, B.S. (2015). "Probabilistic fire risk analysis and structural safety assessment of FPSO tipside module.", Ocean Engineering, 104, pp.725-737.

Johnson, A.D., Brightwell, H.M , and Carsely, A.J (1994). "A model for predicting the thermal radiation hazard from large-scale horizontally released natural gas jet fires", Transactions of Institution of Chemical Engineers, Process Safety and Environmental Protectionm Vol 72.

Introduction of SHWE Offshore Platform Operation HSE Case

Jeongmoon Kim*, Jonghyun Kim*, Minsoo Jang* and Seungdon Baek*

*POSCO DAEWOO Corporation (Myanmar E&P), Yangon, Myanmar

KEY WORDS: Safety case, MAH (Major Accident Hazard), Risk assessment, SCE (Safety Critical Element), Performance standard, ALARP (As Low As Reasonably Practicable)

ABSTRACT: *The introduction of a Safety case has taken the industry several years to fully appreciate and effectively apply it as a tool for improving standards of safety. The development of a Safety case can provide essential insight into the risks facing an installation and the controls required to manage them. Accordingly, the Operations HSE (Health, Safety and Environmental) case has been developed based on the principle that all hazards and effects associated with the operations are identified, fully understood and adequately controlled to a level that is tolerable. It is the intention of POSCO DAEWOO Corporation (PDC) to utilize the Operations HSE case as a tool to ensure that the risks arising from the facilities operations are reduced to a level that is ALARP (As Low As Reasonably Practicable).*

1. Background

The Shwe and Mya fields are located within Block A-1 and A-3, Bay of Bengal, offshore, Western Myanmar and these fields are essentially gas fields (gas composition 99+% CH_4) with limited liquids present and low in CO_2 (less than 0.5%) and H_2S (0.2-0.4 ppmV).

POSCO DAEWOO Corporation (PDC) is the Operator for Block A-1 and A-3.

Following the safety studies conducted at Front End Engineering Design (FEED) and Early Detailed Engineering (EDE) phase, PDC prepared a Design HSE (Health, Safety and Environmental) case in 2010 and the facilities (Shwe offshore platform, SHP) development was completed in the middle of 2013.

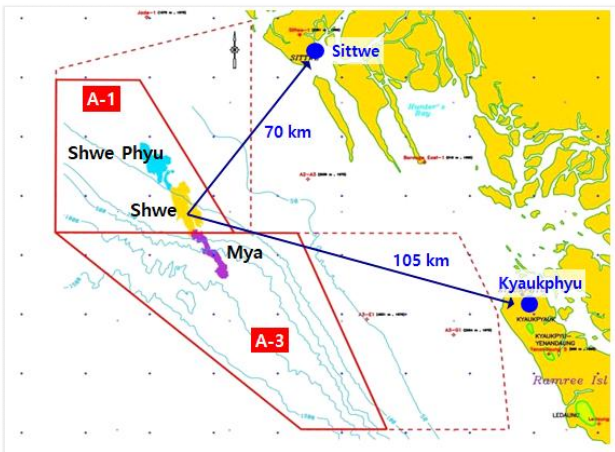


Fig. 1 Field Location

Later, in operation stage (in 2017), PDC has developed the Operations HSE case in order to review and consolidate the HSE studies done (at detailed engineering stage) and demonstrate that the facilities are managed in accordance with international standards.

Myanmar national legislation is applicable to SHP and its associated facilities; however, existing legislation does not currently require the preparation of a HSE case for the operation of oil and gas production/processing facilities in Myanmar.

The Operations HSE case has been prepared following the intent of UK HSE Offshore Installations Safety Case Regulations 2015 (SCR15) (UK HSE, 2015), even though the assets are not in UK waters and not subject to UK HSE regulation. The expectation is that the Operations HSE case should be in line with recognized good industry practice.

2. Objectives

The overall intention of the Operations HSE case is to encompass the policies, objectives, responsibilities, standards, procedures, processes, control systems and resources which are in place to manage the HSSE (Health, Safety, Security and Environmental) aspects of the operation.

The objectives of the Operations HSE case are to demonstrate that:

• An effective HSSE Management System is in place for identifying and managing risk to personnel, the environment and monitoring health and safety performance;

• All potential operational Major Accident Hazards (MAHs) arising from the operations have been systematically identified and assessed;

• A systematic Formal Safety Assessment (FSA) has been undertaken to demonstrate that overall safety goals are achieved and any target criteria set for levels of risks are met;

• Risks have been evaluated, they meet PDC's risk acceptance criteria, and the risk levels are As Low As Reasonably Practicable (ALARP);

• Arrangements are in place to control the identified hazards and to mitigate the consequences should the need arise;

• Safety Critical Elements (SCEs) are in place to prevent the loss of control or containment of MAHs, and to mitigate the effects of MAHs; and

• Any shortfalls and recommendations raised through the preparation of the Operations HSE case are captured as Remedial Actions for further action by PDC.

3. Workforce Involvement

To promote ownership and awareness and understanding of MAHs, the workforce were actively involved in the development of the Operations HSE case.

Key participation activities are as follows;

• Gap analysis was conducted with reference to UK HSE Safety case regulation (UK HSE, 2015) and Assessment Principles for Offshore Safety Case Regulation (APOSC) (UK HSE, 2016) to identify the modification required to the existing Design safety case, new hazards if any, and the gaps in the safety documentation.

• Hazards and Effects Register (HER) workshop was undertaken (and describes all significant hazards, associated accident events, and control measures identified). Process and non-process hazards were also identified and evaluated based on applicable hazards from the ISO 17776 (ISO, 2000). Hazard inventory list, risk ranking, and documenting the hard/soft barriers, six (6) MAHs were identified for SHP.

• Bowtie assessment was undertaken for the MAHs identified. The barriers in place to effectively manage the MAHs were identified and recommendations were generated for threats/consequences which were found to have insufficient or ineffective barriers to manage the MAHs (Hamlin and Bovendeur, 2012).

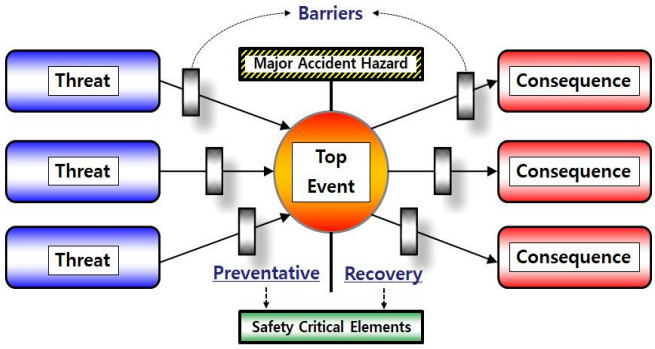


Fig. 2 Bowtie Diagram

• ALARP demonstration session was undertaken to review the Major risks/MAHs to ensure the risk has been reduced to an ALARP level with appropriate measures (UK HSE, 2001).

• The SCEs and Performance standards were re-validated and Critical Activities Catalogue (CAC) has been developed to enhance further the control/management of MAHs (Hamlin and Bovendeur, 2012).

• Knowledge transferring/sharing session was under taken.

4. HSE Case Framework and Structure

There are six (6) main part to Operation HSE Case.

4.1 Part 1 – Overview

This Part provides a general overview of the Operations HSE case and describes the:

• Introduction
• HSE case Structure
• Basis for Operations
• Remedial Action Plan
• Acceptance and Endorsement

4.2 Part 2 – Operation Description

This Part provides information of the facilities, through an overview of the processes, key features and systems in place to for MAH prevention, control and mitigation.

4.3 Part 3 – HSSE System

This Part summarizes the PDC's approach to HSSE management for the facilities. This section describes the arrangements in place to ensure that hazards and risk from

operating the facilities are continuously identified, assessed and reduced to ALARP, and that the PDC's safety goals are achieved. It is an integral part of the overall management system.

4.4 Part 4 – Formal HSE Assessment

This Part summarizes the formal HSE assessments that have been conducted and their conclusions to support the understanding of the hazards and risks involved. These assessments are a detailed and systematic process that identifies all hazards and associated credible accident events related to the design and operation of the facilities. It supports the demonstration that the risks are appropriately evaluated and reduced to ALARP.

Control and management of MAHs (e.g.) through SCE, Performance standards and Critical activities, is also covered in this section.

4.5 Part 5 – Emergency Response Preparedness

This Part provides an overview of the key emergency response philosophies and arrangements.

4.6 Part 6 – ALARP Demonstration

This Part includes a review of the areas where potential for risk reduction was identified from Detailed engineering and improvements identified during the development of the Operations HSE case.

5. Conclusion: Justification for Operations

The Operations HSE case has been developed based on the principle that all hazards and effects associated with the operations are identified, fully understood and adequately controlled to a level that is tolerable. It is the intention of PDC to utilise this Operations HSE case as a tool to ensure that the risk arising from the facilities operations are reduced to a level that is ALARP.

The justification for operations is as follows;

• PDC is committed to ensuring that all relevant activities will be managed in a safe manner that will comply with the relevant PDC policies, requirements/specifications, regulatory and international industry practices; and all associated activities will be carried out in a manner that will minimize impacts to the health and safety of personnel as well as to the environment. This includes addressing the actions in the Remedial Action Plan to ensure a level of ALARP.

• There is an HSSE Management system in place for the operations that is adequate to enable compliance with the relevant international and PDC provisions and to provide safe systems of work that control the risks at the facilities through:

1) Commitment, Leadership and Behaviour;
2) Training, Competency, Supervision and Communication;
3) Safe Work Practices and Procedures;
4) Performance Monitoring and Improvement;
5) HSE Hazard Identification, Management, and Risk Reduction

• The Management of Change (MOC) process ensures the hazards and effects register and emergency response arrangements are updated accordingly to reflect facility and organizational changes. Further, there is a process being developed to identify, manage and control any HSE issue arising from deviations from PDC or other standards and practices.

• There are adequate arrangements in place for the audit and review of management systems at appropriate intervals which have been undertaken.

• All hazards and effects with the potential to cause a major accident have been identified and assessed, and suitable and sufficient controls have been provided to prevent and mitigate these hazards and the risks they present.

• Effective emergency plans and arrangement have been put in place to respond to the potential range of accidents at the facility.

• The risks presented by the facilities to the persons on site are within tolerable limits.

• SCEs are clearly defined with associated Performance standards supported by appropriate maintenance strategies and tasks and Critical activities.

• ALARP has been demonstrated for the facilities in Part 6 of the Operation HSE case and it can be concluded that risks have been identified, assessed, eliminated and/or managed to a level of ALARP.

Acknowledgements

We always appreciate MOGE (Myanma Oil and Gas Enterprise) & Partners' kind support and continuous assistance extended to the Shwe Project.

Thanks also go to PDC O&M Management for supporting the development of this paper.

References

Hamlin, C., Bovendeur, W., 2012. Hazards and Risk Management with the Aid of Bowties. 1st Edition, AdvisSafe, Den Helder.

International Organization for Standardization (ISO), 2000. 17776 Petroleum and Natural Gas Industries – Offshore Production Installations – Guidelines on Tools and Techniques for Hazard Identification and Risk Assessment.

UK Health and Safety Executive (HSE), 2001. UK Health and Safety Executive (HSE) Guidance.

UK Health and Safety Executive (HSE), 2015. A Guide to the Offshore Installations (Offshore Safety Directive) (Safety Case etc.) Regulations 2015.

UK Health and Safety Executive (HSE), 2016. Assessment Principles for Offshore Safety Case (APOSC).

A Case Study of Fire Protection Facilities for Port Handling Hydrocarbones

Byoung-Ryeol Choi Ph.D.[*1], Hyo-Jae Jo[2] and Kang-Ho Lee[1]

[*1]*Zentech Engineering, Co., Ltd., Seoul, Korea,*
[2]*Korea Maritime and Ocean University, Busan, Korea*

KEY WORDS: Fire Fighting, Port terminal, Oil Terminal, Wharf, Jetty, Pier, Flash point, Fire Water System, Foam System, DCP(Dry Chemical Powder) Protection System, First Aid Fire Fighting Equipment, Portable & Mobile Fire Fighting Equipment, Water borne Fire Fighting Equipment, Fire / smoke / Gas Detection and Alarm System, Fire Alarm/ Communication System

ABSTRACT: *For the purpose of this study, the safety of minimum requirements of the fire protection facilities at Port terminals & related facilities to Port Terminals handling hydrocarbons i.e. oil, gas, LPG etc. The Loading/unloading Port terminals shall be provided fire fighting, water turrets, spray and mist / fog may be used effectively against oil fires and for making a screen between the fire fighter and the fire. Water is used for fire extinguishing, fire control, cooling of equipment etc. Water should be used with discretion in areas of electrical equipment. Provision should be made to prevent inadvertent operation of a water suppression system. When water is used, an adequate drainage system should be provided. Before selecting water for use indoors, it should be determined if the equipment is water tight.*

Most of the decisions regarding layout of facilities will have been decided at the initial planning and design stage for the terminal. However, many terminals have developed over time and may be required to handle a greater variety of products, larger quantities of cargoes and larger tankers than were anticipated when the terminal was originally designed. Terminals may also be subjected to reduced throughputs or changing environmental conditions, new standards and/or legislation.

1.Introduction

Oil Loading/unloading Port terminals are generally located in the remote areas and/or near ports. Experience shows that these installations over the years get surrounded by residential / Industrial installations in the absence of any statutory regulations prohibiting their construction.

The large quantities of inflammable material handled in these installations pose a great threat to their own safety as well as of the surrounding installations. Therefore it is necessary to introduce in-built fire protection facilities for Port terminals.

The provisions of this study shall be considered necessary to provide a reasonable level of protection from loss of life and property from fire and explosion at port terminals handling hydrocarbons.

However, it is important to assess & comply with the requirements arising from HAZOP studies / risk analysis and also considering the availability of the mobile fire fighting services from Fire Brigade and nearby industries i.e. mutual aid partners as per contingency plan.

2. Classification of Petroleum Products

2.1 General classification

Petroleum Products other than "Liquefied Petroleum Gas" (LPG) which is covered under separate category, are classified according to their FLASH POINTS as per closed cup method as follows:

Class "A" : Liquids which have a flash point below 23 ℃

Class "B" : Liquids which have a flash point of 23℃ and above but below 65℃

Class "C" : Liquids which have a flash point of 65℃ and above but below 93℃

Unclassified: Liquids which have a flash point of 93℃ and above.

2.2 Classification for high ambient temperatures and for heated products

At locations where the handling temperatures are higher than the flash point of the product or in circumstances where product handled is artificially heated to above its flash point special consideration should be given in the terminal layout.

3. Fire Protection Facilities

Layout of Port Terminals handling hydrocarbons should be done in accordance with Standard Engineering Practices / Requirements. A good layout provides adequate access for fire

fighting, escape routes in case of fire and also provisions for segregation of facilities in the event of emergency. The following fire protection facilities shall be provided depending upon size and nature of risk of installation :

- Fire Water System
- Foam System
- Halon/ its proven equivalent / Clean Agent Fire Extinguishing System
- DCP Protection System
- First Aid Fire Fighting Equipment
- Portable & Mobile Fire Fighting Equipment
- Water borne Fire Fighting Equipment
- Fire / smoke / Gas Detection and Alarm System
- Fire Alarm/ Communication System

The fire fighting protection equipment is shown in Figure 1.



(a)Fire Hydrants (b)Fire Monitor (c)Deadweight Jumbo Nozzles



(d)Tower Monitor (e)Fire Water Curtain (f)Ground Monitor



(g)Fixed Water Spray (h)Foam System

Fig. 1 Fire fighting distribution equipment

4. Design of Flow Rate and Pressure of Fire Fighting

The fire water system at port Terminal shall be designed to meet the fire water flow requirements of a single largest risk at a time.

Fire water flow rate for Port terminal protection shall be aggregate as water flow for Tower mounted water/ foam monitors for protection of loading / unloading arms./ piping manifold and ship tanker and water flow for area segregation by providing water curtains between ship tanker and loading / unloading arms and Hydrant service.

Design Flow rate shall vary with type of product and size of ships handled as shown in Table 1, Fire water design requirement for port Iterminals handling oil and petroleum products(excluding liquefied hydrocarbon gases) and Table 2, Fire water design guide for port terminal handling liquefied hydrocarbon gases.

Table 1 Fire water design requirement for port Iterminals handling oil and petroleum products(excluding liquefied hydrocarbon gases)

No.	Installation	Fire Water Rate
1	Barge berth at a wharf or Jetty	Fire mains/monitors with a fire water supply of 288m^3 /hr (One monitor + Four hydrants)
2	Tanker berth at a wharf or jetty handling ships of less that 20,000DWT capacity	Fire mains/monitors with a fire water supply of 410 m^3 /hr tonnes (2 monitors x 3,000lpm + 50m^3)
3	Tanker berth at a wharf or Jetty Handling ships of 20,000 tonnes and above but less than + 50,000 tonnes	Fire mains/monitors with a fire water supply of 820 m^3 /hr 2 monitors x 3000 lpm + 2 deadweight jumbo Nozzles x 3000 lpm + 100 m^3 /hr.
4	Tanker berth at a wharf of Jetty handling ships of 50,000 tonnes and above but less than 100,000 tonnes DWT	1) 600m^3 /Hrs for water/ Foam monitors(2 tower monitors X 5000lpm) 2) 600m^3 /Hrs for hydrant &water curtain service(2 Jumbo Nozzles X 5000 lpm)
5	Tanker berth at wharf or Jetty handling ships of 100000 tonnes deadweight or larger capacity.	1) 720 m^3 /hr for water/Foam monitors (2 tower monitors X 6000 lpm) 2) 720 m^3 /hr for hydrant & water curtain service. (2 Jumbo Nozzles X 6000 lpm)

Table 2 Fire water design guide for port terminal handling liquefied hydrocarbon gases.

No.	Installation	Fire Water Rate
1	Tanker berth at Jetty handling ships of less than 10,000 tonnes DWT	Fire main incorporating isolating valves, fire hydrants and fixed water monitors with a fire water supply of 2 x 140m³ /hr (2 x 3000 lpm monitors + 2 x 300 lpm Jumbo Nozzles)
2	Tanker berth at a Jetty handling ships of 10000 to 20,000 tonnes DWT	Fire main incorporating isolating valves, fire hydrants and fixed water monitors with a fire water supply of 2 x 720 m³ /hr (2 Tower monitors x 6000 lpm + 2 Jumbo Nozzles x 6000 lpm)
3	Tanker berth at a Jetty handling ships of 20000 to 40,000 tonnes DWT	Fire main incorporating isolating valves, fire hydrants and fixed water monitors with a fire water supply of 3 x 720 m³ /hr (3 Tower monitors x 6000 lpm + 3 Jumbo Nozzles x 6000 lpm)
4	Tanker berth at a Jetty handling ships of more than 40,000 tonnes DWT	Fire main incorporating isolating valves, fire hydrants and fixed water monitors with a fire water supply of 4 x 720 m³ /hr (4 Tower monitors x 6000 lpm + 4 Jumbo Nozzles x 6000 lpm)

The fire water pressure system shall be designed for a minimum residual pressure of 7.0Kg/cm² at the hydraulically remotest point of application in the terminal.

Fire water source, sea water which is available in plenty near Port Terminal is normally used for fire fighting. However, Consideration shall be given to location of fire water source such that it is away from oil leakage source.

The fire water pumps are; **1)** Centrifugal type fire water pumps shall be installed to meet the design fire water flow rate and head. These should have flooded suction. **2)** The pumps shall be capable of discharging 150% of its rated discharge at a minimum of 65% of the rated head. The Shut-off head shall not exceed 120% of rated head for horizontal centrifugal pumps and 140% for vertical turbine pump. **3)** A minimum of 50% standby pump(s) (minimum one no.) of the same type as the main pumps shall be provided. Standby pump provision shall be as follows:

If one pump is the requirement then a standby of the same capacity shall be provided.

If 2 pumps are required then one additional pump of similar capacity shall be provided as spare.

4) The fire water pump(s) including the standby pump(s) shall be of diesel engine driven type. Where electric supply is reliable 50% of the pumps may be electric driven. The diesel engines shall be quick starting type with the help of push buttons located on or near the pumps or located at a remote location. Each engine shall have an independent fuel tank adequately sized for 6 hours continuous running of the pump. **5)** Fire water pump shall be located in a covered shed 100 m(Minimum) away from equipment or where hydrocarbons are handled or stored. **6)** Fire water pumps shall be exclusively used for fire fighting purpose only. **7)** Jockey Pumps of adequate capacity to maintain minimum pressure 7 kg / cm² in fire water distribution network . The fire water system shall be kept on auto mode at a minimum pressure of 7 kg/cm2 at jetties where a tanker is berthed and/or the hydrocarbon lines are kept charged after loading/unloading. At jetties where flushing of hydrocarbon lines are done after each loading/unloading the fire water network need not be kept charged.

Mobile fire fighting equipment include foam. The requirement of such equipment shall be decided keeping in view the size, nature and location of Jetty. The equipment available at nearby installations and their availability in case of need shall be taken into consideration for deciding the type & no. of mobile fire fighting, portable equipment as shown in Table 3 and Table 4.

Table 3 Min. requirement for portable and wheeled fire extinguisher for terminal handling Oil&petroleum products

No.	Installation	Requirement of fire extingusher
1	1) Barge berth at a wharf or Jetty. 2) Barge berth at a wharf or Jetty handling ships or less than 20,000 DWT	1) 2x10 Kg. DCP Extinguisher. 2) 2x50 kg wheeled DCP extinguishers. 2 x 10 kg DCP Extinguishers
2	Tanker berth at a wharf or Jetty handling ships of 20,000 tonnes and above but less than 50,000 tonnes capacity.	4x10 kg DCP Extinguishers, 2 X 75 kg wheeled DCP Extinguisher.
3	Tanker berth at a wharf or Jetty handling ships 50,000 tonnes upto less than 100,000Tonnes capacity	6x10 kg. DCP Extinguishers of 4x75 wheeled DCP Extinguishers.
4	Tanker berth at a wharf or jetty handling ships of 100,000Tonnes and larger	6x10 kg. DCP Extinguishers of 4x75 wheeled DCP Extinguishers.

Table 4 Requirement for Portable and Wheeled fir fighting extinguisher for port terminal handling liquefied hydrocarbon gas

No.	Installation	Requirement
1	Tanker berth at a wharf or Jetty handling ships less than 10,000 tonnesDWT	4x10 kg DCP Extinguishers, 4x75kg wheeled DCP Extinguishers.
2	Tanker berth at a wharf or Jetty handling ships of 10,000 tonnes to 20,000 Tonnes capacity	6x10 kg DCP Extinguishers, 8x75kg wheeled DCP Extinguishers.
3	Tanker berth at a Jetty handling ships of 20000 to 40,000 tonnes DWT	8x10 kg DCP Extinguishers, 10x75kg wheeled DCP Extinguishers
4	Tanker berth at a Jetty handling ships of more than 40,000 tonnes DWT	10x10 kg DCP extinguisher, 12x75kg wheeled DCP Extinguishers.

Following Table 5 minimum quantities of fire fighting nozzles shall also be stored in the central hose stations.

Table 5 Requirement minimum quantities of fire fighting nozzles

No.	Installation	Requirement nos
1	Jet nozzles with branch pipe	4
2	Fog nozzles pipe	4
3	Universal nozzles	4
4	Foam branch pipe	4

The minimum quantities of accessories shall be provided shown in Table 6.

Table 5 Requirement minimum quantities of accessories

No.	Installation	Requirement nos
	Sand Scoops	4
	Safety helmets	10
	Safety helmets	2
	Stretcher	2
	First Aid Box with Anti snake serum	2
	11 KVA rubber hand gloves	2
	Explosimeter	1
	Fire Proximity suit	2
	Resuscitator	2
	Electrical siren (3 km range)	1
	Hand operated siren	1
	Water jel blanket	2
	Red/Green flags	1
	Positive Pressure type self contained breathing apparatus with spare cylinder	2
	Low temperature Gloves for handling LPG/Cryogenic liquids/ gases	1
	H2S Gas Detectors	As per need

Water spray low rate for exposed surface area shall be refer to Table 6.

Table 6 Water spray application rates for exposed surface area

No	Equipment	Application rates
1	Control Building	8.2-20.4LPM/m² for Building Surface Area
2	Pressure Vessels, columns ,exchangers	10.2 l/min/m² of the developed surface
3	Atmospheric Storage Tank	0-4.1LPM/m² for Base Surface Area
4	Pumps	20.4 l/min/m² of the floor area, including an outskirt of at least 1.5 m around the foundation/skid
5	Motor	10.2LPM/m² for Base Surface Area
6	Compressors	20.4 l/min/m² of the floor area, including an outskirt of at least 1.5 m around the foundation. Protection to include the compressor casing, associated piping and valving, the gearbox, the lube-oil console and other auxiliary equipment
7	Compressor Building	12.2LPM/m² for Base Surface Area
8	Cooling Tower	6.1-20.4LPM/m² for Base Surface Area
9	LPG Loading Rack	10.2LPM/m² for Base Surface Area
10	Fired Heat Support	10.2LPM/m² for Base Surface Area
11	Wellheads (2)	24 m³ /h minimum per unit 30m³ /h minimum per unit for gas wells
12	Manifold zone	10 l/min/m² of floor area in the zone
13	Pipe rack	-Single level:10.0l/min/m² of plane surface -Severallevels:8.2l/min/m² (lower level) 6.1l/min/m² (intermediate/ Upper level)
14	Structural steel members (main spars unprotected by passive fire protection)	-Horizontal: 4.1 l/min/m² over the wetted area -Vertical:10.2l/min/m² over the wetted area
15	Turbine in general	12.2LPM/m² for Building Surface Area
16	Turbine in Building	10.2 l/min/m² of all exposed surfaces
17	Transformers (oil filled)	10.2 l/min/m² of all exposed surfaces

Portable extinguishers for building or open surface area is required fire extinguisher system as shown in Table 7.

Table 7 Portable extinguishers for building or open surface area

Extinguisher	Covered Area	Traveling distance
Portable halon extinguisher of 5 kg capacity	For use in control room, computer room, laboratories and office buildings. 250m²	15m
CO2 extinguishers of 4.5 kg capacity or 6.8 kg on wheels.	Sub stations and power station, 250m²	15m
Dry Chemical Powder fire extinguishers 50/75 kg capacity	Loading arms areas, 750m²	50m
Dry Chemical powder fire extinguishers 10 kg capacity	Locate in Hydrocarbon pump area, LPG/OIL manifold area, loading areas, substations, workshops, laboratory, power station buildings etc. 250m²	15m

5. Fire Water Distribution Network

5.1 General network system

The fire water network shall be laid to ensure multi-directional flow in the system where possible. Isolation valves shall be provided in the network to enable isolation of any section of the network. The isolation valves shall be located normally near the loop junctions. Additional valves shall be provided in the segments where the length of the segment exceeds 300 meters.

The fire water network piping should normally be laid above ground at a height of 300mm to 400 mm above finished grade. However, the fire water network piping shall be laid below ground level at road crossings and places where the above ground piping is likely to cause obstruction to operation, vehicle movement and placed where the above ground piping is likely to get damaged mechanically.

Where the pipes are laid underground which protections shall be observed at the main shall have at least one metre earth cushion in open ground and 1.2 metre cushion under the roads, the mains shall be provided with protection against soil corrosion by suitable coating/wrapping. and In case of poor soil conditions it may be necessary to provide concrete / mansionary /supports under the pipe.

Where the pipes are laid above ground, which protection shall be provided at the mains shall be supported at regular intervals not exceeding 6 meters, the system for above ground portion shall be analysed for flexibility against thermal expansion and necessary expansion loops where called for shall be provided.

Fire water distribution ring main shall be sized for 120% of the design water rate. Design flow rates shall be distributed at nodal points to give the most realistic way of water requirements in an emergency. The system shall be designed so that a minimum **7 kg/cm²** residual pressure is available at the hydraulically remotest section of the terminal for the designed flow rate at that point.

As per International maritime Requirements all marine terminals and berths with a Fire water system should have at least one International Shore Fire Connection(IFSC) through which water could be supplied to a tanker fire main if required for shipboard fire fighting. The purpose of the International Shore Fire Connection is to connect the fire water supply from shore to the ship fire main or to interconnect the fire mains of two ships. The shore fire connection provides a standardized joint between two systems where each might otherwise have couplings or connections that do not match. All ships, jetties and apparatus likely to require an emergency source of fire water or to provide it should have at least one shore fire connection. The flange on the connection should have a flat face on one side and on the other should be a coupling that will fit the hydrant or hose on the ship or shore as appropriate. The connection should be kept readily available together with a gasket of any material suitable for 1.0N/mm² services, and with four 16mm bolts, 50mm in length, and eight washers. Fire hose having a shore fire connection on the end is led to its counterpart and the flange joints are bolted together. If the shore fire connection is permanently fixed to a hydrant or pipe then a portable connection for use on a hose must be available in case the opposite fire main has only a fixed connection. If fixed on a vessel, the connection should be accessible from either side of the vessel and should be plainly marked. The shore fire connection should be ready for use when a ship is in port.

The water velocity shall not exceed 5 m/s in the fire water distribution network. A water curtain shall be provided between loading/ unloading arms and ship tanker for segregation of the facilities / hazardous areas.

5.2 Network for each fire fighting system

1) For Hydrants

Hydrants shall be located bearing in mind the fire hazards at different sections of the premises to be protected and to give most effective service. At least one hydrant post shall be provided for every 30 metre length on the Jetty for high hazard area. Hydrants protecting utilities and miscellaneous

buildings in high hazard areas may be spaced at 45 metre intervals. The horizontal range & coverage of hydrants with hose connections shall not exceeds 45m. Hydrants shall be located at a minimum distance of 15 metre from the periphery of tanker or equipment under protection. In case of buildings this distance shall not be less than 5 meters from the face of building. Hydrant/Monitors shall be located along side berths for easy accessibility. Double headed hydrants with two separate landing valves on 4" standpost shall be used. All hydrant outlets shall be situated 1.4 metre above ground level. The system head shall be designed so that minimum pressure of 8.8kg/cm^2 .

2) Tower Monitors

For protection of ship tank and loading arms long range/high head foam/water monitor shall be used. This can be effectively achieved by mounting monitor on a steel tower of suitable height. Tower Monitors shall be minimum two for each jetty handling ships of 20000 tonnes and more. These shall be auto operated from control room which should be located minimum 100 metre from the manifold. The height of the monitor shall be such that it will cover the deck of the largest tanker in the lightest condition at spring tides at the jetty. Tower monitors shall be located minimum 15 Mts. away from the hazardous area it is to protect. However, if existing monitors cannot be relocated then a concrete cover shall be provided over the steel structure so that it is protected against fire. Alternatively, fixed water spray shall be provided to cool the structure. The system head shall be designed so that minimum pressure of 15kg/cm^2

3) Ground Monitors

Ground Monitors shall be located to direct water on the object as well as to provide water shield to firemen approaching a fire. These monitors also shall not be installed less than 15m from hazardous equipment. Connection for fixed water monitors shall be provided on the fire water network. Each of these connections shall be provided with independent isolation valves. The layout of monitor shall be established based on hazard involved and layout considerations. The system head pressure shall be designed minimum same as tower monitor.

4) Fixed water spray system

It is fixed pipe system connected to a reliable source of water supply and equipment with water spray nozzles for specific water discharge and distribution over the surface or area to be protected. The piping system is connected to the hydrant system water supply through an automatically or mutually actuated valve which initiates the flow of water.

Fixed water spray system shall be provided at all jetties handling ships of more than 20,000 DWT for segregation of loading arms and ship.Water supply patterns and their densities shall be selected according to need. Fire water spray system for exposure protection shall be designed to operate before the possible failures of any containers of flammable liquids or gases due to temperature rise. The system shall, therefore, be designed to discharge effective water spray within shortest possible time. The system head shall be designed so that minimum pressure of 16kg/cm^2

5) Foam System

Generally, two types of foams are ins use. These are low expansion foam and high expansion foam. Low expansion foam has an expansion ration 1 : 6 to 1 : 10 and is used for hydrocarbon oil fire. High expansion foam has an expansion ratio of 1: 200 to 1 : 1000 is used for protection of Hydrocarbon gases stored under cryogenic conditions and for warehouse protection. High expansion foam systems have special applications and are not commonly used in oil industry. Their requirement may be examined for specific needs.

5.3 Fire detection, alarm and communication systems

1) Fire detection system

The most important component of fire protection system for Port Terminals is detection and alarm system. Timely detection of fire at an early stage, will help in early extinguishing the fire, thus prevent it to become major fire.

For the purpose, fire alarm system consisting of manual call points (break glass), automatic gas/ smoke/ heat detectors, release & inhibit switches for fire suppressant clean agent.

Conventional or micro-processor based data gathering fire alarm a& central fire alarm panel, mimic panels & assosciated equipments are provided.

Fire alarm and detection system shall conform to the latest edition of Indian & International Standards. In addition, all equipment shall conform to the provisions of Indian Electricity rules, tarrif advisory committee and other statutory regulations in force from time to time.

Detectors which are below false floors, above false ceiling or generally hidden should have external response indicator sited at prominent places.

Fire alarm and detection system should derive its power from either mains electricity supply (normal supply) or the standby power supply that should be immediately available in

the event of failure of normal supply so as to maintain the equipment in ready condition of taking the maximum load.

A flammable gas detectors provided to give a warning of the presence of flammable gases or vapours in air, well before they reach explosive concentrations. Normally, the detector

provides audio- visual alarm signals. These signals are further used to control action such as increasing ventilation or shutting off the source of gas. A flammable gas detector can also be used for tracing leaks and checking that vessels or tunnels are gas free before entering.

Following areas shall be provided with Smoke/ Flame / Heat detectors with alarm and/or system to actuate relevant fire suppression system:

-Computers/ Process control rooms
-Unmanned electric substations / MCC rooms.
-Cable galleries.

2) Fire alarm system

Electrical/hand operated fire siren shall be installed at suitable location in installation. The operating switch buttons shall be located near the Risk Area at a safe, identifiable and accessible location. In case of installations having area over 15 acres, manual call points may also be considered. The fire alarm shall be different from shift sirens.

3) Communication system

Adequate communication system like telephone/Public Address System/Paging System/intrinsically safe Walkie-talkie system should be considered.

4) Manual call point system

Manual call points strategic location shall be provided on Jetty at LNG for emergency response audio visual alarm at control room.

5) Gas detection system

Hydrocarbon gas detectors shall be provided along LPG jetty at locations where there is chance of gas leakage. These areas are mainly loading arms/Manifold area etc.

6. Conclusions

When the safety for Port terminal is provided as above methodologies, following items shall be strictly controled and organized.

(1) Organization

Separate fire fighting set up should be available and one of the officers shall be designated for maintenance and inspection of all fire fighting equipment. He shall also co-ordinate the activities during fire fighting. All marine terminals shall have a 24 hrs fire fighting crew coverage.

The location in-charge shall also prepare detailed organization chart pertaining to the location and shall inform all the concerned about their roles and responsibilities as per the chart.

Designated Fire Officer responsible for fire protection shall be responsible for issue of hot / cold work permit in line Safety specification " Work Permit System". The person shall have the authority to check compliance of Fire Safety requirements of various jobs in the operational areas.

Overall responsibility for fire safety in the Port Terminal shall be of the Officer-in charge.

(2) Training

The fire fighting shall be compulsory to all officers, operators, and other employees of the marine oil . There shall be regular fire drills, once a month. The record of such drills shall be maintained.

Every employee or authorised persons working at the port terminal should be familarised with the fire alarm signal and should know the location of the fire alarm point nearest to his place of work. Instructions on the action to be taken in the event of fire and familiarity with these instructions should be ensured and recorded.

(3) Electrical equipment and fittings

All electrical fittings/ equipment shall be provided in line with Hazardous Area Classification. For electrical area classification and selection of electrical equipment. Fire water pump of diesel generator shall be provided separately of an emergency diesel power generator for operation of marine terminal. The requirement of power design is described as equation (1).

$$Q(P/10^{-5})/(3.6*10^{6})/\eta \ (kW) \quad (1)$$

Where,

Q is flow rate(m^3/hr), P is pressure of bar, η is pump efficiency of 0.75.

(4) Fire protection system, inspection and testing

The fire protection equipment should be kept in good operating conditions at all the time and the fire fighting system should be periodically tested for proper functioning and logged for record and corrective actions.

Inspection of fire fighting equipment should be done in accordance with inspection of Fire Fighting Equipment and System, Regular inspection shall be carried out to check the corrosion on pipelines, equipment etc., Maintenance and inspection of all facilities equipment shall be in line with manufacturer's recommendations. Internal audit of facilities

shall be carried out by multi disciplinary team with a structured checklist.

In addition to routine daily checks/maintenance, the following periodic inspection/testing shall be ensured :

- Fire water pumps

  Every pump should be in test run for at least half an hour minimum two times a week. Once a month each pump should be checked and tested and the shut off pressure observed and logged. Once in six months each pump should be checked for performance. This may be done by opening required number of hydrants/monitors depending on the capacity of the pump and by verifying that the discharge pressure and the motor load are in conformance with the design parameters.

- Fire water ring main

  The ring main should be checked once a year for leaks etc. by operating one or more pumps with the hydrant points kept closed as required to get the maximum operating pressure. The ring main, hydrants, valves should be visually inspected every month for any pilferage, defects and damage. All fire main valves should be checked for operation and lubricated 3 month.

- Fire water spray system

  Fixed Water cooling spray systems or nozzles should be tested at least once in a quarter.

- Tower monitor system

  Tower Monitor foam system should be tested once in a year. This shall include the testing of all foam making equipment. After testing foam system, piping should be flushed with water.

- Halon/its proven equipment/protection system clean agent fire extinguishing system / carbon dioxide fire extinguishing system

  The system should be checked once in 6 months for agent quality and pressure of refillable containers. Detection system should be checked once in 3 months after putting gas release on manual mode to avoid discharge of gas. Smoke detectors should be cleaned once in three months.

- Hose

  Fire hoses shall be hydraulically tested once in 6 months to a minimum water pressure of 10.5 kg/cm^2 .

- Fire emergency manual

  Each oil installation shall prepare a detailed fire emergency manual containing all the actions to be taken in the event of the fire emergency. The key points of this manual shall be displayed at strategic locations in the oil installation to ensure prompt action.

Aknowledgements

This paper is partly supported by Bashunddhara Group's BOGCL Refinery Marine Terminal Project, Contract No. BG-BOGCL-ZENTECH-201709-1113-01.

References

API-2001, Fire Protection in Refineries.

EN 1473, Installation and equipment for liquefied natural gas - Design of onshore installations.

Byoung-Ryeol Choi, 2018, "Program of Port Terminal Fire water demand and Building v.1.1b"

ISGOTT, International Safety Guide for Oil Tankers & Terminals.

ISO 13702,Petroleum and natural gas industries-Control and mitigation of fires and explosions on offshore production installations -Requirements and guidelines.

NFPA 10, Portable fire extinguishers.

NFPA 11a, Standard for Medium and high expansion foam systems.

NFPA 12, Carbon dioxide fire-extinguishing system.

NFPA 12A, Halon 1301 fire-extinguishing systems.

NFPA 13, Standard for the installation of sprinkler systems.

NFPA 15, Standard for Installation for water spray systems.

NFPA 16, Standard for the Installation of Foam-Water Sprinkler and Foam-Water Spray Systems.

NFPA 17, Dry-chemical extinguishing systems.

NFPA 17A, Wet-chemical extinguishing systems.

NFPA 20, Standard for Installation of Centrifugal fire pumps.

NFPA 25, Standard for the Inspection, Testing and Maintenance of Water-Based Fire Protection Systems.

NFPA-59A, Standard for the Production, Storage, and Handling of Liquefied Natural Gas.

NFPA 72, Fire alarm systems.

NFPA 750 ,Water-mist systems.

NFPA 2001, Clean-agent extinguishing systems.

NFPA 1142, Standard on Water Supplies for Suburban and Rural Fire Fighting.

NFPA 1403, Standard on Live Fire Training Evolutions.

OISD-STANDARD-156, Fire Protection Facilities for Ports Handling Hydrocarbons.

ZENTECH, 2018, "Deluge Calculation note" ,1113-TEC-H-004, pp. 2 to 15

ZENTECH, 2018, "Safety Concept and Philosophy" ,1113-TEC-H-001 , pp. 12 to 36

ZENTECH, 2018, "Safety Distance Philosophy" ,1113-TEC -H-002 , pp. 9 to 16

ZENTECH, 2018, "Firewater Demand Calculation" ,1113-TEC -H-003 , pp. 6 to 11

SCE (Safety Critical Elements) Identification and Implementation in CMMS (Computerized Maintenance Management System)

Moohwan Cho*, Sung Mok Pyo*, Joseph Kim* and Seungdon Baek*

*POSCO DAEWOO Corporation (Myanmar E&P), Yangon, Myanmar

KEY WORDS: SCE (Safety Critical Elements), CMMS (Computerized Maintenance Management System), Safety, Facility management, Performance standards, Job plans

ABSTRACT: *A summary of SCE identification and implementation process and its outcome. To prevent, detect, control, or mitigate a major accident, SCE have been identified and a separate set of maintenance plans has been developed. This enabled CMMS to generate work orders automatically and manage the SCE-related works in a right way. SCE backlog, as part of a maintenance KPI's, is being monitored on a monthly basis and the target is always zero.*

1. Introduction

Hazard management generally involves identifying, understanding, assessing, and demonstrating adequate control of all hazards particularly major hazards associated with the operation of the facilities as part of the continuous effort in ensuring that the risk of the facilities is as low as reasonably practicable.

Any structure, plant, equipment, system, or component part whose failure could cause or contribute substantially to a major accident is safety critical, as is any which is intended to prevent or mitigate the effect of a major accident. A major accident is defined in the UK Safety Case Regulations (SI 2005 No. 3117) to be:

- A fire, explosion or the release of a dangerous substance involving death or serious personal injury to persons on the installation or engaged in an activity on, or in connection with it;
- Any event involving major damage to the structure of the installation or plant affixed thereto and any loss in stability of the installation;
- The collision of a helicopter with the installation;
- The failure of life support systems for diving operations in connection with the installation, the detachment of a diving bell used for such operations or the trapping of a diver in a diving bell or other subsea chamber used for such operations; or;
- Any other event arising from a work activity involving death or serious personal injury to five or more persons on the installation or engaged in an activity in connection with it.

SCE systems are defined as safety systems, devices and controls which are designed to prevent, control or mitigate above described major accidents or facilitate the escape and survival of people.

To make sure SCE's functional integrity and perform SCE maintenance jobs systematically, CMMS (Computerized Maintenance Management System) is utilized. CMMS is a software solution that maintains the company assets maintenance operations data. It also allows proper maintenance history keeping and tracking maintenance work order status.

2. SCE and Performance Standards Development

SCE are typically systems and items of structure, plant, and equipment where:

- Failure of the element could cause a major accident;
- Failure of the element could contribute substantially to a major accident;
- The purpose of the element is to prevent a major accident, or
- The purpose of the element is to mitigate the effects of a major accident.

The identification of SCE was through the findings of Hazard Identification (HAZID) during the project design phase. Performance Standards (PS) for each SCE were also developed subsequently. Performance standards are statements, which can be expressed in qualitative or

quantitative terms of the performance required to provide intended functions. These performance standards are measurements or parameters defined to assure or verify the effectiveness of the SCE. Essentially, these standards are to be maintained throughout the life cycle of the facilities.

For each SCE, the requirements of performance standards have been stated in terms of;

• Functional requirements, i.e. a statement of the purpose and essential duties that the system is expected to perform.

• The integrity, availability, and reliability requirements of the system.

• The survivability requirements of the system when exposed to the emergency conditions which may be present when it is required to operate.

• The dependency on other systems which may not be available in an emergency.

Based on the outcome of performance standards, Safety Critical Equipment (SCEq) also needs to be fully identified. SCEq is a subset of the identified SCE installed on an asset. The goal of this activity is to independently and competently scrutinize the function of each item and ultimately maintain the integrity of those elements defined as safety critical. The purpose of this scrutiny is to provide confirmation of the suitability of such items throughout the asset's life cycle.

To identify all SCEq within the asset register, all the tagged items and systems need to be reviewed in accordance with the approved decision tree logic. The identification exercise covered 37,299 tagged items throughout the asset register which consists of a conventional jacket, topside platform, subsea manifold, in-field pipeline, export pipeline, onshore gas terminal, and jetty facilities.

The decision tree logic is useful and robust process for the selection of SCEq items. However, in order to retain focus, a level of subjective discrimination is employed.

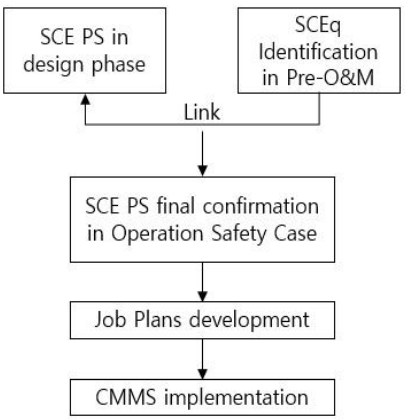


Fig. 1 SCE identification and implementation process

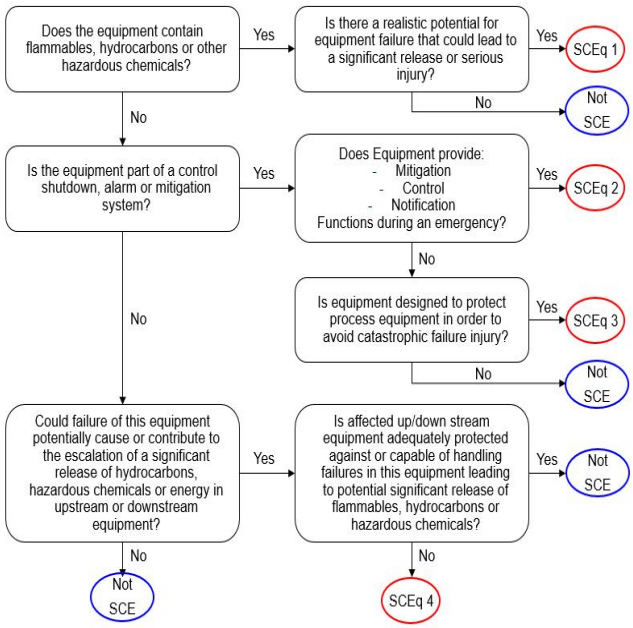


Fig. 2 Decision tree logic

According to the results of SCEq identification, less than 19% of the total tagged items has been defined as SCEq.

Ranking system sorts out each SCEq by safety critical number per respective purpose. SCEq 1 consists of equipment with potential for failure which may lead to severe damage to assets, environment and personnel. 164 items (78%) of SCEq 1 are pressure vessels, heat exchangers, tanks, and rotating machines which contain hydrocarbon or hazardous chemical. The largest portion of SCEq is SCEq 2 which contain control units detecting dangerous articles or condition such as gas, fire, high temperature, or pressure, and transferring information to announce as signal. SCEq 3 is the equipment designed to protect other process equipment such as cathodic protections. SCEq 4 items are able to deduct possibility of failure or perform a back-up role in case of a failure like UPS, heat sensitive cables, flame arrestors, and etc.

Table 1 Summary of SCEq identification result

Ranking		Items	% of total
Safety Critical	No.1	209	0.56%
Safety Critical	No.2	5,956	15.97%
Safety Critical	No.3	26	0.07%
Safety Critical	No.4	762	2.04%
Non-safety Critical		30,346	81.36%

• SCE 1 – Equipment with potential for failure that could lead to serious injury

• SCE 2 - Equipment that provides mitigation, control and notification

• SCE 3 - Equipment designed to protect process equipment

• SCE 4 - Equipment that could escalate a situation further should it fail

From the result above exercise, the firm had the first set of SCE performance standards. As the project moved into operation phase, it was decided to carry out operation safety case. During the safety case, the SCE were reviewed and finalized.

3. SCE Maintenance Plan

Performance standards needed to be further revised by technical authorities taking into account of additional findings from the operation safety case. After that, SCEq was also confirmed and CMMS data were configured to indicate them as SCE in the system.

The remaining job was to develop SCE job plans. While performance standards are equivalent to generic and specific maintenance strategies for non-SCE, SCE job plans act the same as normal job plans. It provides step by step procedures to be followed by site technicians and supervisors when performing maintenance activities for SCE.

Technical authorities who are responsible for each technical discipline reviewed and signed off performance standards and SCE job plans. These documents have been uploaded onto the firm's document management system for easy reference by anyone who needs to read it.

The final SCE and performance standards list can be found in Table 3. Total thirty eight number of performance standards and over one hundred SCE job plans have been created.

Table 2 Comparison between SCE and non-SCE maintenance strategies and job plans

	Strategy	Job Plan
Non-SCE	Specific/Generic Maintenance Strategy	Job Plan
SCE	Performance Standard	SCE Job Plan

Table 3 Final SCE and performance standards list

Barrier Reference	PS No.	Description
Detection Systems	DS001	Fire and Gas Detection
	DS002	Security Systems
Emergency Response	ER002	Escape Routes & Muster Areas
	ER003	Emergency & Escape lighting
	ER004	Communications systems
	ER006	Helicopter Facilities
	ER007	UPS / Emergency power
Ignition Control	IC002	LQ Habitat (HVAC)
	IC003	Certified Electrical equipment
	IC005	Earth bonding
	IC006	Nitrogen & Fuel Gas Purge system
	IC007	Nitrogen & Fuel Gas blanket system
	IC008	Misc. Ignition control components
	IC009	Flare tip ignition Systems
Life Savings	LS001	Safety Equipment
	LS003	Lifeboats
	LS004	Life Rafts
Process Containment	PC001	Pressure Vessels, Exchangers & Pipework
	PC003	Rotating Equipment
	PC006	Pipelines
	PC007	Relief Systems
Protection Systems	PS001	Deluge systems
	PS002	Fire and Explosion Protection
	PS004	Fire water pumps
	PS005	Firewater Ring-main, Monitors & Hoses
	PS006	Passive fire protection
	PS007	Gaseous fire protection systems
	PS008	Fine water spray System
	PS011	Fire Suppression Foam Systems
	PS015	Navigation Aids
Shutdown Systems	SD001	Emergency Shutdown System
	SD002	Depressurization System
	SD003	High Integrity Pressure Protection System
	SD005	Pipeline isolation valves
	SD006	Process Emergency shutdown valves
	SD007	Sub-sea Xmas Tree valves
Structural Integrity	SI002	Structures-Steel&Concrete
	SI003	Heavy Lift Cranes & Mechanical Handling

4. SCE Implementation

As all the required documents have been developed and signed off already, the next step is to develop maintenance items and tasks list for the identified SCE and implement them properly in CMMS. This is to make sure:

- the required maintenance work orders are generated automatically at a pre-determined interval,
- maintenance activities performed in a timely manner with maintaining zero SCE backlog
- and all the work history are recorded for future reference.

Implementation work requires very cautious approach in terms of data integrity since large number of maintenance items and task lists were to be produced. For instance, electrical system has only five performance standards and 28 SCE job plans but the number of related maintenance tasks is over four hundred. To properly handle this large amount of data, a CMMS data custodian became a focal point who gathers all the information, manages signed documents properly and makes changes of maintenance data in CMMS.

Job plan numbers related to performance standards have been generated under different numbering convention from normal (Non-SCE) job plans. CMMS has been updated to highlight it to visually show upcoming work orders in conjunction with notifications to a responsible site supervisor. Also SCE job plans require signatures from site supervisors to give them a sense of responsibility whenever they complete SCE maintenance jobs. SCE backlog, as part of maintenance performance indicators, has been monitored on a monthly basis and the target is always zero.

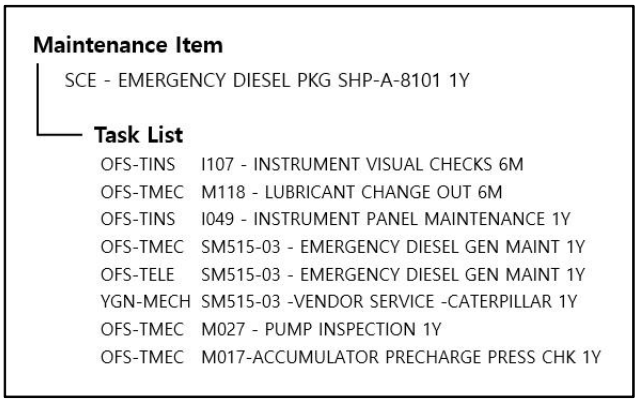


Fig. 3 Maintenance item and task list example for emergency diesel engine

5. Conclusion

Maintaining SCE is the key to prevent and mitigate a major accident. However, it is always people who actually make it happen. Technical authorities are responsible for making continuous improvements on the performance standards and job plans. Site technicians must carry out SCE maintenance according to the job plans. CMMS supervisor and the head of maintenance need to monitor SCE KPI regularly and review outstanding jobs not completed.

As a result of all these continuous efforts and by supporting each other among various departments, the Shwe project has been maintaining zero LTI record for more than four years. This must continue to protect all the people working in Shwe facilities and the environment surrounding it.

Acknowledgements

We always appreciate MOGE (Myanma Oil and Gas Enterprise) & Partners' kind support and continuous assistance extended to the Shwe Project.

References

UK Statutory Instruments (2005), The Offshore Installations (Safety Case) Regulations 2005

상자형 구조물에 미치는 지진해일의 수평 파력 및 파압에 대한 수리모형실험

송소망*·박형수**·Daniel Cox**·신성원*

*한양대학교 ERICA 해양융합공학과
**Department of Civil and Construction Engineering, Oregon State University, Corvallis, U.S.A.

Physical Modeling of Horizontal Tsunami Force on the Box-type Structure

Somang Song*, Hyoungsu Park**, Daniel Cox** and Sungwon Shin*

*Department of Marine Science and Convergence Engineering, Hanyang University ERICA, Korea
**Department of Civil and Construction Engineering, Oregon State University, Corvallis, U.S.A.

KEY WORDS: Tsunami 지진해일, Box-type structure 직립형 구조물, Vertical wave force 수평파력, Vertical wave pressure 수평파압, Physical experiment 수리모형실험

ABSTRACT: *In this study, two-dimensional wave flume tests were conducted to investigate the characteristics of the horizontal force of tsunami-like waves on the simplified box-type elevated structure. The vertical elevation of the structure wave changed to investigate the relation between the wave force and the air gap. The tsunami waves were generated by using the error function with the full-stroke of the wave paddle to maximize inundation. Through the experiments, the wave breaking type in front of the box-type structure was changed to investigate the relation between the wave force and the wave pressure. The horizontal wave forces and pressures on the structure by the tsunami waves were measured, and the relation between the maximum horizontal wave force, air gap and the incident wave condition was derived.*

The empirical formula between the non-dimensionalized horizontal wave force and surf similarity parameter was obtained using the measured maximum horizontal wave force from the different wave conditions. The experimental results showed that the horizontal wave force decreases exponentially as the surf similarity parameter increases in the case of the unelevated structure. It is found that the ratio of the horizontal force to the vertical force is larger in the case of broken and breaking wave conditions than in the case of the elevated structures. This study also shows that the relationship between horizontal wave force and pressure varies depending not only on the wave height but also on the type of wave near the structure.

1. 서 론

지진해일은 연안 도시로 범람하며 연안 도시와 육상 구조물에 피해를 준다. 그러므로 육상 구조물에 미치는 파압과 파력에 대한 연구는 육상 구조물의 안정성을 설계하는 데에 중요한 요인 중 하나이다.

지진해일의 피해에 대해서는 수리모형실험과 수치계산을 통해 여러 선행 연구가 진행되었다. Arikawa (2009)는 육상 구조물의 지진해일에 의한 파괴 기작을 연구하는 대형수리실험을 수행하였고, Shin et al.(2012)은 지진해일파로서 고립파를 사용하여 직립벽에서의 수평 파력과 파압을 측정하는 2차원 대형 수리모형실험을 수행하였다. Cho et al.(2017)은 RANS 기반 수치모형실험을 수행하여 Shin et al.(2012)의 연구 결과와 비교하였고, 입사하는 파고와 해안으로부터 구조물의 수평 거리의 변화에 따른 최대 수평 파력에 대한 경험식을 제안하였다.

앞서 언급한 대부분의 선행 연구는 단순화한 수직 구조물이나 상승시키지 않은 구조물에 대해 연구를 수행했지만, 동시에 상승시킨 구조물에 대한 연구도 필요하다. 대부분의 연구에서는 Goring (1978)이 제시한 고립파나 단파 형식의 지진해일을 이용했다. 하지만 고립파는 범람을 작게 설정하는 경향이 있으므로 육상 구조물에 대한 지진해일의 피해를 산정하는 데에 한계가 있다 (Thomas and Cox, 2012).

본 연구에서는 유사 지진해일파를 이용하여 상승시킨 구조물에 대한 수평 그리고 수직 지진해일 파력을 연구하기 위한 2차원 대형 수리모형실험을 수행하였다. 또한, 상승시키지 않은 구조물에 대한 수평 파력의 경험식을 산정하였고 상승시킨 구조물에 대한 결과와 비교하였다.

2. 실 험

2.1 실험 기기 및 모형 설정

수리모형실험은 미국 오레곤 주립대학교 파랑연구소(Hinsdale Wave Research Laboratory, Oregon State University)의 2차원 대형 단면수로에서 수행하였다. 수로의 규모는 길이 104m, 폭 3.7m, 깊이 4.6m이며, 피스톤형 조파기가 장착되어 있으며 조파기의 최대 변위는 4m이다. 경사를 구현하기 위해 수로 저면에 콘크리트 판을 고정하는 방식을 사용하였으며, 1:12의 경사로 시작하여 1:24의 경사가 평면과의 접점까지 이어지는 구조로 설정하였다. 육상을 모의하기 위한 평면에 상자 구조물을 설치하고 수직 방향으로 높이가 조절될 수 있게 하였다. 입사하는 파랑 조건과 파랑의 변형을 계측하기 위하여 3개의 저항식 파고계(Resistance type wave gauges)와 5개의 초음파식 파고계(Ultrasonic wave gauges)를 설치하였다.

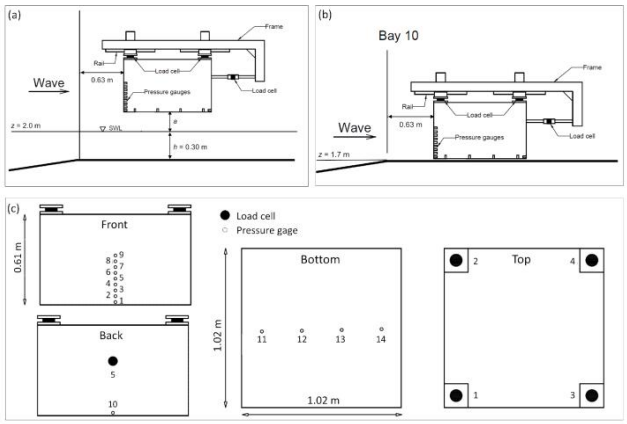


Fig. 1 Side view of the Specimen and instrumentation: (a) elevated structure; (b) unelevated structure; (c) location of the sensors on the structure.

Fig. 1는 상자 구조물의 자세한 형태와, 구조물에 파압 계측기(Pressure sensors) 및 파력계(Load cells)를 설치한 위치를 보여준다. 구조물은 가로 1.02m, 세로 1.02m 그리고 높이 0.61m의 크기이며 수직으로 움직일 수 있도록 제작되었다. 총 14개의 파압 계측기를 구조물 전면에 9개(1~9번), 저면에 4개(11~14번), 후면에 1개(10번) 설치하였다. 또한, 구조물에 미치는 수평 및 수직 파력을 각각 계측하기 위해 상판에 4개(1~4번), 후면에 1개(5번)로 총 5개의 파력계를 설치하였다. 상세한 내용은 기존의 연구 사례(Park et al., 2017)에서 참고할 수 있다. 수위 변화, 파력, 파압의 독취율(Sampling rate)은 모두 500Hz로 설정하고, 동기화하여 각 계측기기별 계측 시각이 일치하도록 하였다.

Fig. 1(a)에서 볼 수 있듯이, 수위는 0.3m이고 정수위와 구조물의 저면 사이의 길이로 나타나는 간극(air gap, a)은 6개의 서로 다른 경우(a_1=-0.15m; a_2=-0.05m; a_3=0.05m; a_4=0.10m; a_5=0.15m; a_6=0.20m)가 구조물의 해면 높이와 침수위의 여러 시나리오를 고려하기 위해 사용되었다. 상승시키지 않은 구조물의 경우에는, Fig. 1(b)에서 볼 수 있듯이 정수위가 바닥 평면의 높이와 일치하도록 하였다.

2.2 파랑 조건

유사 지진해일파는 Table 1에서와 같이 8개의 조건으로 조파하였다. 수로 내의 조파기 최대 이동 변위를 활용하기 위해 조파함수(Error function)의 최대 변위를 4m로 설정하고, 조파기 이동 변위 시간(T_{erf})을 10~45초까지 조절하여 조파함으로써 파고를 변화시켰다. T_R은 1번 파고계에서 측정된 유사 지진해일파의 주기를 의미한다. 조파기 이동 변위 시간(T_{erf})이 증가할수록, 조파기 이동 속도가 줄어들고, 유사 지진해일파의 파고(A)가 감소하며 파랑 주기(T_R)가 증가한다. Table 1은 상승시키거나(Case A) 상승시키지 않은(Case B) 구조물에서의 8개의 파랑 조건을 각각 나타내었다. X1은 입사 파랑이 구조물에 부딪치기 전에 이미 쇄파된 경우이며, X2는 구조물의 전면에서 쇄파가 일어난 조건으로 볼 수 있다. 반면 X3은 쇄파가 일어나지 않은 경우라고 볼 수 있고 X4~X8의 경우 또한 X3과 비슷한 경우이다.

Table 1 wave conditions for elevated structure (Case A) and unelevated structure (Case B).

Wave condition	T_{erf} [s]	Case A		Case B	
		A [m]	T_R [s]	A [m]	T_R [s]
X1	10	0.55	9.1	0.51	7.5
X2	15	0.36	12.7	0.33	10.8
X3	20	0.28	16.2	0.25	15.2
X4	25	0.22	21.2	0.20	19.7
X5	30	0.18	24.8	0.18	23.3
X6	35	0.17	28.8	0.15	27.6
X7	40	0.15	32.7	0.14	31.5
X8	45	0.14	39.8	0.13	37.8

3. 결 과

3.1 상승시킨 구조물에 대한 파압과 파력

Fig. 2는 여섯 개의 파랑 조건에 대해 무차원화된 최대 수평 파력을 간극의 함수로 나타낸 것을 보여준다. 최대 수평 파력은 입사파 에너지와 구조물의 너비를 나눠줌으로써 무차원화하였으며, ρ는 물의 밀도를, g는 중력가속도를 의미한다. 전반적으로 간극이 커질수록 최대 수평 파력은 감소하는 것을 확인할 수 있고 구조물 전에 이미 쇄파된 조건(X1)과 구조물에서 쇄파된 조건(X2)의 최대 수평 파력은 쇄파되지 않은 조건에 비해 큰 값을 가지는 것을 확인할 수 있다. Fig. 3는 무차원화된 최대 수직 파력을 간극의 함수로 나타낸 것을 보여 준다. 특히 간극이 양

수일 경우 간극이 증가함에 따라 모든 파랑 조건에 대한 최대 수평 파력이 감소하는 경향을 나타냈다.

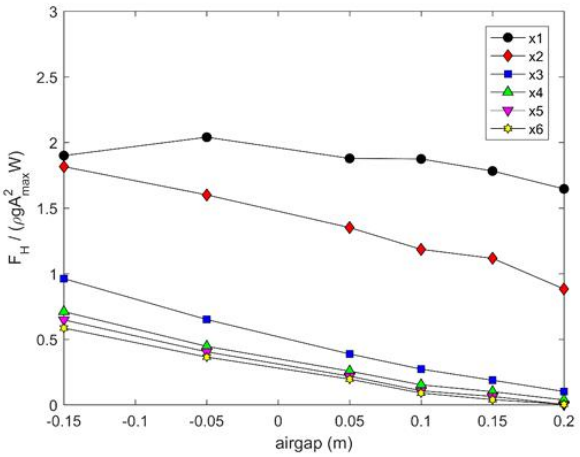


Fig. 2 Nondimensionalized maximum horizontal forces for each wave condition on the elevated structure.

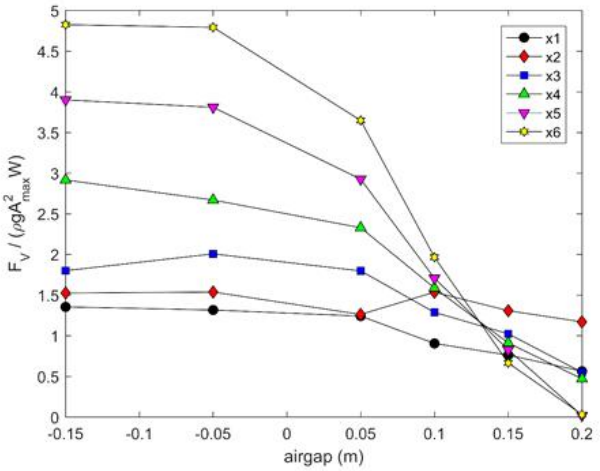


Fig. 3 Nondimensionalized vertical forces for each wave condition on the elevated structure.

Fig. 4는 상승시킨 구조물에서 최대 수평 파력과 최대 수직 파력의 비를 나타낸다. 구조물 전에서 쇄파된 파랑 조건(X1)의 경우 수평 파력과 수직 파력의 비는 간극이 생기기 시작할 때 급격히 증가하는 것을 보여준다. 이는 쇄파된 파랑의 에너지 감쇠가 수직 파력에 더 영향을 미치는 것으로 해석할 수 있다. 그리고 구조물에서 쇄파되는 파랑조건(X2)의 수평 파력과 수직 파력의 비는 약하게 감소하지만 다른 조건(X3~X6)에 비해서는 약 1의 큰 값을 가짐을 확인할 수 있다.

Fig. 2에서 Fig. 4까지를 통해 수평 파력은 구조물 전에 쇄파된 경우(X1), 수직 파압은 구조물에서 쇄파된 경우(X2)에 큰 경향성이 없음을 확인할 수 있었다.

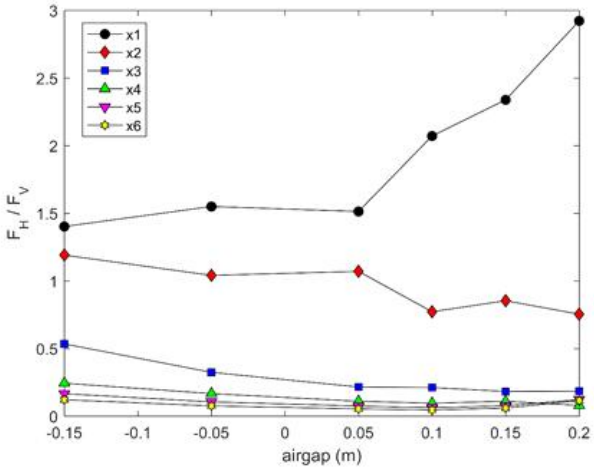


Fig. 4 The ratio of the horizontal force to the vertical force for each wave condition on the elevated structure.

3.2 상승시키지 않은 구조물에 대한 파압과 파력

상승시킨 구조물의 경우와 다르게 낮아진 수위 때문에 파랑조건 X1과 X2는 구조물 전에 쇄파된 조건으로 분류되지만 Fig. 5에서와 같이, 구조물은 이 두 경우에 가장 큰 파력과 파압을 받는 것을 알 수 있다.

Fig. 6는 상승시킨 구조물과 상승시키지 않은 구조물에 대한 무차원화된 수평 파력을 쇄파상사계수(Surf similarity parameter)의 함수로 나타낸 것으로, 최소자승법을 통하여 경험식을 산정하였다. 이를 통해 상승시킨 구조물의 전에서 쇄파된 파랑 조건이나 구조물에서 쇄파된 파랑 조건의 최대 수평 파력이 상승시키지 않은 구조물의 수평 파력 값보다 큼을 알 수 있다. 반면에, 상승시킨 구조물에서 쇄파되지 않은 파랑 조건에 대한 최대 수평 파력의 값은 상승시키지 않은 구조물의 값보다 작다. 이것은 구조물을 수직으로 상승시켜 간극을 만들면 구조물 저면에서 흐름의 영향으로 정수압이 감소될 수 있고, 최대 수평 파력의 감소에도 영향이 있음을 나타낸다.

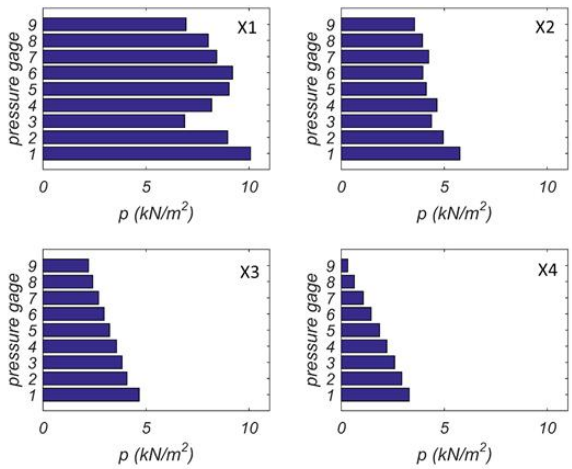


Fig. 5 Vertical distribution of horizontal pressure on the unelevated structure at the moment of the maximum force.

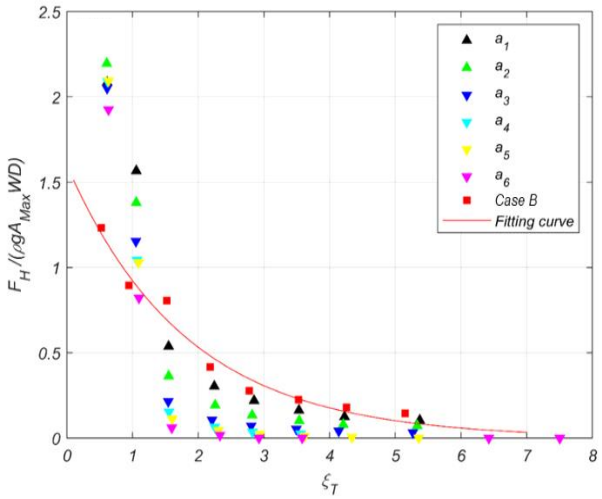


Fig. 6 Nondimensionalized horizontal force as a function of surf similarity parameter: Case A (triangle) vs. Case B (sqaure).

4. 결론 및 고찰

본 논문에서는 2차원 대형 단면수로에서 상승시킨 구조물에 대한 지진해일의 파력을 연구하는 실험을 진행하였다. 이로부터 다음의 결론을 얻을 수 있다.

(1) 구조물에 도달하기 전에 쇄파되거나 구조물에서 쇄파된 파랑 조건의 경우 구조물의 수직 위치가 지진해일의 파력에 큰 영향을 미치지 않지만, 쇄파되지 않은 파랑 조건의 경우 구조물을 수직 상승은 지진해일의 파력을 감소시킨다.

(2) 상승시킨 구조물의 최대 수평 파력은 구조물 전에서 쇄파된 파랑이나 구조물에서 쇄파된 파랑 조건에 대해 큰 값을 나타낸다.

본 연구는 수치모델을 검증하기 위한 자료로 사용될 수 있으며, 특히 향후에는 전산 유체로 파력과 흐름에 대한 관계를 연구하는 데에 수치모델을 이용하여 연구를 지속하고자 한다.

후 기

본 연구는 해양수산부 재원으로 한국해양과학기술진흥원 (과제번호: 20170265, 과제명: 극한 폭풍파 대응 연안 직립형 도시 구조물 취약성 함수 개발)의 지원으로 수행된 연구결과 중 일부임을 밝히며, 연구비 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

Arikawa, T., (2009). "Experimental study on tsunami power", Proc. of the 6th International Workshop on Coastal Disaster Prevention (Bangkok, Thailand), pp 51-60.

Cho, M.; Shin, S.; Yoon, H.-D.; and Cox, D.T.; (2017). "Numerical simulation of tsunami force acting on vertical walls", Journal of Coastal Research, Special Issue No 79, pp 1-6.

Goring., (1978). "Tsunami. The propagation of long waves onto a shelf", M. Keck Laboratory of Hydraulic and Waver Resources, California Institute of Technology, REP Kh-R-38.

Park, H.; Tomiczek, T.: Cox, D.T.; van de Lindt, J.W., and Lomonacom P., (2017). "Experimental modeling of horizontal and vertical wave forces on an elevated coastal structure", Coastal Engineering, 128, 58-74.

Shin S.; Oshnack, M.E.; Cox D.; Cho. Y., and Kim, K., (2012). "Large scale experiments and numerical simulations for tsunami forces on vertical walls", Proc. of the Korean Society for Marine Environment and Energy (Daegu, Republic of Korea), 1939-1942.

Thomas, S., and Cox, D., (2012). "Influence of finite-length seawalls for tsunami loading on coastal structures", Journal of waterway, Port, Coastal and Ocean Engineering, 138(3), 203-214.

부채꼴 기둥을 가진 중공 원통형 어초의 기둥 개수에 따른 흐름해석

정소미*·이유정*·김주원*·김소정*·김송미*·나원배*
*부경대학교 해양공학과

Flow Analysis of Hollow Cylindrical-type Artificial Reef with Fan-shaped Columns

Somi Jung*, Yujeong Lee*, Juwon Kim*, Sojeong Kim*, Songmi Kim*, and Won-Bae Na*

*Department of Ocean Engineering, Pukyong National University, Busan, Korea

KEY WORDS: Hollow cylindrical-type artificial reef 중공 원통형 어초, Fan-shaped column 부채꼴 기둥, Wake region 후류역, Efficiency index 효율지수

ABSTRACT: *This study presents the wake regions of a cylindrical submerged structure. The target structure is a hollow cylindrical-type artificial reef (HCAR) with fan-shaped columns. Computational fluid dynamics analysis of the HCARs considering the number of columns is implemented using the element-based finite-volume method, with the three-dimensional Reynolds averaged Navier-Stokes equations. From the results, it is shown the wake volumes and efficiency indices of HCARs according to the number of columns.*

1. 서 론

인공어초(artificial reef)는 자연어초의 기능을 대용하기 위한 대상 해양생물 위집, 보호 및 배양을 목적으로 해저나 수중에 설치하는 구조물을 말한다. 본 연구에서는 부채꼴 기둥을 가진 중공 원통형 어초를 설계하여 기둥의 개수에 따른 전산유체해석(computational fluid dynamics)을 수행하였으며, 이를 통해 후류역(wake region)의 효율성을 정량적으로 평가하고 최적의 기둥 개수를 선정하는 것을 연구의 목적으로 한다.

2. 재료 및 방법

대상어초는 부채꼴 기둥을 가진 중공 원통형 어초(hollow cylindrical-type artificial reef with fan-shaped columns)이며, Fig. 1과 같이 기둥의 개수를 2개부터 8개까지 고려하였다. 재료는 철근콘크리트(reinforced concrete)이며, 원통의 직경은 3m, 내경은 1m, 높이는 2.75m이다. 부채꼴 기둥의 호의 길이는 $1.5\pi/n$이며, 이때 n은 기둥의 개수이다. 어초의 실체적은 10.21m^{3}으로 동일하다. 어초를 포함한 유동장은 폭 30m, 길이 45m, 높이 5.5m로 모델링하였다. 내부의 유체는 비압축성, 점성, 뉴턴 유체로 가정하였으며, 흐름은 정상상태이다. 지배방정식은 Reynolds averaged Navier-Stokes 방정식이며, 경계조건은 Fig. 2와 같이 전면부를 2m/s의 흐름이 유입되는 입구(inlet)조건, 후면부는 흐름이 모두 빠져나가는 출구(outlet)조건, 바닥은 미끄러짐이 없는 벽(wall)조건으로 설정하였다. 나머지 면은 해석에 영향을 주지 않은 대칭(symmetry)조건으로 설정하였다.

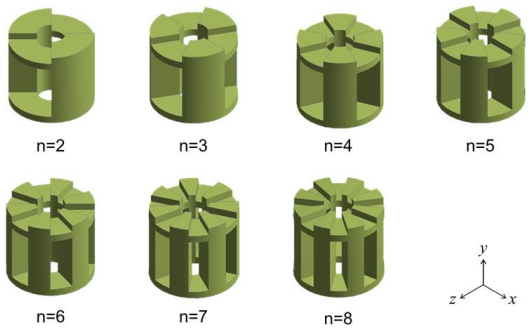


Fig. 1 Hollow cylindrical-type artificial reefs with fan-shaped columns considering the number of columns (n)

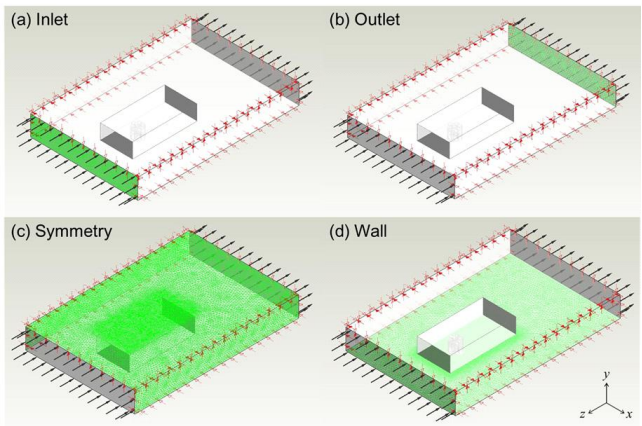


Fig. 2 Boundary conditions; (a) inlet, (b) outlet, (c) symmetry, and (d) wall

3. 해석 결과

본 연구에서는 후류역을 Kim et al., (2014)에서 제안한 후류체적(wake volume) 개념을 사용하여 정량화하였으며, 효율지수(efficiency index)를 도입하여 후류역의 효율성을 평가하였다(Table 1). 효율지수는 다음의 관계식으로 표현되며, 이때 V_w는 어초 모듈의 후류체적을, V는 어초 모듈의 실체적을 나타낸다.

$$\phi_e = \frac{V_w}{V} \tag{1}$$

Table 1 Wake volumes and efficiency indices according to number of columns (n)

Number of columns (n)	Wake volume (m^3)	Efficiency index
2	2.69	0.26
3	22.40	2.19
4	20.09	1.97
5	23.10	2.26
6	23.97	2.35
7	35.07	3.43
8	25.20	2.47

4. 결 론

본 논문에서는 조류 방향에 자유로우며, 어류를 위집할 수 있는 부채꼴 기둥을 가진 중공 원통형 어초를 설계하였으며, 최적의 기둥 개수를 선정하기 위하여 기둥의 개수에 따른 전산유체해석을 수행하였다. 이로부터 다음의 결론을 얻을 수 있다.

(1) 기둥의 개수가 2, 4개일 때를 제외한 모든 경우에서 효율지수가 2.0 이상으로 높게 나타났다.

(2) 기둥의 개수를 7개로 설계 시 후류역의 효율성이 높을 것으로 기대되며, 추후 이에 대한 분석과 함께 7개의 부채꼴 기둥을 가진 중공 원통형 어초에 대한 추가적인 전산유체해석 및 수리모형실험을 수행할 필요가 있다.

후 기

본 연구는 2018년도 동남권 이공계 여성인재 진출 및 활용촉진사업단의 지원으로 수행되었습니다.

참 고 문 헌

Kim, D., Woo, J., Na, W.B., Yoon, H.S., (2014). “Flow and Structural Response Characteristics of a Box-type Artificial Reef”, Journal of the Korean Society of Coastal and Ocean Engineers, Vol 26, No 3, pp 113-119.

고정자망의 거동 분석을 통한 모니터링 시스템 개발

진충국*·김무현*·김기선**
*Department of Ocean Engineering, Texas A&M University
**광주과학기술원

Development of Monitoring System for a Bottom-Set Gillnet through Dynamic-Response Analysis

Chungkuk Jin*, Moo-Hyun Kim* and Kiseon Kim**
Department of Ocean Engineering, Texas A&M University
Gwangju Institute of Science and Technology

KEY WORDS: Fishing gear 어구, Bottom-set gillnet 고정자망, Dynamic analysis 동역학 분석, Equivalent net model 등가 어망 모형, Monitoring system 모니터링 시스템

ABSTRACT: *Monitoring systems for fishing gears are necessary because 20% of used fishing gears are abandoned or lost in Korea, which may result in serious environmental problems. In this study, dynamic-response analyses are conducted to find key monitoring parameters in different mooring-line-breakage situations under random wave excitations and current. The bottom-set gillnet is designed from one of existing types used in the southwest coast of Korea. The Morison-force model is used for wave/current load estimation, which is able to calculate wave loads in all instantaneous positions at each time step. A cruder numerical net is modeled with equivalent wet mass, projected are, and axial stiffness. A commercial program, OrcaFlex, is used for dynamic simulations. Convergence tests in terms of the number of threads are conducted. By combining displacement of buoys, mooring tension, and acceleration of the net, the bottom-set gillnet can be monitored in different mooring-line-breakage scenarios.*

1. 서 론

폐어구에 의한 해양 오염은 심각한 문제로 인식되고 있다. 국내에서는 사용되는 어구 중 약 20%가 유실되며 유실된 어구의 약 15% 정도만이 수거되는 실정이다. 나머지 폐어구는 환경오염을 유발하고 해양 생태계를 파괴하며, 직접적으로는 수산업의 피해로 이어진다 (해양수산부, 2015).

어구의 유실을 막기 위해서는 모니터링 시스템이 필요하며, 이를 위해서는 적절한 파라미터를 선정하는 것이 선행되어야 한다. 시험 조업 및 실험을 통해 파라미터를 선정하는 것은 많은 시간과 노력이 필요하고 파라미터를 분석하기에는 제한적이기 때문에 수치해석을 통해 파라미터를 분석하는 것이 효과적이다. 수치해석을 통한 어구의 거동 분석은 국 내외에서 관련 대한 연구가 꾸준히 진행되어 오고 있다 (Lee 등, 2008; Cifuentes and Kim, 2017; Jin 등, 2018).

본 연구에서는 국내에서 많이 사용되는 어구 중 하나인 고정자망을 모니터링 할 수 있는 시스템 개발을 위해 OrcaFlex를 이용하여 수치해석을 실시하였다. 수치해석 모형은 서남해안에서 주로 사용되는 어구의 실제 모형을 참고하여 제작되었다. 해석의 정밀도 분석을 먼저 진행하였으며, 어구의 거동을 분석하고 계류선이 끊어지는 상황을 모니터링 할 수 있는 인자들을 도출하였다. 또한 분석을 통해 해석 기법의 타당성을 검증하였다.

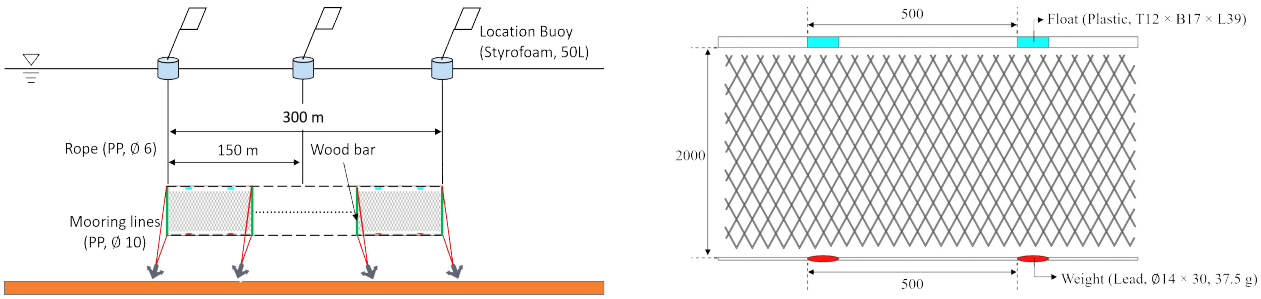
2. 고정자망 설계 및 수치해석 모형

2.1 고정자망 설계

본 연구에서 사용된 고정자망은 서남해안에서 주로 사용되는 규격 중 하나이다. Figs. 1-2는 본 연구에서 수치해석 모형 제작을 위해 사용한 고정자망 및 OrcaFlex를 이용하여 제작한 수치해석 모형을 보여주는 그림이다. 어구의 파라미터들은 기존의 연구들을 참고하였으며 (김인옥 등, 2010; 안용락 등, 2003) 이를 Table 1 에 정리하였다. 고정자망은 크게 그물, 계류선, 위치부이로 구분할 수 있다. 그물은 나일론 단일섬유로 제작된 것의 물성치를 사용하였으며 그물의 총 길이는 300 m, 높이는 2 m 이다. 그물의 성형률 (Hanging Ratio)은 고정자망에서 일반적으로 사용되는 값인 0.5로 설정하였다. 뜸과 침자는 뜸줄과 발줄에 각각 0.5 m 간격으로 설치되었다. 나무 각목이 50 m 간격으로 설치되어 그물이 잘 전개되도록 하였으며 나무 각목이 설치되는 부분의 상하부에 각각 계류선을 설치하였다. 또한 어구의 위치를 표시하기 위해서 위치부이를 150 m 간격으로 설치하였다. 수심은 25 m 로 고정하였다.

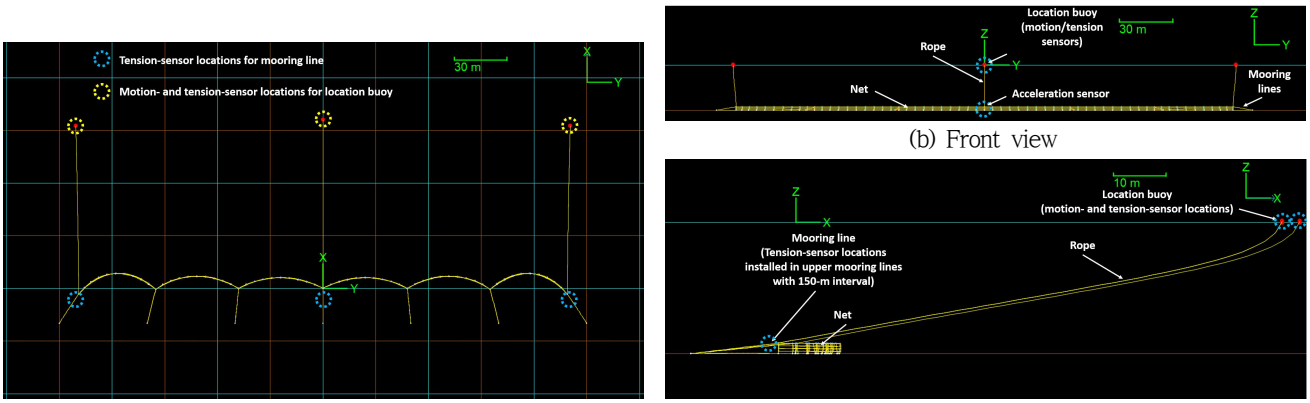
2.2 수치 모형

고정자망의 수치 해석을 위해서 OrcaFlex를 사용하였다. 어구의 전체 수치 모형은 선 (Line) 및 3차원 부이 (3D buoy)를 이용하였다. 3차원 부이는 위치부이의 수치모형을 위해 사용되었으



(a) (b) Unit=mm

Fig. 1 2D views of the bottom-set gillnet (a) and net assembly (b)



(a) Top view (b) Front view (c) Side view

Fig. 2 Numerical model of the bottom-set gillnet

Table 1 Material properties and design parameters.

Item		Value	Unit
Net	Length	300	m
	Height	2	m
	Material	Nylon monofilament	-
	Diameter	0.25	mm
Head rope, Ground rope, Mooring lines	Material	Polypropylene	-
	Diameter	10 (mooring lines) 6 (head and ground ropes)	mm
Floats	Material	Plastic	-
	Volume	12 × 17 × 39	mm^3
Weights	Material	Lead	-
	Size (volume)	ϕ 14 × 30	mm3
	Mass	37.5	g
Buoys	Material	Styrofoam	-
	Size	50	L

며 몇 개의 선들을 연결하기 위해 사용되었다. 선들을 연결하기 위한 목적으로 사용된 3차원 부이는 전체 동역학 거동에 영향이 없게 하려고 아주 작은 질량과 부력 정보를 입력하였고, 필요시 전체의 질량을 실제 모형과 동일하게 하기 위해서 질량 및 부력을 입력하였다. 어구의 수치모형을 제작하기 위해서 총 568개의 선과 308개의 3차원 부이를 이용하였다. 본 연구에서 사용된 어구의 운동방정식은 식 (1)과 같다.

$$M(p,a) = F(p,v,t) - C(p,v) - K(p) \quad (1)$$

여기서 $M(p,a)$, $C(p,v)$, $K(p)$, $F(p,v,t)$는 각각 물체의 관성력, 감쇠력, 복원력, 외력을 나타낸다. p, v, a, t는 각각 위치, 속도, 가속도, 시간을 나타낸다. 어구에 작용하는 외력은 모리슨 방정식 (Morison equation)에 의해서 산정되었으며 어구의 단위 길이당 작용하는 동유체력은 식 (2)와 같이 표현될 수 있다.

$$F_M = C_m \rho \frac{\pi D^2}{4} \dot{u} - C_a \rho \frac{\pi D^2}{4} \ddot{X} + \frac{1}{2} \rho C_d D |u - \dot{X}| (u - \dot{X}) \quad (2)$$

여기서 ρ는 물의 밀도, D는 실린더의 외경, $C_m (= 1 + C_a)$는 관성력 계수, C_a는 부가질량 계수, C_d는 항력 계수를 나타낸다. u, $\dot{u}$, $\dot{X}$, $\ddot{X}$는 각각 유체의 속도, 유체의 가속도, 물체의 속도, 물체의 가속도를 나타낸다. 여기서 어구 및 계류선의 부가질량 계수는 1로 산정했다 (Faltinsen, 1993). 항력 계수는 Decew 등 2010에 의해 제안된 실험식에 의해서 산정되었으며 항력 계수는 식 레이놀즈수의 함수로 표현된다.

어구의 수치 모형 제작 중 중요한 사항은 여러 개의 실로 구성된 그물을 간단하게 치환하는 것이다. 수치 모형은 실제 모형과 충실률 (Solidity ratio) 및 그물의 물속에서의 무게 (Wet weight)를 같게 해야 한다. 충실률을 같이 하는 과정에서 수치해석 모형의 그물이 실제 모형과 비교해서 무거워지며 강성이 증가하게 된다. 이를 보상하기 위해서 3차원 부이의 질량 및 부피를 적절하게 조정 하였으며 Fredheim (2005)에 의해 제시된 수정된 영률 (Young's modulus)을 도입하였다. 뜸줄, 발줄, 계류

선, 위치 부이는 원래 크기대로 수치 모형을 제작하였고, 형상에 상응하는 휨 강성(Bending stiffness)과 신장 강성(Axial stiffness)을 사용하였다.

본 연구에서는 유의 파고를 2 m 최대 주기가 7 sec를 기준으로 파도 시뮬레이션을 실시하였으며 파도는 Pierson-Moskowitz를 이용하여 100개의 선형파를 중첩하여 생성하였다. 조류속도는 표면에서 0.6 m/s로 선정하였다.

3. 시뮬레이션 결과

3.1 제안된 수치해석 모형의 정밀도 분석

적은 수의 선과 3차원 부이를 이용하여 실제 그물과 같은 결과를 도출하는 것은 파라미터 연구에서 계산 시간 측면에서 중요하다. 본 연구에서는 모형 A와 B 두 개의 수치해석 모형을 제작하였으며 모형 A는 Fig. 2에서 제시된 것과 같고 모형 B는 선과 3차원 부이의 개수를 증가한 모형이다 (선의 개수: 1831, 3차원 부이의 개수: 971). Fig. 3은 조류속도에 따른 중앙부에서의 계류선의 장력을 보여주는 그림이다. 파도는 고려되지 않았다. 여러 유속 조건에서 모형 A와 B 모두 그물의 중앙 부분에서 계류선의 장력은 큰 차이가 없었다. 모형 A를 이용하면 시뮬레이션 시간을 10배 이상 줄일 수 있고 두 모형 간의 결과 차이가 크지 않기 때문에 3.2에서 실시한 파라미터 연구는 모형 A를 이용하여 실시하였다.

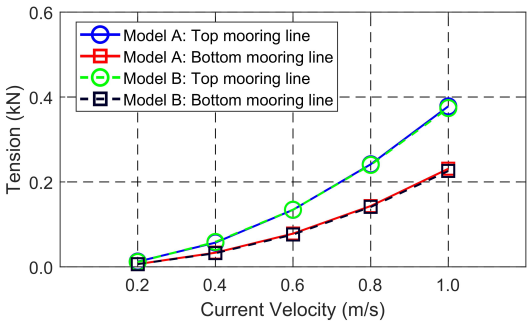
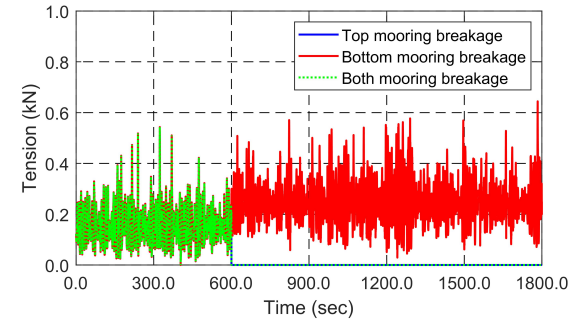


Fig. 3 Convergence-test results from tension of mooring lines positioned to the middle location under current.

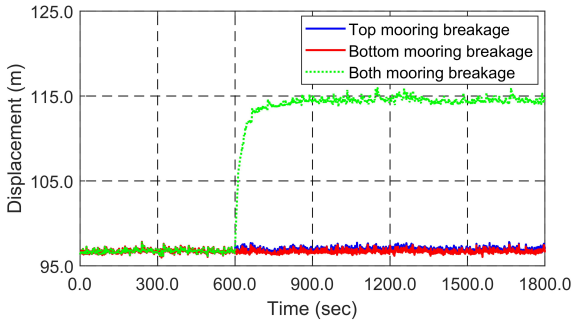
3.2 계류선 파단에 따른 모니터링 인자 분석

계류선 전체에 각종 센서를 설치하는 것이 정확도 측면에서 가장 좋겠지만 이는 모니터링 시스템의 비용을 크게 증가시킨다. 따라서 센서의 개수를 최소한으로 하면서 효과적인 모니터링을 하기 위한 파라미터를 도출하는 것이 필요하다. 본 연구에서는 위치 부이들의 X 방향으로의 변위, 중앙부분과 양쪽 끝단에서의 상부에 위치한 계류선의 장력, 그물의 중앙부에서의 Y 방향으로의 가속도를 분석하여 계류선의 파단 위치를 판단하기 위한 기초 연구를 실시하였다.

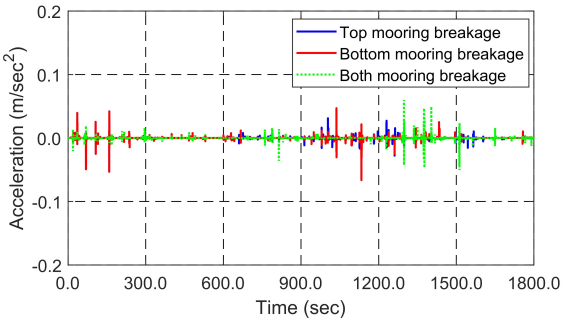
Fig. 4는 그물의 중앙부 (Y = 0 m)에서 상 하부에 위치한 계류선이 600 초가 경과한 후 파단되었을 때의 시계열 결과들을 보여준다. 상부에 위치한 계류선이 파단된 경우 파단이 발생한 후 장력이 0 N으로 변하기 때문에 장력 결과를 통하여 바로 파단 여부를 확인할 수 있다. 하부에 위치한 계류선이 파단된 경우 상부에 위치한 장력의 평균값과 표준편차가 증가하기 때문에 이를 통하여 파단 여부를 확인할 수 있다 (Fig. 4a). 상하부에 위치한 계류선이 모두 파단된 경우 장력 결과와 위치 부이의 X 방향으로의 변위 변화를 통해 파단 여부를 예측 가능하다 (Fig. 4b). 중앙부에 위치한 계류선이 파단된 경우 그물의 가속도는 큰 변동이 없었다 (Fig. 4c).



(a) Tensions of top mooring lines (Y=0 m)



(b) Displacements of location buoy in X direction (Y=0 m)

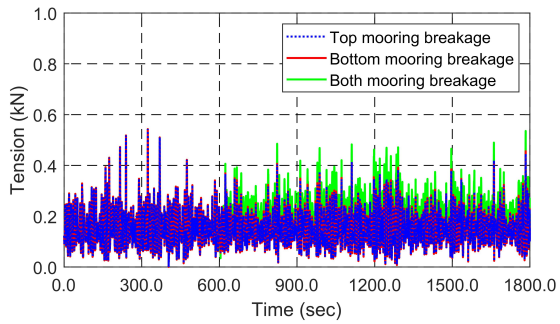


(c) Accelerations of the net in Y direction (Y=0 m)

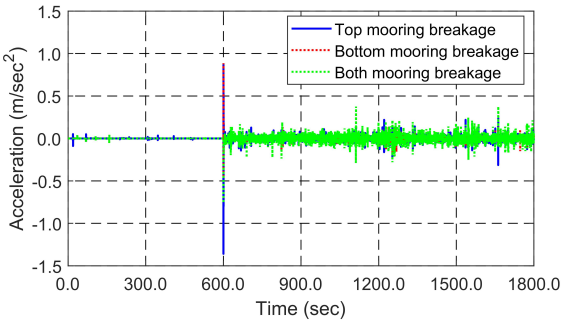
Fig. 4 Time histories of mooring tensions (a), displacements of location buoy in X direction (b), and accelerations of the net in Y direction (c) as mooring lines in the middle location (Y=0 m) are broken after 600 sec.

Fig. 5는 그물의 좌측 (Y = -50 m)에 위치한 계류선이 600 초가 경과한 후 파단되었을 때의 시계열 결과들을 보여준다. 상부나 하부에 위치한 계류선 중 하나만 파단된 경우 파손 순간 중

앙부에 위치한 장력의 변화는 없었으나 (Fig. 5a) 그물의 중앙부의 Y 방향으로의 가속도가 크게 변하였다 (Fig. 5b). 상하부 계류선이 모두 파단된 경우 중앙부에 위치한 계류선의 장력과 그물의 중앙부의 Y 방향으로의 가속도 모두 변하는 것을 확인할 수 있었다. 다른 위치에서도 파라미터 연구를 실시하였으며, Table 2에 계류선 파단 위치에 따른 중요 파라미터들을 정리하였다.



(a) Tensions of top mooring lines (Y=0 m)



(b) Accelerations of the net in Y direction (Y=0 m)

Fig. 5 Time histories of tensions (a) and accelerations of the net in Y direction (b) as mooring lines in the location (Y=-50 m) are broken after 600 sec.

Table 2 Key parameters in different mooring-line-breakage scenarios (T= tension of top mooring line, DX=displacement of location buoy in X direction, AY=acceleration in middle location of the net in Y direction).

Y location	Z location	Key parameters
0 m	Top	T(Y=0 m)
0 m	Bottom	T(Y=0 m)
0 m	Top and Bottom	T(Y=0 m), DX(Y=0 m)
-50 m	Top	AY
-50 m	Bottom	AY
-50 m	Top and Bottom	AY, T(Y=0 m)
-100 m	Top	AY
-100 m	Bottom	AY
-100 m	Top and Bottom	AY, T(Y=-150 m), DX(Y=-150 m)
-150 m	Top	AY, T(Y=-150 m)
-150 m	Bottom	AY, T(Y=-150 m)
-150 m	Top and Bottom	AY, T(Y=-150 m), DX(Y=-150 m)

5. 결 론

본 연구는 고정자망의 모니터링 시스템 개발을 목적으로 계류선이 파단되는 경우들을 선정하여 수치해석을 실시하였다. 본 연구에서 모니터링 목적으로 선정된 파라미터는 위치 부이의 X 방향으로의 변위, 중앙부 및 그물 끝단의 상부에 위치한 계류선의 장력, 그물 중앙부의 가속도 였으며 선정된 변수들을 통해 계류선의 파단 위치 및 파단 개수를 분석이 가능하였다.

본 연구에서는 하나의 해상환경 조건에서만 분석을 실시하였으나 여러 환경조건에 따른 거동분석을 추가적으로 실시할 필요성이 있다. 이를 통해 축적된 정보들을 통해 어느 환경 조건에서도 위험 상황을 감지할 수 있는 모니터링 시스템 알고리즘을 개발할 수 있을 것으로 사료된다.

후 기

이 논문은 2018년 해양수산부 재원으로 한국해양과학기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구임(어구 자동 모니터링 시스템 개발).

참 고 문 헌

김인옥, 박창두, 조삼광, 김현영, 차봉진 (2010). “서해안 문치가자미 자망의 망지재료에 따른 망목선택성”, 한국어업기술학회지, 제46권, 4호, pp 281-291.

안용락, 허성회 (2003). “가덕도 주변 해역 어류의 종조성과 계절 변동”, 한국수산학회지, 제36권 6호, pp 686-694.

해양수산부 (2015). “유령어업 막아 지속가능한 수산업 실현 이끈다”.

Cifuentes, C. and Kim, M.H. (2017). “Hydrodynamic Response of a Cage System under Waves and Currents Using a Morison-Force Model”, Ocean Engineering Journal, Vol 141, pp 283-294.

DeCew, J., Tsukrov, I., Risso, A., Swift, M.R., and Celikkol, B. (2010). “Modeling of Dynamic Behavior of a Single-Point Moored Submersible Fish Cage under Current”, Aquacultural Engineering, Vol 43, pp 38-45.

Faltinsen, O.M. (1993). Sea Loads on Ship and Offshore Structures, 1st ed., Cambridge University Press.

Fredheim, A. (2005). “Current forces on net structures”, Doctoral Dissertation, NTNU, Norway.

Jin, C., Choi, J., Kim, M.-H. (2018). “Response Prediction and Monitoring Feasibility of a Stow Net System Using Measured Environmental Data in the Southwest Coast of Korea”, Applied. Sciences, Vol 8, pp 1517.

Lee, C.-W., Kim, Y.-B., Lee, G.-H., Choe, M.-Y., Lee, M.-K., Koo, K.-Y. (2008). “Dynamic simulation of a fish cage system subjected to currents and waves”, Ocean Engineering. Vol 35, pp 1521-1532.

기상청 바람자료를 이용한 동해 너울성 파랑 후측 모델링

도기덕* · 김진아***
*한국해양대학교 해양과학기술융합학과
**한국해양과학기술원 해양재난 · 재해연구센터

Wave Hindcasting of Eastern Winter Storm Waves using Wind Data of KMA

Kideok Do* and Jinah Kim**

*Dept. of Convergence Study on the Ocean Science and Technology, Korea Maritime and Ocean University, Busan, Korea
Marine Disaster Research Center, Korea Institute of Ocean Science & Technology, Busan, Korea

KEY WORDS: wind waves and swells 너울성 고파랑, SWAN 스완, whitecapping 백파, KMA operational meteorological forecasts 협업기상예보모델, model skill assessment 모델평가, East Sea 동해

ABSTRACT: *The wave hindcasting of winter storm waves in 2015 using KMA's operational wind data has been studied to simulate wind waves and swells in the East coast of Korea using SWAN. In this study, KMA's operational meteorological models (RDAPS and LDAPS) are used as input wind fields. In order to evaluate model accuracy, the simulate wind waves using KMA's operational wind data are compared with the KMA's operational wave model and the wave measurement data on the offshore and onshore stations. As a result, it has the lowest RMSE and the highest correlation coefficient in the onshore when the input wind fields are KMA's operational wind data. In the offshore, all of the simulate results shows good agreements with similar error statistics. It means that it is very feasible to use SWAN model with the modified whitecapping factor and KMA's operational meteorological forecasts for predicting the wind waves and swells in the East coast of Korea.*

1. 서 론

최근 동해안에서는 너울성 고파랑에 의해 연안 구조물(방파제나 해안도로)에서 월파로 인한 인명 및 재산피해가 빈번히 발생하고 있다. 이러한 너울성 파랑은 가을과 겨울철 한반도를 통과한 저기압이 동해상으로 진입하여 온난한 해양의 영향으로 세력이 강화됨과 동시에 동해 북쪽에 위치한 오호츠크해에 고기압이 발달할 경우 주로 발생한다(Oh and Jeong, 2014). 이러한 이유로 우리나라 근해에서 해상상태가 상대적으로 평온할 경우에도 갑작스럽게 원해역으로부터 너울성 파랑이 전파되어 오기 때문에 많은 인명 및 재산 피해를 유발하고 있다.

본 연구에서는 너울성 고파랑으로 인하여 발생하는 인명 및 재산피해를 최소화하기 위하여 현재 우리나라 기상청에서 생산중인 현업 예보기상모델의 바람자료를 이용하여 동해안에서 발생하는 겨울철 너울성 고파랑의 예측 재현도에 대한 연구를 수행하였다. 바람자료는 기상청 지역예보모델(RDAPS)와 국지예보모델(LDAPS)에서 생산하는 자료를 이용하였으며, 파랑 수치모델은 3세대 파랑 모형 중 하나인 SWAN 모델을 이용하였다. 본 연구에서는 2015년 겨울철 발생한 너울성 장주기 파랑을 재현하고, 그 결과를 동해안 외해에 위치한 2개의 해양관측부이 및 연안 정점의 파랑 관측자료와 비교 및 검증을 수행하였으며, 수치모형의 예측 정확도에 대해 정략적으로 비교 및 검토를 수행하였다.

2. 파랑예보 수치모델 구축

2.1 파랑 모형 및 물리적 계수 선정

본 연구에서는 네덜란드 Delft 공과대학에서 개발된 3차원 풍파모형인 SWAN(Simulating WAves Nearshore) 을 이용하여 수치모의를 수행하였다. 이 모형은 파랑 작용을 파향 에너지 스펙트럼의 형태로 표현하고, 2차원 수평공간에 대해 파랑 에너지 스펙트럼의 변화를 에너지 평형방정식인 식(1)과 같이 에너지 평형 방정식에 의해 계산한다.

$$\frac{\partial N}{\partial t}+\frac{\partial c_x N}{\partial x}+\frac{\partial c_y N}{\partial y}+\frac{\partial c_\sigma N}{\partial \sigma}+\frac{\partial c_\theta N}{\partial \theta}-\frac{S}{\sigma}=0 \quad (1)$$

여기서 θ 는 방향, σ 는 상대 각주파수, N 은 작용 밀도 스펙트럼이며 c_x, c_y, c_σ 및 c_θ 는 각각 x, y, σ 및 θ 방향에 대한 파랑 에너지의 전파 속도를 의미한다. 그리고, S 는 파랑에너지의 생성 및 감쇠 그리고 비선형 상호작용을 나타내는 원천항으로 식 (2) 와 같이 표현된다.

$$S = S_{in} + S_{nl,3} + S_{nl,4} + S_{ds,w} + S_{ds,bed} + S_{ds,br} \quad (2)$$

여기서 S_{in}은 바람에 의한 파랑 에너지 성장, $S_{nl,3}$과 $S_{nl,4}$는 파랑 비선형 상호작용에 의한 에너지 전이, $S_{ds,w}$, $S_{ds,bed}$ 및 $S_{ds,br}$는 백파, 바닥 마찰 및 쇄파로 인한 파랑에너지 소실항이다. 본 연구에서는 백파에 의한 파랑에너지 감쇠항을 Rogers et al.(2003)가 제시한 기법을 사용하여 모델 정확도를 높였다.

2.2 격자 구축 및 해상풍 자료

본 연구에서는 바람에 의한 파랑의 성장과 전파, 그리고 연안 지역에서 수심 변화에 의한 파랑 변형을 예측하기 위해 1단계 네스팅(nesting) 기법을 적용하였다. 광역 모델은 동해 북쪽의 오호츠크해를 포함하도록 격자 체계를 정방 격자 (해상도, 5 km × 5 km)로 구성하였으며, 연안 모델의 경우에는 동해안 연안을 따라 300 m × 300 m 의 정방 격자로 구성하였다. 각 모델의 수심 자료는 ETOTP5 및 Korbahty30s 자료 (서승남, 2008)을 이용하여 구축하였다.

수치모델을 통해 동해안에서 발생하는 너울성 파랑을 정확하기 예측하기 위해서는, 먼저 시공간적으로 변화하는 해상풍에 대한 자료가 필수적이며 이는 대부분 수치 기상 모델 결과를 이용한다. 본 연구에서는 기상청 현업기상예보모델에서 생산되는 시공간 바람장을 수치모델의 해상풍 입력자료로 이용하였다. 기상청에서는 우리나라 주변의 기상을 지역예보모델 (RDAPS, Regional Data Assimilation and Prediction System)과 국지예보모델 (LDAPS, Local Data Assimilation and Prediction System)을 이용하여 현업 예보하고 있다. 지역예보모델은 1일 4회, 3시간 간격 (00, 06, 12, 18 UTC)으로 기상 예보를 수행하고 있다. 모델의 공간 해상도는 12km로 87 시간의 기본 단기 예측자료를 생성하고 있으며, 이는 현재 기상청에서 구축중인 파랑 및 폭풍해일모델의 입력 자료로 이용되고 있다. 국지예보모델의 공간 해상도는 1.5km이며, 지역예보모델로부터 필요한 입력자료를 제공받아 1일 8회, 1시간 간격의(00, 06, 12, 18 UTC : 36시간 예측, 03, 09, 15, 18 UTC : 3시간 예측) 기상자료를 예보하고 있다.

3. 수치모의실험

3.1 수치모의 시나리오 및 파랑관측자료

본 연구에서는 2015년 11월 15일부터 12월 20일을 수치모의 기간으로 선정하였으며, 겨울철 동해안에서 발생하는 너울성 파랑을 모의하였다. 이 기간 동안에는 유의파고 3미터 이상, 첨두주기 8초 이상의 폭풍파가 최소 4차례 이상 지역별로 발생하였다. 이로 인하여 정동진 레일바이크 선로 파괴 및 속초 해변 침식 등 다양한 피해를 유발하였으므로 수치모델의 재현도를 살펴보는데 적합하다.

본 연구에서는 기상청에서 제공하는 바람자료 (LDAPS 및 RDAPS)를 입력 외력으로 사용하여 동해안 너울성 고파랑을 수치 모의하였다. 그리고 파랑 모델의 재현 정확도를 비교하기 위해 그 결과를 기상청에서 협업 예보 중인 파랑모델 및 동해에서 관측된 파랑자료와 비교 및 검증을 수행하였다. 파랑 관측자료로는 국립해양조사원 울릉도북동 해양관측부이(E01), 외해 기상청 동해 부이(DH), 그리고 한국해양과학기술원에서 삼척(SC) 및 울진(WJ) 연안에서 관측한 파랑자료를 이용하였다. 연안 정점의 경우에는 AWAC(Acoustic Wave And Current profiler) 장비를 해당 기간 동안 계류하여 취득한 자료이며(Caires et al., 2018), 본 연구에서는 해당 정점에서의 유의파고, 첨두주기 및 평균파향 자료를 이용하여 수치모델의 정확도를 분석하였다. Fig 1은 본 연구에서 사용한 파랑 관측정점 위치를 보여주고 있다.

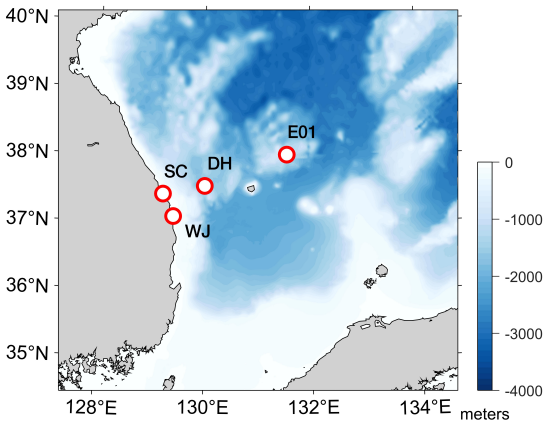


Fig. 1 Location of wave measurement sites

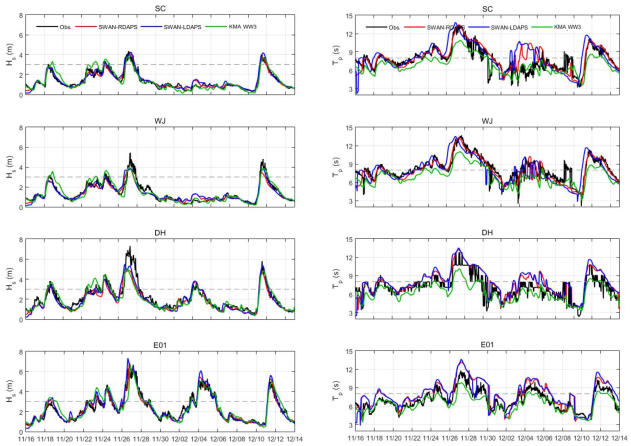
Table 1 Coordinates and Water Depth of the Wave Measurement Site.

Sites	Longitude	Latitude	Water Depth	Agency
E01	131.540	38.001	≃ 900 m	KHOA
DH	130.000	37.533	≃ 1,500 m	KMA
SC	129.219	37.410	≃ 18.7 m	KIOST
WJ	129.416	37.079	≃ 25.9 m	KIOST

3.2 수치모의 결과 검증

본 연구에서는 파랑 모델의 정확도를 분석하기 위해, 기상청 현업 예보모델을 이용한 본 연구의 결과와 기상청 현업 파랑모델 결과를 각 정점에서 관측된 유의파고 및 첨두주기 자료와 비교하였으며, 이를 Fig 2에 나타내었다. 이를 분석해 보면, 기상청 현업예보 기상자료인 RDAPS의 시공간 해상도가 12km, 3시간인 것에 비해 LDAPS는 1.5km, 1시간으로 시공간 해상도가 높음에도 불구하고 두 입력 자료에 따른 파랑모의 결과는 그리 크지 않다. 그리고 세 모델의 결과는 비교적 유사한 시계열 그래프의 형태를 보이며, 기상청 파랑 모델 결과가 11월에 유의파고를 조금 과대 추정한 것으로 보여진다. 하지만, 세 모델 모두 11월 26~28일 사이에 발생한 너울성 고파랑을 관측치에 비해 약 2m 정도 과소 추정하고 있으므로 추가적인 연구가 필요하다. 첨두주기의 경우에는 본 연구에서 구축한 모델의 경우에는 관측치와 유사한 값을 보이고 있지만, 기상청 파랑 모델은 삼척(SC), 울진(WJ), 동해 (DH) 정점에서 너울성 고파랑이 발생한 시점(11월 27일과 12월 11일)에 파랑의 첨두주기를 약 3초 이내로 과

소 추정하고 있다. 이러한 주기의 차이는 본 연구에서 장주기 파랑에서 발생하는 에너지 소산을 감소하기 위해 백파항을 Rogers et al.(2003)가 제안한 방법을 사용한 효과로, 이는 너울성 고파랑의 주기를 예측하는 데 효율적임을 보여주고 있다.



(a) Sigficant wave height (b) Peak wave period

본 연구에서는 각각의 파랑 모의 케이스에 대한 정확도를 정량적으로 비교 및 분석하기 위해 유의파고, 첨두주기 및 평균파향에 대한 관측 정점별로 통계 분석을 수행하였으며, 그 결과를 Table 2에 나타내었다. 여기서, 통계 분석은 관측치를 기준으로 유의파고 1m 이상이 관측되었을 경우를 대상으로 하였으며, 이는 파랑에너지가 적을 경우에 발생하는 수치모델의 오차를 통계분석에서 제외하기 위함이다. 본 연구에서 사용한 에러 통계량은 평균 제곱근 오차 (RMSE, Root Mean Square Error) 및 상관계수 (ρ, Correlation Coefficient)이며, 각각의 계산식은 다음과 같다.

$$\text{RMSE} = \frac{\sqrt{n^{-1}\sum[(y_i-\bar{y})-(x_i-\bar{x})]^2}}{\bar{x}} \quad (3)$$

$$\text{Correlataion Coefficient: } \rho = \frac{\sum[(x_i-\bar{x})-(y_i-\bar{y})]}{\sqrt{\sum(x_i-\bar{x})^2\sum(y_i-\bar{y})^2}} \quad (4)$$

여기서, n 은 에러 통계값 산출에 이용된 관측자료의 개수를 의미하며, x_i는 관측값, y_i는 모델의 결과값을 의미한다. 모의 케이스에 따른 정점별 RMSE와 상관계수를 살펴보면, 유의파고의 경우에는 모든 관측 정점에 대해 기상청 바람자료를 사용한 RDAPS 및 LDAPS의 경우가 가장 작은 RMSE 및 가장 높은 상관계수를 가진다. 특히, 이 두 모델의 결과는 연안에 위치한 2개 정점(SC 및 WJ)에서 RMSE가 0.3이하, 상관계수가 0.94 이상으로 관측치와 매우 유사하게 유의파고를 예측하고 있다. 파랑의 첨두주기는 연안에서는 본 연구의 결과가 외해에서는 기상청 파랑모델의 RMSE가 조금 낮지만, 상관 계수는 본 연구의 결과가 더 좋은 수치를 보인다. 이는 첨두주기의 관측값과 예측값의 차이는 조금 더 크나, 두 값의 경향성은 더 좋음을 의미한다. 하지만, Fig 2.(b)에서 외해 두 개 정점에서 관측된 파랑의 첨두주기를 살펴보면, 연안 정점에 비해 그 시간적 변동성이 매우 크며 불규칙한 패턴을 보임을 고려할 필요가 있다. 수치모델은 이러한 불규칙한 패턴의 주기를 재현하지 못하여 모든 정점에서 ±1.3 초 및 0.8 이상의 RMSE가 발생하였으며, 이러한 불규칙한 패턴은 관측의 오차일 수 있다. 그러므로, 외해의 경우에는 관측자료의 오차를 고려해야 하므로, 각 모델의 정확도를 상대적으로 비교·평가하는 것이 쉽지 않다.

Table 2 Error Statistics of the wave predictions for SC, WJ, DH and E01's observation stations.

Case	Loc	$H_s(m)$		$T_p(s)$		$MWD(^\circ)$	
		RMSE	ρ	RMSE	ρ	RMSE	ρ
RDAPS	SC	0.29	0.94	1.0	0.87	11	0.88
	WJ	0.42	0.92	0.5	0.96	8	0.65
	DH	0.57	0.91	1.5	0.82	61	0.43
	E01	0.34	0.97	1.3	0.92	27	0.80
LDAPS	SC	0.32	0.94	1.1	0.86	14	0.86
	WJ	0.40	0.91	0.6	0.95	8	0.62
	DH	0.53	0.92	1.6	0.82	61	0.41
	E01	0.41	0.96	1.4	0.93	25	0.80
KMA -WW3	SC	0.42	0.89	1.4	0.91	9	0.90
	WJ	0.47	0.87	1.5	0.94	8	0.67
	DH	0.60	0.88	1.2	0.83	61	0.44
	E01	0.52	0.92	0.9	0.90	27	0.79

4. 결 론

본 연구에서는 겨울철 동해안에서 발생하는 너울성 고파랑의 정확한 예측을 통한 사전 인지 및 대응을 통한 피해 최소화를 위해, 기상청 현업 기상예보모델에서 생산된 시공간적 바람장을 입력자료로 하여 너울성 파랑의 예측 재현도를 평가하기 위한 수치모의에 대한 연구를 수행하였다. 파랑 수치모의를 위해 파랑 모델의 경우에는 연안공학분야에서 가정 널리 사용되고 있는 3세대 모형인 SWAN을 이용하였으며 해상풍 자료는 기상청 현업 예보모델인 국지 및 지역예보모델의 바람자료를 이용하였다.

본 연구에서는 유의파고 3미터 이상, 첨두주기 8초 이상의 폭풍파가 최소 4차례 이상 지역별로 발생한 2015년 11월 15일부터 12월 20일을 수치모의 기간으로 설정하였으며 그 결과를 기상청 현업 파랑예보모델 결과와 외해 및 내해 정점의 관측 파랑자료와 비교하였다. 그 결과, 유의파고는 기상청 현업 기상예보모델의 바람자료를 이용한 본 연구의 결과가 가장 낮은 RMSE 및 가장 높은 상관계수를 보였다. 첨두 주기의 경우에도 역시 연안 정점에서는 본 연구의 결과가 가장 낮은 RMSE를 보였지만, 외해에서는 그 오차가 증가하였다. 이는 외해 두 정점에서 관측된 파랑의 첨두주기가 오차로 인하여 시간에 따라 불규칙한 패턴을 보여 발생한 것으로 분석된다.

이러한 결과로 미루어보아 동해안에 최적화된 SWAN 모델과 기상청 현업 기상예보모델에서 생산된 해상풍 입력자료를 사용하는 본 연구의 결과는 동해안 너울성 고파랑을 예측하는 데 유

용하다. 그럼에도 불구하고 11월 26일 동해 관측정점에서 유의파고 7m 이상의 파랑을 재현하지 못하는 부분은 유의파고의 큰 변동성으로 인한 파랑모델 재현에 어려움이 있는 것으로 판단되는바 관측자료를 이용한 자료동화 등의 방법 적용을 통한 개선이 필요하다.

후 기

본 연구는 2018년도 정부(미래창조과학부)의 재원으로 한국연구재단의 지원(NRF-2017R1C1B5076812)과 2017학년도 한국해양대학교 학술연구지원사업 신진교수정착연구비의 지원을 받아 수행된 연구임.

참 고 문 헌

서승남 (2008). “한국 주변해역 30초 격자수심 – KorBathy30s” , 한국해안・해양공학회논문집, 제20권, 제1호, pp 110-120.

Caires, S., Kim, J. and Groeneweg, J. (2018). “Korean East Coast wave predictions by means of ensemble Kalman filter data assimilation”, Ocean Dynamics, DOI: 10.1007/s10236-018-1214-0.

Oh, S.-H., and Jeong, W. (2014). “Extensive monitoring and intensive analysis of extreme winter-season wave events in the Korean east coast”, Journal of Coastal Research, Vol 70, pp 296-301

Rogers, W. Erick, Paul A. Hwang, and David W. Wang. (2003). “Investigation of wave growth and decay in the SWAN model: three regional-scale applications”, Journal of Physical Oceanography, Vol 33, No 2, pp 366-389.

수중폭파에 의한 수면파의 생성 및 전파에 관하여

허동수 · 이우동(경상대학교) · 최규남(대우건설)

수중폭파에 의한 충격파 및 기포 상승은 수면파를 발생시킨다. 이 일련의 과정을 재현하기 위해서는 수리실험이 필요하다. 그러나 실해역에서 수중폭파실험을 수행 여건이 마련되지 않을 뿐만 아니라, 모형실험조차 매우 어렵다. 심지어 수치실험에서도 수중폭파에서 수면파 생성까지의 모든 과정을 모의할 수는 없다.

본 연구에서는 이상의 문제점을 극복하기 위하여 3차원 수치파동수조에서 수중폭파 시의 초기 수면파형을 생성하여 전파과정을 모의할 수 있는 시스템을 개발하였다. 기존 수치파동수조의 조파원천을 수중폭파에 의한 수면파를 생성할 수 있게 개량하였고, 경계에서 발생하는 반사파를 제어하기 위하여 부가감쇠영역 및 개경계 조건을 수정하였다. 그 결과, 수치파동수조에서 생성, 전파되는 수면파를 경험식과 비교하여 높은 정확도로 재현하였으며, 이로부터 본 연구에서 개발한 수치파동수조의 타당성 및 유효성을 확인할 수 있었다.

해수위-지하수위 차에 따른 해안 지하수의 거동에 관하여

이우동 · 김성률 · 허동수(경상대학교)

수평적 압력평형을 유지하면서 해수와 담수가 공존하는 해안대수층에서는 밀도가 큰 해수가 담수 아래로 침투하여 쐐기의 형태의 해수-담수 경계면을 형성한다. 평형 해수-담수 경계면은 해수와 담수의 밀도차와 해수위-지하수위 차에 영향을 받는다. 최근의 지하수 사용량 증가에 따른 수위 저하, 지구온난화에 의한 해수위 상승은 해수-담수 경계면을 육지 쪽으로 이동시키게 된다. 이에 해안대수층의 지하수를 이용하기 위해서는 해안 지하수의 거동특성을 이해할 필요가 있다.

본 연구에서는 지중장애물이 존재하는 모래수조에서 해수위-지하수위 차에 따른 해수-담수 경계면의 이동경로를 추적하였다. 해수위-지하수위 차가 작을수록 해수-지하수 경계면은 육지 쪽에 형성되었다. 반면, 해수위-지하수위 차가 클수록 해안쪽으로 경계면이 밀려나는 것을 확인하였다.

대변형 유한요소 해석을 활용한 세월호 침강 후 해저면 거동 분석

원종화 · 강효동 · 김찬주((주)포어시스)

본 연구에서는 세월호의 침강 후 지반과의 상호작용을 유추하기 위하여 대변형 유한요소 (Large Deformation Finite Element) 해석을 수행하였다. 세월호의 핀 안정기는 정상 작동 범위를 벗어난 상태로 발견되었으며, 본 연구는 해당 해저 지반과 핀 안정기 접촉으로부터 발생할 수 있는 하중 유추를 목적으로 한다. 해석에는 CEL(Coupled Eulerian-Lagrangian) 방법이 사용되었으며, 따라서 선체는 Lagrangian 요소, 지반은 Eulerian 요소로 모델링 되었다. 유체의 특성을 갖는 지반의 모사는 비배수 전단 강도 이후의 파괴, 이동, 재배치 등의 대변형 거동에 대한 검토를 가능하게 하며 지반에 의하여 발생하는 하중을 높은 신뢰도 수준에서 구할 수 있게 한다.

연구에서는 Fig. 1과 같이 음파로 촬영된 세월호의 해저 침강 상태로부터 지반의 물성을 유추하였으며, 선체의 회전 관입, 수평 이동 시에 수반되는 핀 안정기의 지반 저항을 도출하였다. 핀 안정기에 유발되는 연직, 전단 저항과 축에 발생하는 회전력을 계산하였다.

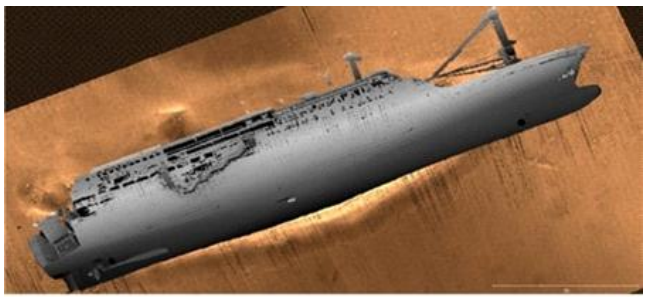


Fig. 1 해저면 세월호 침강 상태 (한국해양연구원, 2014)



Fig. 2 좌현 핀 안정기 비정상 회전 (KBS 뉴스)

Coastal hazard monitoring using Global Navigation Satellite System (GNSS)

Jihye Park*, Su-Kyung Kim*, Sungwon Shin**, and Somang Song**

** School of Civil and Construction Engineering, Oregon State University, Corvallis, Oregon, USA*

*** Dept. of Marine Science and Convergence Engineering, Hanyang University, Ansan, South Korea*

KEY WORDS: Coastal hazard, Global Navigation Satellite System, Tsunami, Coastal inundation, Traveling ionospheric disturbance, water level monitoring

ABSTRACT: *Coastal hazards such as tsunamis, flooding, and inundations have been observed using various water level monitoring facilities which equip mostly direct measurement sensors. There are also indirect monitoring sensors for coastal monitoring using e.g., aerial/satellite imageries, but they are not suitable for observing the time-sensitive circumstances. This paper suggests the alternative tool for monitoring coastal hazards that is Global Navigation Satellite System(GNSS). Recently, GNSS has been applied in wide range of applications in addition to its primary purpose of positioning, navigation, and timing (PNT). GNSS has been used on observing the ionosphere since 1990's with its superior capability of precisely measuring the electron contents in the ionosphere along the ray path of the signal. By extracting an abnormal signature of the ionosphere, considerably the traveling ionospheric disturbances (TIDs) generated from any geophysical activities, the trigger event, such as an earthquake and tsunami, is detected. The GNSS can be also used for observing water level changes using so called the GNSS-Reflectometry (GNSS-R) technique. By taking the multipath of GNSS radio signals, the reflected signals from the water surface are continuously analyzed and converted to the distance between the GNSS antenna and the reflector. This technique can complement a water level monitoring sensor such as tide gauges. Since the GNSS-R does not require the direct contact to water unlike a tide gauge, this approach is relatively secure from the damage by coastal hazards. Moreover, the GNSS-R station can be installed and maintained with low cost relative to traditional tide gauge stations With aforementioned approaches, the GNSS can play a role of comprehensive coastal hazard monitoring facility. Since dense GNSS networks are already operational worldwide, the availability of the pre-existing infrastructure is another critical advantage of this technique.*

1. Introduction

Recent extreme weather events in the past years increased concerns about coastal hazards. Coastal hazards such as tsunamis, inundations, or flooding, derive significant loss of life and properties. Since a reliable monitoring of coastal hazard can minimize these damages, numerous research on prediction and monitoring hazards have been released. Among them, Global Navigation Satellite System (GNSS) has become one of the most effective tools.

GNSS is a collective terminology which embraces Global Positioning System (GPS), which is the most well-recognized system developed by the U.S., GLONASS, which is a Russian system, Galileo from Europe, and BeiDou from China. The GNSS was primarily designed for positioning, navigation, and timing (PNT) for military missions. However, the recent innovations of the GNSS are mostly for a civilian use, which requires any PNT support, such as navigations for transportation, surveying for construction works, etc. In addition, GNSS remote sensing becomes more popular in observing lower and upper atmosphere as well as near surface environment. By observing the ionospheric variation, different types of waves induced by geophysical activities can be detected (Mikhailov et al., 2000; Heki and Ping, 2005; Park et al., 2011). Also, multipath signals hit by obstacles or other surfaces near a GNSS antenna provide the information of the reflectors. This study introduces a novel method of comprehensive monitoring a coastal hazard by the GNSS.

2. Detection of Tsunami Waves Using GNSS Remote Sensing

With the capability of the GNSS which precisely measures the electron content in the ionosphere, the GNSS has been applied to observe the ionospheric condition (Heki and Ping, 2005; Hong et al., 2008; Zou and Wang, 2009; Park et al., 2011). By precisely measuring the total electron content (TEC)

in the ionosphere, any irregular signatures in the ionosphere can be extracted that are considerably caused by abnormal waves induced by various geophysical events (e.g., earthquakes, tsunamis, volcanic eruptions, and any other large scale man-made events). The irregular signatures in the ionosphere are indicated as traveling ionospheric disturbances (TIDs). Since TIDs can be occurred by a number of different circumstances, Park et al. (2014) suggested discriminating a particular type of event from the other types of events based on the properties of detected waveforms. Figure 1 compares the waveforms of TIDs generated from two underground nuclear explosions and one earthquake. Note that this figure was taken from the Fig. 8 in Park et al. (2014).

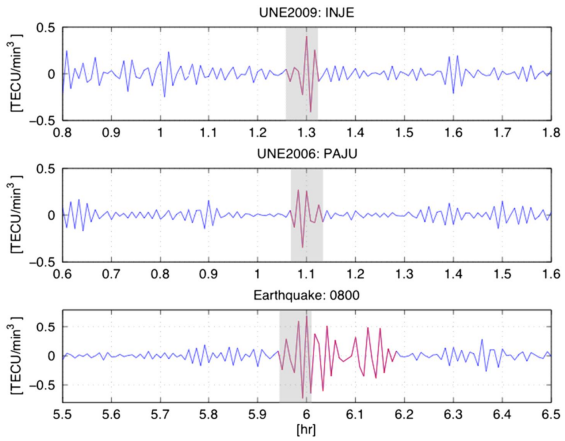


Fig. 1 TID signatures from 2009 North Korean nuclear test (top), 2006 North Korean nuclear test (middle) and 2011 Tohoku earthquake (bottom) - taken from Fig. 8 in (Park et al., 2014)

3. Water Level Monitoring Using GNSS-Reflectometry (GNSS-R)

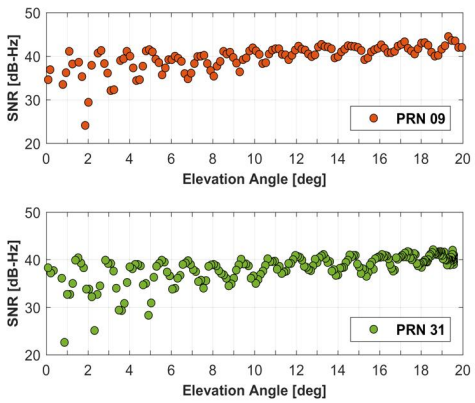
A seamless and reliable monitoring of water level change can help closely monitoring coastal hazards for better decision makings to mitigate the damages. A tide gauge is one of the commonly used measurement tools, which is installed at the coast to collect the directly measured water level data. Although the tide gauge is considered as the most reliable mean and it is conventionally used, limitations can be addressed in terms of the cost for installation and maintenance, and potential inconsistency between the outputs from different locations. In this study, we suggest another method of sensing the temporal change of water level by using GNSS that is so called GNSS-Reflectometry (GNSS-R).

GNSS-R is one of the recent applications which extract the multipath signals of GNSS that contain the information of the surrounding environment. By analyzing the multipath, water level changes, soil moisture, snow depth, and ocean wind can be investigated (Martin-Neira, 1993; Shuanggen and Komjathy, 2010; Löfgren et al., 2011; Southwell and Dempster, 2018). This study focuses on the water level monitoring by observing the temporal change of the geometric distance between a GNSS antenna and the specular point of a multipath signal on the water surface which return the temporal change of water level.

To compute the distance between the water surface and the antenna, the spectral analysis of signal-to-noise ratio (SNR) of a GNSS signal is conducted. When a satellite moves, an interference pattern is created by the phase difference between the direct and reflected satellite signals. The interference patterns are particularly noticeable in the SNR data (Anderson, 2000). The top panel in Fig. 2 shows the SNR data with respect to the elevation angle of the satellite. While the main trend of the SNR data is positively correlated to the elevation angle, the oscillation pattern of signal can be indicated the multipath effect. After removing the main trend, the remained oscillation patterned signals are converted to the spectral domain which is presented in the bottom panel in Fig. 2. The dominant peaks of this plot represent the primary reflector surface. For the application of water level monitoring, this frequency can be converted to the distance of the specular point from the antenna in a closed form equation given by (Santamaria-Gómez et al., 2014; Langley, 2018),

$$\theta = \frac{2\pi}{\lambda}\delta = \frac{2\pi}{\lambda}2h\sin e \tag{1}$$

where θ is the antenna gain pattern, λ is the wavelength of a signal, δ is the delayed quantity of a reflected signal with respect to a direct signal, h is the antenna height with respect to the reflected surface, and e is the elevation angle of a signal.



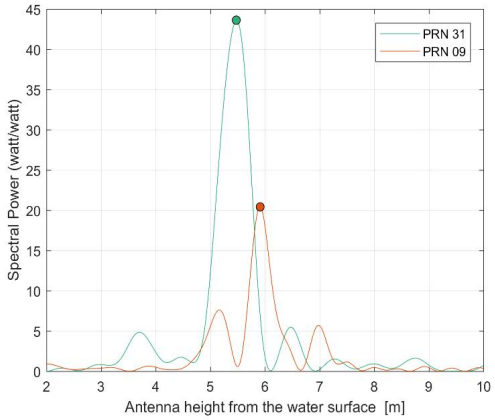


Fig. 2 SNR data of GNSS L2 signals with respect to the satellite elevation angles (top) and spectrum analysis results of multipath (bottom)

An experimental study was conducted for observing the change of sea level during the Hurricane Harvey in 2017. As a case study, we selected one of the GNSS reference station, CALC, in Louisiana which is co-located with the National Water Level Observing Network (NWLON) station by National Oceanic and Atmospheric Administration (NOAA), ID: 8768094. From CALC, we processed the SNR data on GPS L1, L2, and L3 signals and indicated as GNSS-R based tide gauge. The measurement from NWLON station is obtained by a tide gauge sensor, so it is indicated as NOAA tide gauge below.

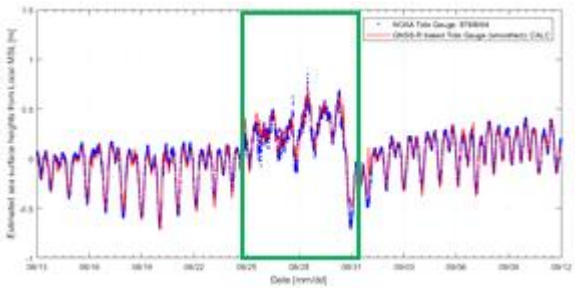


Fig. 3 Water level measurement by NOAA tide gauge in blue and GNSS-R based tide gauge in red during the hurricane Harvey in August 2017. The green rectangular indicates the storm surge during the passage of the Harvey.

As shown in the figure, both techniques clearly detected the storm surge during the hurricane passage in good agreement. This result justifies the feasibility of GNSS-R tide gauges during the extreme event. Although the conventional tide gauge was still sustained during the hurricane in the presented case study, the GNSS-R is considered as more resistance to coastal hazards as it does not require a direct contact to water.

With the capability of continuous observation of water level change, the GNSS-R can be used for monitoring flooding, coastal inundation, and tsunamis.

4. Summary and Conclusion

The GNSS is widely applied in various fields with its excellent capability of data acquisition and rich infrastructure worldwide. GNSS Remote sensing and GNSS-reflectometry are one of the innovative technique in observing the earth environment and atmosphere. This paper introduces a comprehensive monitoring of coastal hazards using the GNSS. By observing the ionospheric disturbances detected by the GNSS radio signals, the underlying events, such as tsunamis can be monitored. In addition, a continuous observations of water level change will also contribute on coastal hazard monitoring. This is a unique opportunity of having GNSS facility for monitoring different responses of the earth, which provide the comprehensive knowledge of understanding and potentially mitigating coastal hazards.

References

Anderson, Kenneth D. (2000). "Determination of Water Level And Tides Using Interferometric Observations Of GPS Signals", Journal of Atmospheric And Oceanic Technology, Vol 17, No 8, pp 1118-1127.

Heki, K. and J.-S. Ping. (2005). "Directivity and apparent velocity of the coseismic ionospheric disturbances observed with a dense GPS array", Earth and Planetary Science Letters, Vol 236, No 3-4 pp 845- 855.

Hong, C.-K., Grejner-Brzezinska, D. A., and Kwon, J. H., (2008). "Efficient GPS Receiver DCB Estimation for Ionosphere Modeling using Satellite-Receiver Geometry Changes", Earth, Planets and Space, Vol 60, pp e25-e28.

Langley, R. (2018). "Innovation: It' S Not All Bad. GPS World", http://gpsworld.com/gnss-systemalgorithms-methodsinnovation-its-not-all-bad-9003/.

Löfgren, J. S., R. Haas, and J. M. Johansson. (2011). "Monitoring Coastal Sea Level Using Reflected GNSS Signals", Advances In Space Research, Vol 47, No 2, pp 213-220.

Martin-Neira, M. (1993). "A Passive Reflectometry and Interferometry System (PARIS): Application to Ocean Altimetry". ESA Journal, Vol 17, No 4, pp 331-355.

Mikhailov, Yu. M., G. A. Mikhailova, and O.V. Kapustina. (2000). "VLF effects in the outer ionosphere from the underground nuclear explosion on Novaya Zemlya island

on 24 October, 1990 (INTERCOSMOS 24 satellite data)", Physics and Chemistry of the Earth, Part C: Solar, Terrestrial & Planetary Science Earth, Vol 25, No 1-2, pp 93-96.

Park, J., von Frese, R. R. B., Grejner-Brzezinska, D. A., Morton, Y., and Gaya-Pique, L. R. (2011). "Ionospheric Detection of the 25 May 2009 North Korean Underground Nuclear Test", Geophysical Research Letter, Vol 38, L22802.

Park, J. D.A. Grejner-Brzezinska, R.R.B. von Frese, Y. Morton. (2014). "GPS Discrimination of Traveling Ionospheric Disturbances from Underground Nuclear Explosions and Earthquakes", NAVIGATION: Journal of The Institute of Navigation, Vol. 61, No. 2, pp 125-134.

Rakoto, V., Lognonné, P., Rolland, L., & Coïsson, P. (2018). "Tsunami wave height estimation from GPS-derived ionospheric data", Journal of Geophysical Research: Space Physics, Vol 123, No 5, pp 4329-4348.

Santamaría-Gómez, Alvaro, Christopher Watson, Médéric Gravelle, Matt King, and Guy Wöppelmann. (2014). "Levelling Co-Located GNSS And Tide Gauge Stations Using GNSS Reflectometry", Journal of Geodesy, Vol 89, No 3, pp 241-258.

Shuanggen, J. and A. Komjathy. (2010). "GNSS Reflectometry and Remote Sensing: New Objectives and Results", Advances In Space Research, Vol 46, No 2, pp 111-117.

Southwell, B. J., and A. G. Dempster. (2018). "A New approach to determine the specular point of forward reflected GNSS Signals", IEEE Journal of Selected Topics in Applied Earth Observations And Remote Sensing, Vol 11, No 2, pp 639-646.

Zou, Y. and D. Wang. (2009). "A Study of GPS Ionospheric Scintillations Observed at Guilin", Journal of Atmospheric and Solar-Terrestrial Physics, Vol 71, No 17-18, pp. 1948-1958.

연안재해취약성 평가체계 개선

강태순*·김수민*·황순미*·오형민*·정광영**·김호균**·이은일**
*㈜지오시스템리서치 연안관리부
**국립해양조사원

Improvement of Coastal Disaster Vulnerability Assessment System

Tae-Soon Kang*, Soo-Min Kim*, Soon-Mi Hwang*, Hyeong-Min Oh*,
Kwang-Young Jeong**, Ho-Gyun Kim**, Eun-Il Lee**

*Development of Coastal management, GeoSystem Research Corporation, Gyeonggi, Korea
**Ocean Research Division, Korea Hydrographic and Oceanographic Agency, Busan, Korea

KEY WORDS: CDAS 씨다스, Climate change 기후변화, Vulnerability index 취약지수, Semi real-time vulnerability assessment (준)실시간 취약성평가

ABSTRACT: *Korea Hydrographic and Oceanographic Agency has constructed a coastal disaster vulnerability assessment system (2010~2015) for all coastal areas of Korea. The evaluation framework was adopted in the concept of climate change vulnerability of the IPCC TAR (2001), and developed 5 indexes, 11 indicators, and 30 variables such as Coastal Disaster exposure Index (CODI), Coastal Sensitivity Index (COSI), Coastal Adaptive Capacity Index (CACI), Coastal Potential Impact Index (CPII), Coastal Priority Index (COPI). These indicators and variables are very useful for comprehensive interpretation of the coasts. However, there are disadvantages that it takes relatively high cost and long time to build and analyze the data. Therefore, Korea Hydrographic and Oceanographic Agency (2017), based on the composite indicator method of OECD (2008), identified the indicators and variables of the coastal vulnerability assessment system in terms of clarity, ease, availability, periodicity, quantification, independence, up-to-dateness, completeness, and so on, and analyzed the strengths and weaknesses. After consulting experts in various fields such as humanities, social sciences, natural sciences, and engineering, the final improvement plan was selected. As a result, the system was improved to 3 indexes, 6 indicators and 18 variables including Coastal Disaster exposure Index, Coastal Sensitivity Index, and Coastal Potential Impact Index, and the excluded indicators and variables can be used for adaptation and countermeasures as reference data. Each weight was set for the application of the improved conceptual framework and the indexes, indicators, and variables. AHP technique and Delphi feedback method were combined and the expert opinions of first 116 (reply 63) and the second 63 (reply 43) were reflected. In addition, according to the marine boundary of Korea Hydrographic and Oceanographic Agency (2012), it is divided into the East Sea, the West Sea, and the South Sea so as to reflect the oceanographic, geographical, human and social scientific characteristics of each sea area. After applied these weights, assessment result changed at the coastal disaster exposure index 43%, the coastal sensitivity index 33%, and the Coastal Potential Impact Index 31%. The improved coastal vulnerability assessment system is expected to significantly reduce the time required to construct and analyze the data, and will be suitable to a concept and model of the (near) real-time vulnerability assessment. Also, it is expected to facilitate user's access and utilization. After the standardization and index calculation formulas are finally selected through the verification process such as field survey and in-person interviews, it will be provided to be used for "the local government's detailed implementation plan for climate change adaptation measures", "the comprehensive plan for the reduction of flood damage", and the coastal management regional plan".*

1. 서 론

최근 급격한 지구온난화와 기후변화로 인한 해수면상승, 태풍강화, 이상고조 등으로 인하여 연안지역의 위험이 증가하고 있는 실정이다. 이에 국립해양조사원은 우리나라 전 연안을 대상으로 연안재해취약성 평가체계를 구축하였다(국립해양조사원, 2010, 2011, 2012a, 2013, 2015a, 2015b). 연안재해취약성 평가체계는 다양한 연안정보를 통합하여 재해원인별 정량적 연안재해취약성 평가지수를 개발하였으며, GIS기반 평가시스템을 구축하였다. 평가개념틀은 IPCC TAR(IPCC, 2001)의 기후변화 취약성 개념틀을 채용하였으며, 연안재해노출지수(CODI, Coastal Disaster Index), 연안민감도지수(COSI, Coastal Sensitivity Index), 연안적응능력지수(CACI, Coastal Adaptive Capacity Index), 연안재해영향지수(CPII, Coastal Potential Impact Index), 연안재해취약지수(COPI, Coastal Priority Index) 등 5개의 지수, 11개 지표, 30개 인자를 포함하고 있다. 이와 같이 다양한 지표·인자의 구성은 여러 형태로 이용되는 연안을

종합적으로 해석하는데 매우 유용하다. 하지만 자료를 구축하고 분석함에 있어 상대적으로 높은 비용과 많은 시간이 소요되는 단점이 있다. 이에 국립해양조사원은 연안재해취약성 평가 체계의 구성 지표·인자를 Handbook on constructing composite indicator(OECD, 2008)의 복합지수(Composite indicator)산정 방법에 따라 명확성, 용이성, 가용성, 주기성, 정량성, 독립성, 최신성, 완전성 등 자료의 특성을 검토하여 강점과 약점을 분석하고, 인문·사회과학, 자연과학, 공학 등 다양한 분야의 전문가로 구성된 자문단의 자문을 거쳐 최종 개선안을 선정하였다(국립해양조사원, 2017). 또한 본 연구에서는 개선안을 적용하여 연안재해취약성 평가를 수행하였다.

2. 개선된 연안재해취약성 평가 개념틀

기존 연안재해취약지수는 연안재해노출지수, 연안민감도지수, 연안적응능력지수의 함수로 결정되며, 연안재해 적응 및 대응방안을 수립하는 최종 지수로 활용되었다. 하지만 사회경제적 지표와 행정자치적 지표로 구성되어 있는 연안적응능력지수의 한계점으로 인하여 관련된 지수인 연안적응능력지수, 연안재해취약지수는 참고자료로 활용할 수 있도록 남기고, 주된 개념틀에서 제외하였다. 그리하여 연안재해노출지수와 연안민감도지수의 함수로 평가되는 연안재해영향지수를 최종지수로 하는 개념틀로 개선되었다. 개선된 개념틀은 Fig. 1과 같다.

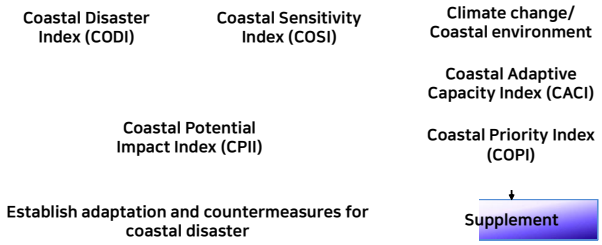


Fig. 1 Framework of coastal vulnerability assessment in this study

3. 개선된 지표 및 인자 구성

기존 연안재해취약성 평가체계는 5개 지수, 11개 지표, 30개 인자 등 다양한 변수로 구성되어 있다. 자료를 구축하고 분석함에 있어 많은 비용과 시간이 소요되는 단점이 있다. 이에 복합지수 산정방법(OECD, 2008)과 전문가 자문을 거쳐 3개 지수, 6개 지표, 18개 인자로 개선하였다. 개선된 지표 및 인자 구성은 Table 1과 같다.

Table 1 Definition of indicators and parameters

Index		Indicator	Parameter	Definition
Coastal Potential Impact Index (CPII)	Coastal Disaster Index (CODI)	Typhoon	Typhoon frequency	Typhoon affecting Korea
			Sea level pressure	Atmospheric pressure at mean sea level
			Maximum wind speed	The strongest wind speed observed during a certain period of time
			Hourly rainfall	Rainfall for one hour
		Surge	Surge height by typhoon	Sea level setup induced by shoreward wind or low atmospheric
		Wave	Significant wave height	Mean wave height(trough to crest) of the highest third of the waves(H1/3)
		Tide	Approx. highest high water	Co-occurrence of tides generated by main 4 harmonic constituents
		SLR	Sea level rise	Sea level rise observed in coastal tide station for long term period
		Erosion	Coastal erosion	Coastal erosion monitoring results
	Coastal Sensitivity Index (COSI)	Human Sensitivity	Population density	Population living in coastal areas per unit area
			Elderly people	Vulnerable social group living in coastal areas per unit area
		Property Sensitivity	Disabled people	
			Building	Building coverage located in coastal areas per unit area
			Industrial complex & port	Coverage of industrial complex located in coastal areas per unit area
			Road coverage	Road coverage located in coastal areas per unit area
			Fish farm	Fish farm area
		Geographical Sensitivity	Flooding area	Flooding area by storm surge in coastal area
			Spring tide range	A tide in which the difference between high and low tide is the greatest

4. 가중치 분석

구성 지표 및 인자는 상대적 중요도가 다르기 때문에 가중치가 필요하다. 이에 개선된 개념틀과 지표 및 인자에 맞춰 가중치를 재조사 하였다. 또한 가중치는 국가해양기본조사를 통해 본 우리나라의 해양영토(국립해양조사원, 2012b)에 따라 동해, 서해, 남해로 구분하여 각 해역의 해양학적, 지리적, 인문사회과학적 특성을 반영할 수 있도록 하였다. 가중치 설문은 계층화분석(Analytic hierarchy process, AHP)기법과 델파이(Delphi)기법의 피드백(Feedback) 방법을 복합적으로 수행하였다. 1차 설문조사는 116명의 전문가를 대상으로 하였으며 63명의 회신을 받았다. 1차 유효설문의 결과를 바탕으로 1차 가중치 분석하고 회신자 63명을 대상으로 2차 설문을 수행하였으며, 43명의 회신을 받았다. 2차 유효설문 분석 결과는 Table 2와 같다.

Table 2 Results of evaluation for weighted value

Index	Weight			Indicator	Weight			Parameter	Weight		
	East	West	South		East	West	South		East	West	South
CODI	0.67	0.60	0.65	Typhoon	0.16	0.18	0.21	Typhoon frequency	0.26	0.22	0.23
								Sea level pressure	0.16	0.19	0.20
								Maximum wind speed	0.30	0.30	0.31
								Hourly rainfall	0.28	0.29	0.26
				Surge	0.15	0.18	0.20	Surge height by typhoon		1.00	
				Wave	0.28	0.16	0.20	Significant wave height		1.00	
				Tide	0.09	0.22	0.13	Approx. highest high water		1.00	
				SLR	0.12	0.12	0.11	Sea level rise		1.00	
				Erosion	0.20	0.14	0.15	Coastal erosion		1.00	
COSI	0.33	0.40	0.35	Human sensitivity	0.38	0.38	0.38	Population density	0.54	0.60	0.60
								Elderly people	0.23	0.20	0.20
								Disabled person	0.23	0.20	0.20
				Property sensitivity	0.32	0.30	0.30	Building coverage	0.27	0.27	0.25
								Coverage of industrial complex & port	0.29	0.30	0.30
								Road coverage	0.22	0.17	0.17
								Fish farm	0.22	0.26	0.28
				Geographical sensitivity	0.30	0.32	0.32	Flooding area	0.63	0.51	0.55
								Spring tide range	0.37	0.49	0.45

5. 연안재해취약성 평가 결과

연안재해노출지수(CODI)는 함평군과 영광군이 1등급으로 가장 낮았으며, 서귀포시, 제주시, 통영시, 울릉군이 5등급으로 가장 높았다. 연안민감도지수(COSI)는 김포시가 1등급, 속초시, 동해시, 포항시, 영암군, 강릉시가 5등급으로 나타났다. 연안재해영향지수(CPII)는 영광군과 신안군이 1등급, 제주시가 5등급으로 가장 높게 나타났으며, 서귀포시, 통영시, 울릉군, 고성군이 4등급으로 나타났다.

평가결과는 지표·인자 및 가중치의 변동으로 2016년 결과와 비교하여 다소 변동이 있었다. 평가라인(격자)별로 연안재해노출지수(CODI)는 43%, 연안민감도지수(COSI)는 33%, 연안재해영향지수(CPII)는 31%의 등급 변화가 있었다. 하지만 1~5등급이 차지하는 비율은 5% 이하로 나타났다. 또한 2단계 이상 등급변동은 3% 이하로 나타나 등급의 지역별 경향은 2016년 평가결과와 유사한 결과를 보였다.

Fig. 2는 연안재해노출지수(CODI), Fig. 3은 연안민감도지수(COSI), Fig. 4는 연안재해영향지수(CPII)의 평가 결과이다.

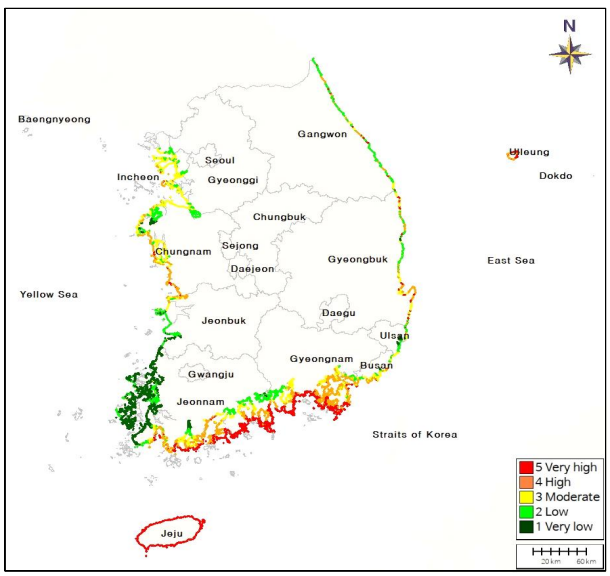


Fig. 2 Results of Coastal Disaster Index(CODI)

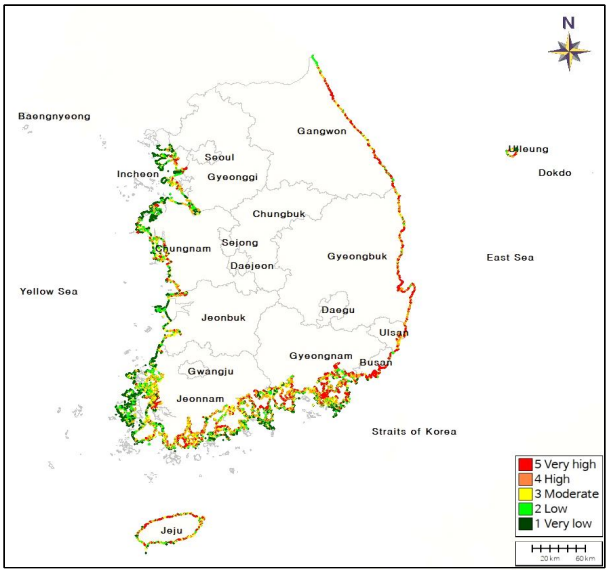


Fig. 3 Results of Coastal Sensitivity Index(COSI)

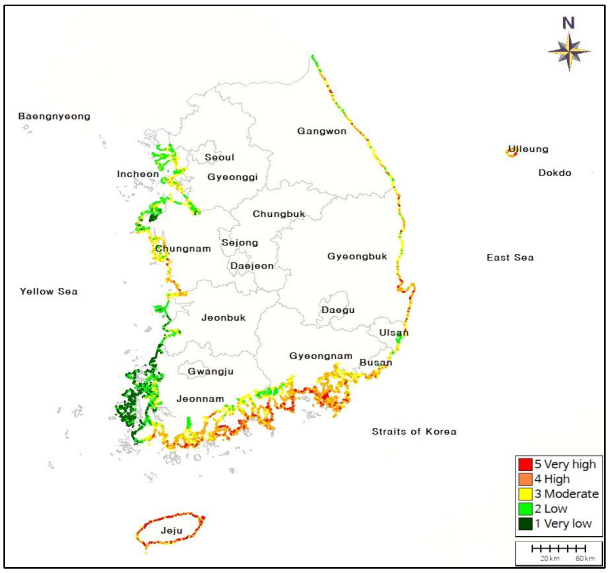


Fig. 4 Results of Coastal Potential Impact Index(CPII)

6. 결 론

본 연구에서는 연안재해취약성 평가체계 개선안(국립해양조사원, 2017)을 적용하여 새로운 연안재해취약성 평가를 수행하기 위해 가중치를 분석하고 그 결과를 적용하였다. 그 결과 2016년 평가결과와 비교적 유사한 결과를 얻을 수 있었다. 개선된 연안재해취약성 평가체계는 자료구축 및 분석에 소요되는 시간을 상당히 절감할 수 있을 것으로 기대되며, 빠른 분석을 필요로 하는 (준)실시간 취약성 평가를 위한 개념과 모델로 적합할 것으로 판단된다. 또한 쉽고 단순한 인자 구성은 사용자의 접근과 활용을 용이하게 할 것으로 기대된다. 향후 현장조사, 주민인터뷰 등을 통해 검증과정을 거쳐 표준화 및 지수 산출 수식을 최종 선정하여 지자체 기후변화적응대책 세부시행계획, 풍수해저감종합계획, 연안관리지역계획 등에 활용될 수 있도록 정보를 제공할 예정이다.

후 기

본 연구는 해양수산부 국립해양조사원의 「연안재해취약성 평가체계 유지관리(3)」 용역사업의 지원에 의해 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

본 연구결과는 「연안재해취약성 평가체계 유지관리(3)」 용역사업의 중간시험산출물로서 최종결과가 아님을 밝힙니다.

참 고 문 헌

국립해양조사원 (2010). 연안재해취약성 평가체계 (CDAS) 기본계획수립 및 시범구축, 국립해양조사원 보고서.

국립해양조사원 (2011). 연안재해취약성 평가체계 (CDAS) 구축, 국립해양조사원 보고서.

국립해양조사원 (2012a). 연안재해취약성 평가체계 (CDAS) 구축, 국립해양조사원 보고서.

국립해양조사원 (2012b). 국가해양기본조사를 통해 본 우리나라의 해양영토, 국립해양조사원.

국립해양조사원 (2013). 연안재해취약성 평가체계 (CDAS) 구축, 국립해양조사원 보고서.

국립해양조사원 (2015a). 서해안 연안재해취약성 평가체계 (CDAS) 구축, 국립해양조사원 보고서.

국립해양조사원 (2015b). 동해안 연안재해취약성 평가체계 (CDAS) 구축, 국립해양조사원 보고서.

국립해양조사원 (2016). 연안재해취약성 평가체계 (CDAS) 유지관리 및 활용 개선방안, 국립해양조사원 보고서.

국립해양조사원 (2017). 연안재해취약성 평가체계(CDAS) 유지관리, 국립해양조사원 보고서.

Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC) (2001). Climate change 2001: Impacts, Adaptation, and Vulnerability, Cambridge, United Kingdom: Cambridge University Press.

Organization for Economic Co-operation and Development (OECD) (2008). Handbook on constructing composite indicator: Methodology and user guide, Paris, France.

연안역 쓰나미의 동수학적 특성에 관하여

이우동 · 김정욱 · 허동수(경상대학교)

쓰나미는 발생 빈도수는 높지 않지만 한번 발생하면 연안역에 막대한 인적/물적 피해를 발생시킨다. 이에 연안역에서 직접적 피해를 발생시키는 쓰나미의 충격파, 처오름, 월파 등과 같은 동수역학적 특성을 밝히기 위해 다양한 연구가 수행되고 있다. 이 연구들은 주로 수리/수치파동수조를 이용하며, 쓰나미를 대신하여 고립파를 조파한다. 그러나 실제 2011년 동일본 대지진에서 관측된 쓰나미 파형보다 고립파는 상당히 좁게 분포하기 때문에 동수역학적 특성이 과소평가될 우려가 매우 크다고 할 수 있다.

본 연구에서는 다양한 파형의 쓰나미를 조파할 수 있는 수치파동수조에서 실제와 유사한 광폭의 쓰나미를 생성하여 경사면 상의 처오름, 호안에서의 월파 및 침수에 관한 특성을 고찰하였다. 그 결과, 쓰나미의 파형이 넓을수록 쓰나미의 처오름 높이, 월파, 침수가 증가하였다. 따라서 쓰나미에 의한 연안재해를 예측하기 위해서는 본 연구와 같이 쓰나미의 파형을 생성할 수 있는 수리/수치파동수조가 요구된다.

수중음향을 활용한 일본 지진공백역에서의 해저지진 탐지 가능성 연구

고명권*·양원준*·신성원*·최지웅*

*한양대학교 해양융합과학과

A Study of the Possibility of Underwater Acoustic Detection of submarine earthquake at the Hypothetical Earthquake in Japan

Myung-Kwon Ko*, Won-Jun Yang*, Sung-Won Shin*, Jee-Woong Choi*

Hanyang University., Ansan, Korea

KEY WORDS: Tsunami 지진해일, Submarine earthquake 해저지진, Hypothetical earthquake 지진공백역, Underwater acoustics 수중음향, Numerical model 수치모델

ABSTRACT: It is important to study about detection of submarine earthquakes, because submarine earthquakes generate tsunamis as well as direct damage. It is known that the hypothetical earthquake located on the western side of Japan is highly likely to cause seismic activity in the future, and also if a tsunami occurs due to an earthquake in this area, it can cause great damage to the East Sea of Korea. Based on this preliminary background, this study assumes the occurrence of a submarine earthquake in the hypothetical earthquake. Recent studies have shown that seismic events occurring at the submarine are more effective than detection using land-based seismic networks. So in this study, We have confirmed the possibility of submarine earthquake detection using underwater acoustics through numerical model.

1. 서 론

한국연안에 영향을 줄 가능성이 있는 자연재해 중 지진해일에 의한 피해는 일본 서쪽 해안에서 발생하는 해양지진에 의해 야기되어왔다. 이러한 지진해일은 우리나라 동해안에 과거에도 수차례 피해를 발생시켜왔다. 우리는 비록 육상지진이었지만 작년 우리나라의 경주와 포항에서 발생한 지진, 그리고 올해 인도네시아에서 발생한 지진으로 인한 지진해일을 통해 지진에 대해 좀 더 경각심을 가지고 대책을 마련할 필요가 있다. 이와 같은 자연재해는 조기 탐지하여 예/경보하는 것이 중요한데 본 연구에서는 지진해일의 발생 원인인 해저지진에 관한 탐지 연구를 진행하였다. 최근 많은 연구를 통해 해양에서 발생하는 지진은 육상에 위치한 지진계를 통한 탐지보다 수중에 위치한 수중청음기를 활용하는 것이 더욱 효과적인 라는 연구 결과가 있다. 이에 본 연구에서는 일본 서쪽해안에 위치한 지진공백역에서의 지진을 가정하고 동해로의 전파양상을 수치모델을 통해 모의하여 수중음향을 활용한 탐지 가능성을 연구하였다.

2. 이 론

2.1 지진공백역

지진공백역은 지진의 발생기간이 충분히 경과되었거나 아직 지진이 발생하지 않은 일본 서측연안의 단층대에 위치하며, 상당한 잠재에너지를 가지고 있으므로, 향후 지진활동이 발생할 가능성이 매우 높은 지역이다(김도삼 등, 2007).

2.2 T-wave

해양에서 관찰된 지진신호는 대게 P파, S파 그리고 T파로 구성되며, 앞의 두 파들은 탄성파인 반면, T파는 음파이다. T파의 주파수 대역은 1에서 100Hz사이이며, SOFAR channel이라는 최소 음속층 내로 들어갈 경우 큰 손실 없이 먼 거리를 이동하는 특성을 갖는다(Williams et al., 2006). 이러한 특징은 지진 발생 시 멀리 떨어진 곳에서 작은 규모의 해저지진까지도 탐지할 수 있게 해준다(N.R.Chapman et al., 2006).

2.3 해저지진탐지

T파를 이용하여 해저지진을 탐지하는 것은 기존의 육상 지진 관측망이나 수중 압력계를 이용한 탐지와 비교했을 때 여러 장점을 가지고 있다.

수중음향을 이용하였을 경우 작은 규모의 해저지진 탐지 뿐 아니라 통상 지진학에서 사용해왔던 진앙결정에서 비교적 어려움이 있었던 해저지진의 위치결정에도 큰 도움을 주고 있다. 수중음향을 이용한 해저지진의 탐지는 수 km의 오차를 가지며 기존의 탐지 방식보다 더 정확한 진앙지를 결정할 수 있다(Fox et al., 2001).

3. T-wave 전파모의

3.1 음파전달모델

해양 환경은 시·공간적으로 수온, 염분, 해수면, 해저면 그리고 해수 중의 비균질한 경계면의 영향 등으로 변동이 심하고 이러한 요인에 따라 음파 전달에 있어 시·공간적 변화가 발생하며 그 과정에서 발생되는 전달 손실을 구하기 위해 수치적인 음파 전달 모델을 사용한다. 이에 본 연구에서는 T-wave모의를 위해 해양환경 인자가 반영가능하고 저주파 장거리 음파전달 모의에 적합한 RAM(Range dependent Acoustic Model)을 이용하였다

3.2 전파모의

일본 서쪽 해안에 존재하는 지진공백역에서의 지진 발생을 가정한 동해로의 T-wane 전파를 수치모델을 통해 모의하였다 (Fig.1, Fig.2)

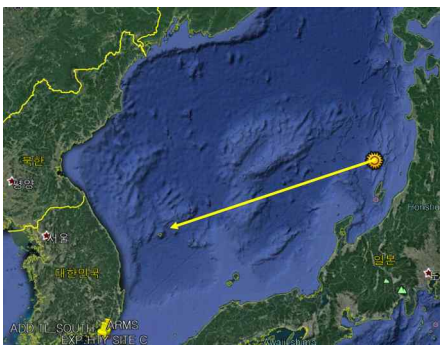


Fig.1 Modeling direction

4. 결 론

일본 서측연안에 위치한 지진공백역에서의 지진 발생은 대륙사면을 통해 T파가 발생하기 유리한 조건이다. 또한 동해에 형성되어있는 최소 음속층을 통한 전파로 장거리 전파가 가능하며 수심 약 500 ~ 1000 m부근에서 강하게 전파됨을 확인하였다. 본 모의를 통해 향후에는 진앙으로 부터의 방위각별 T파 전파를 모의하여 동해로의 공간적인 전파양상을 모의할 예정이며 또한 다른 지역에 존재하는 지진해일 발생을 통해 우리나라에 영향을 줄 가능성이 있는 지역에서의 전파를 모의할 예정이다.

후 기

본 연구는 기상청 “기상·지진 See - At 기술 개발 연구” (KMI2018-02510)의 지원으로 수행되었습니다.

참 고 문 헌

김도삼, 김지민, 이광호, 손병규 (2007). “일본 지진공백역에서의 지진해일이 우리나라의 남동연안에 미치는 영향분석”, 한국해양공학회지 제21권, 제6호, pp64.

Christopher G. Fox, Haruyoshi Matsumoto, Tai-Kwan Andy L 며 (2001). “Monitoring Pacific Ocean seismicity from an autonomous hydrophone array”, J. Geophys. Res. Vol 106, No B3, pp 4183-4184.

N.R. Chapman, R. Marrett (2006). “The directionality of acoustic T-phase signals from small magnitude submarine earthquakes”, J. Acoust. Soc. Am. Vol 119, No 6, pp 3669-3671.

Williams, C.M., Stephen, R.A., and Smith, D.K. (2006). “Hydroacoustic events located at the intersection of the Atlantis (30N) and Kane(2340’ N) transform faults with the Mid-Atlantic Ridge,” Geochem. Geophys. Geosyst. pp 7, 28

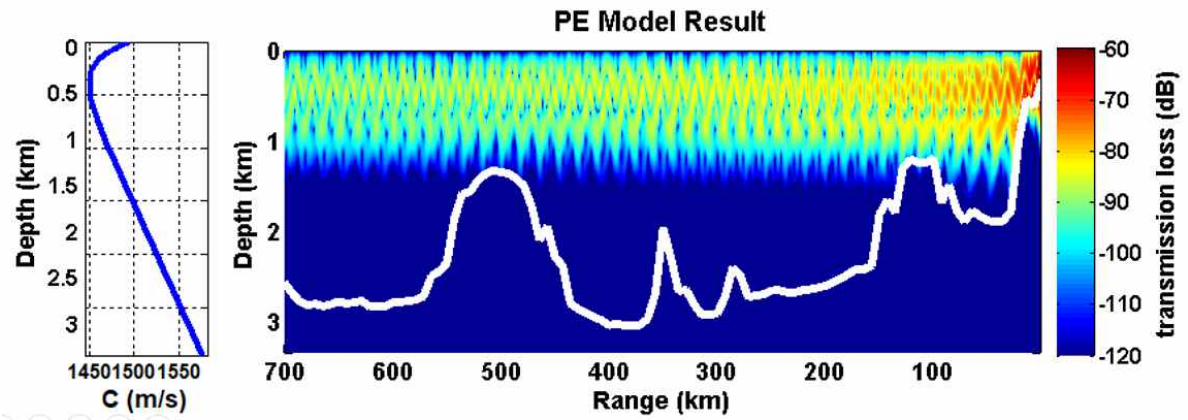


Fig.2 Vertical sound speed profile and numerical modeling result

수중작업자의 운용 및 관리에 관하여

이우동 · 허동수(경상대학교)

해안 및 해양공학 분야에서 구조물을 설치하기 위해서는 수중작업이 필수적이다. 해안공학의 수중작업은 비교적 얕은 수심에서 장시간 진행된다. 그리고 해양공학의 수중작업은 대수심의 고압환경에서 진행되는 경우가 많다. 따라서 수중작업자뿐 아니라 관리자들도 기초적 잠수지식을 비롯하여 전문잠수 영역까지 습득하여야 한다. 특히 관리자는 안전을 위해 감압테이블 또는 감압모델을 이용하여 잠수계획을 세우고, 모의잠수를 통해 수중작업자를 효율적으로 운용/관리하여야 한다. 하지만 국내의 현장관리자들은 대부분 잠수 관련 지식이 부족하여 수중작업자에게 일임한다.

본 연구에서는 레크레이션 잠수뿐만 아니라, 국내 수중작업에서 대부분을 차지하는 공기잠수, 나아가 전문잠수 영역인 나이트록스를 적용한 잠수모의를 진행하였다. 이 결과로부터 각각의 호흡기체의 적용범위, 안전, 효율 등을 고찰하여 수심, 작업시간에 따른 수중작업자의 운용 및 관리 방안을 논의하였다.

극지 강재의 동적 재료 특성 검증을 위한 충돌 실험 장비 및 검증 해석

장호상* · 황세윤* · 김민석* · 이장현*
*인하대학교 조선해양공학과

Collision test equipment and Validation FE analysis for dynamic material properties of arctic steel

Ho-Sang Jang*, Se-Yun Hwang*, Min-Seok Kim* and Jang-Hyun Lee*

*Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, INHA University, Incheon, Korea

KEY WORDS: Crushable foam model Crushable foam 물성 모델, ICE Impact 빙충돌, Extreme environment 극한환경, Impact pendulum 충돌 진자, ICE material 얼음 물성

ABSTRACT: *ice load is the most important consideration ing the design of ship or offshore structures in operate in polar regions. the deformation or failure of the structure is caused by the interaction that between the ice and structure. In this study, the collision pendulum equipment was manufactured to test the toughness of steel which is subjected to ice impact. Experiments are not in actual model test but in plate material impact resistance test to investigate the properties of materials. We will apply mutual verification using FEA in the further work. And the final goal of this study is to apply the real structure for FEA model through the validated finite element analysis.*

1. 서 론

빙하가 녹으면서 빙해지역을 운행하는 선박이나 해양구조물의 설계에서 빙하중은 가장 중요하게 고려되는 요소이다. 빙판 또는 빙괴와 구조물의 충돌 과정에서 발생하는 상호작용에 의해 강재의 변형이나 손상을 유발한다. 따라서 본 연구에서는 빙충돌에 의한 강재의 인성 실험을 위해 충돌 진자 장비를 제작하고 유한요소해석의 결과 타당성을 검증하고자 한다. 빙충돌 진자 장비는 실제로 제작하고 현재 운용중인 장비를 참고하여 제작하였다. 실험은 실제 모형 실험이 아닌 판재 재료의 내충격성 실험을 통해 재료의 특성을 파악하고 유한요소 해석에 적용할 예정이다.

먼저 실험을 진행하기 앞서 장비를 제작을 하기 위해서 현재 운용되는 빙충돌 진자 실험장비를 조사하였다(Clarke, G. S., 2012). 현재 국내에서는 빙충돌 진자 장비는 존재하지 않으며 캐나다에 실재하는 장비를 토대로 더 큰 장비를 제작하였으며, 충돌 속도도 기존 장비보다 더 높게 설계되었다.

또한, 실험결과를 활용하기 위해 유한요소해석모델에 적용한 연구들이 많이 있었으며 얼음의 물성이 중요한 요소이다. 가장 대표적인 동적 물성 모델은 Crushable Foam모델(Liu, Z. et al.. (2011).과 Drucker Prager 모델(Pernas-Sánchez, 2012)이 있다. 본 연구에서는 Crushable Foam을 빙충돌 해석모델에 적용하여 실험 결과와 비교할 예정이다. 검증된 유한요소 해석 모델을 토대로 확장하여 실제 모델에 적용하는 것이 본 연구의 최종 목표이다.

2. 빙충돌 진자 실험 장비 제작

본 연구에서는 빙충돌 실험을 진행하기 위해서 장비를 제작하였다. 기존 극한환경용 고인성 재료 개발을 위한 충돌 특성을 실험하는 방법으로는 Charpy 충격시험 방법, 낙하 충격 시험 등이 있으나 모두 단방향(Uni-Direction)으로 재료 특성을 시험 방법으로 수행해왔다. 본 연구에서는 단반향 뿐만 아니라 양방향(Bi-Direction) 충돌을 고려하기 위해서 진자형식의 충돌 장비를 구축하였다. 충돌 진자 장비는 현재 조사된 바로는 해외에서 1건, 국내에서는 전무한 것으로 조사되었다.

2.1 빙충돌 진자 실험 장비 제원

빙충돌 진자 장비를 제작하기 위해서 캐나다에 소재한 Memorial Univ.에서 운용중인 장비에서 작안하여 제작하였다. 본 연구에서는 단방향 충돌 뿐만 아니라 양방향(Bi-direction)충돌 특성을 파악하기 위한 실험 장비를 구축하였다. 먼저 실험 장비를 제작하기 위해 고려해야할 사항은 표 1에 정리하였으며 주요 고려사항은 크게 진자부, 시편부, 진자 제어 및 계측 시스템, 장비 구조로 정의하였다. 진자부는 진자의 속도와 고정 및 낙하 방안, 시편부는 시편의 크기, 형상 그리고 고정방안을 고려하였다. 또한, 실험 장비의 운용시 계측할 센서 및 계측 장비들과 장비 낙하를 제어할 방안에 대해서 고려하였으며, 실험 시 계측할 항목과 실험 후 계측할 항목을 나누어 정리하였다. 구조 또한 충돌실험에 진동 및 피로 수명 등을 고려하였으며 하부 지반 공사는 필요하면 진행할 것이다.

Table 1 Considerations for ice impact pendulum equipment

구분	고려사항
진자	충돌 속도 (최대 10knots (5.2m/s))
	Clamp & Release 방안
시편	판재 시편 교체 및 고정
	ICE 시편 교체 및 고정 (ICE Holder)
제어	속도 제어기 개발 및 계측 시스템 구축 방안
구조	Frame (Beam) 하부 고정 방법

위 고려사항 중에서 중요 변수인 속도(V)를 정의하기 위해서 위치에너지와 운동에너지의 상관관계를 이용하였다. 또한 장비의 크기와 공간적 제약을 감안하여 진자 팔 길이(l)는 1.2m, 인양 높이(h)는 1.2m(인양 각도: 60 degree)로 결정하였다. 그림 2는 위 설계안으로 제작된 실제 충돌 장비이며 장비 크기는 5m×2m×2.3m이로 제작하였다.

$$V_{max} = \sqrt{2gh} = \sqrt{2gl(1-\cos\theta)} \quad (1)$$

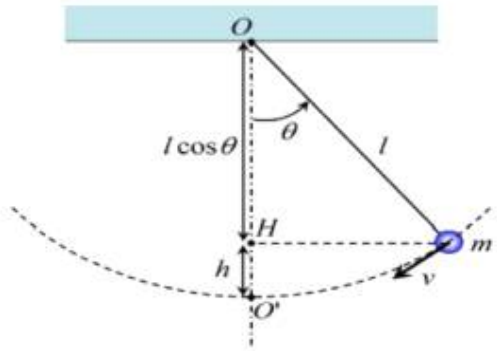


Fig. 1 Definition of velocity for impact pendulum



Fig. 2 ICE impact pendulum equipment

2.2 빙충돌 진자 실험 시편

빙충돌 진자 실험시 부착하게될 시편의 형상은 그림 3과 4에 제시하였다. ICE의 경우 반지름이 150mm의 반구형과 원뿔형 형상을 선택하였으며 ICE 제작과 고정을 위한 홀더(Holder)를 별도로 제작하였다. 판재시편이 경우 실험장비 구조물과 간섭을 피하기 위해 500mm×1,000mm이며 두께는 10, 15, 20mm로 결정하였으며 판의 변형을 고려하여 판재 시편의 양 끝단만 고정하여 결속 시킨다.

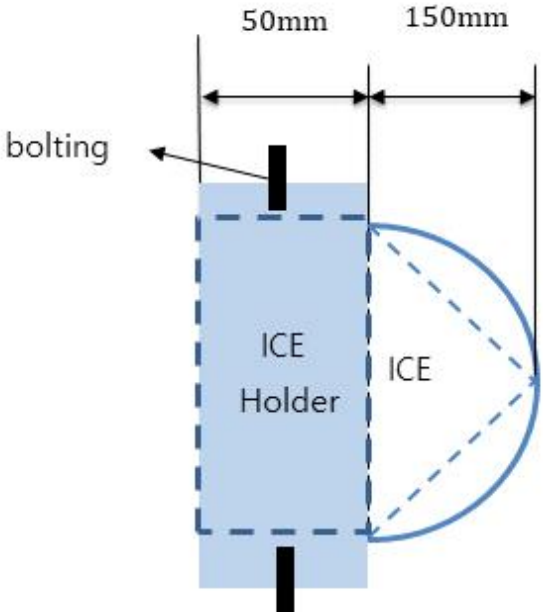


Fig. 3 The shape of ICE

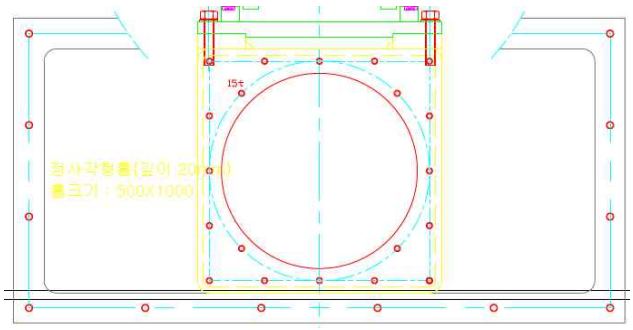


Fig. 4 The shape of Plate

2.3 빙충돌 진자 실험 장비 성능 검증

빙충돌 장비의 최대 변수는 충돌 속도이며 원하는 충돌속도가 나오는지 검증하기 위해서 장비 테스트를 진행하였다. 측정 변수는 진자부에 가속도계와 진자 팔에 각속도계를 부착하여 계측하였다. 가속도와 각속도의 계측 결과는 그림 5, 6에 제시하였다. 계측된 가속도를 적분하여 속도를 구하고 각속도를 미분하여 속도를 구하여 이론 값과 비교하여 표 2에 정리하였다.

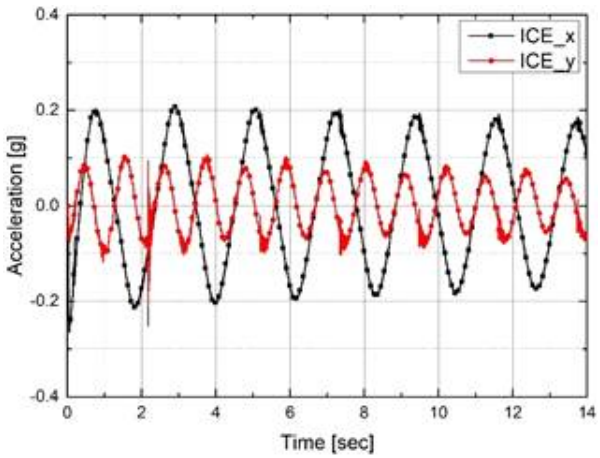


Fig. 5 The acceleration of pendulum at height 50mm

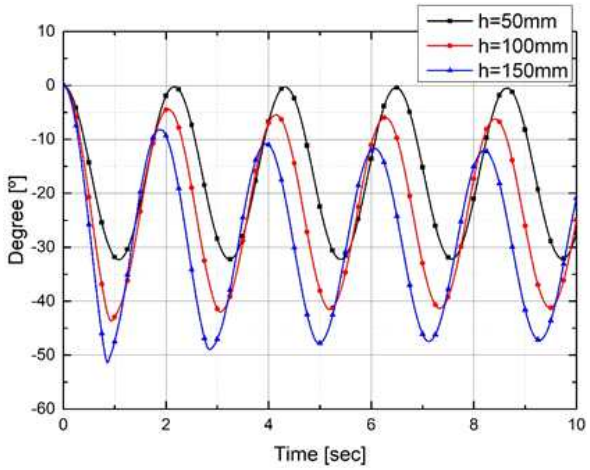


Fig. 6 The acceleration of pendulum as height

Table 2 Comparison of design velocity and measurement velocity

진자 높이 [mm]	설계 속도 [m/s]	계측속도 (가속도계) [m/s]	계측속도 (각속도계) [m/s]
50	0.99	0.67	0.94
100	1.11	1.4	1.36
150	1.62	1.71	1.77

3. 결 론

캐나다 소재의 Memorial Univ.의 빙충돌 진자 장비를 토대로 국내에서 최초의 빙충돌 실험 장비를 설계하고 제작하였다. 그리고 장비의 성능을 검증하기 위해서 가속도와 각속도를 계측하여 충돌 속도를 확인하였으며 충돌 시 속도는 설계속도와 유사하게 나타나는 것을 확인하였다. 추후 연구를 통해 빙충돌 유한요소 해석모델을 작성하고 충돌 실험결과와 비교할 예정이다.

후 기

본 논문은 산업통산자원부 산업소재핵심기술개발사업 “극한환경용 ICE 내충돌, 고인성 해양플랜트 강재 및 적용 기술 개발” 과제, 산업통상자원부 산업전문인력역량강화사업의 재원으로 한국산업기술진흥원(KIAT)의 “조선해양산업 퇴직인력활용 전문인력양성사업” 과제, “친환경·스마트 선박 R&D 전문인력 양성사업지원” 과제의 지원을 받아 수행되었습니다.

참 고 문 헌

Clarke, G. S. (2012). Ice collision experiments with a pendulum impact apparatus (Doctoral dissertation, Memorial University of Newfoundland).

Documentation, A. B. A. Q. U. S. (2009). release 14. SAS IP.

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.

KAZUO NOZAWA (2010). ”빙해공학“ 문운당

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.

Pernas-Sánchez, J., Pedroche, D. A., Varas, D., López-Puente, J., & Zaera, R. (2012). Numerical modeling of ice behavior under high velocity impacts. International Journal of Solids and Structures, 49(14), 1919-1927.

Zhu, L., Qiu, X., Chen, M., & Yu, T. X. (2016). Simplified Ship-Ice Collision Numerical Simulations. In The 26th International Ocean and Polar Engineering Conference. International Society of Offshore and Polar Engineers.

초탄성재료 해석을 위한 재료모델 계수에 관한 실험적 연구

박병재* · 이강수* · 기민석* · 김현석* · 김도엽*
*한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소 해양플랜트·에너지연구본부

A Study on the Coefficient of Hyperelastic Material Model for Natural Rubber

Byoungjae Park*, Kangsu Lee*, Minsuk Ki*, Hyun-seok Kim*, and Doyoub Kim*
*Offshore Plant and Marine Energy Research Division, · KRISO, Daejeon, Korea

KEY WORDS: Rubber 고무, Hyper-Elastic material 초탄성재료, Mooney-Rivlin 무니-리블린. Ogden 오그덴, Strain energy density function 변형률 에너지 밀도함수, Simple Tension Test 단순인장시험, Planar Test 평면인장시험, Biaxial Test 다축인장시험

ABSTRACT: *Hyperelastic materials such as rubber are used in various fields such as machinery, civil engineering and marine for reducing of vibration, noise and impact. Hooke's law does not apply to superelastic materials because stress and strain have nonlinear relations. Therefore, nonlinear material model expressed by strain energy is used to simulate the behavior of hyperelastic material. For reliable analysis, it is important to select appropriate material model and to derive appropriate material model coefficient through material test. In this study, to analyze numerical simulation results of hyperelastic materials according to the combination of test data. Simple tension test, planar test and biaxial test were performed on specimens based on natural rubber with a hardness of 43 and material model coefficients were derived according to the combination of test results. Nonlinear analysis are carried out for Mooney-Rivlin model and Ogden model to investigate the change of analysis results according to the combination of test results.*

1. 서 론

고무(Rubber)와 같은 초탄성 재료(Hyperelastic material)는 진동/소음/충격 완화를 위하여 기계, 토목 및 해양 등 다양한 분야에서 활용되고 있다. 초탄성 재료는 낮은 하중에서도 대변형의 특성을 나타내며 일반적인 강재와는 달리 응력과 변형률이 비선형 관계를 가지므로 훅의 법칙(Hooke's law)이 적용되지 않는다. 따라서 초탄성 재료의 거동 모사는 변형률 에너지(Strain energy)로 표현되는 비선형 재료모델이 사용되며 신뢰성 높은 해석을 위해서는 재료시험을 통한 적절한 재료모델의 선택과 재료모델 계수의 도출이 중요하다.

한편, 대표적인 초탄성 재료인 고무는 주재료의 종류, 첨가제의 배합조건 및 제조과정의 환경조건에 따라 다양한 특성이 나타나기 때문에 표준화된 재료물성이 존재하지 않는다. 따라서 재료의 거동 모사를 위해서는 재료의 기계적 물성 시험이 필수적이다. 비선형 재료모델 계수 도출을 위해서는 단순인장시험, 평면인장시험, 다축인장시험 및 체적시험이 필요하지만 체적시험을 제외하고 하나의 시험결과만으로도 재료모델 계수를 도출할 수 있다.

본 연구에서는 시험데이터의 종류에 따른 초탄성 재료의 해석결과 분석을 위하여 경도가 43인 천연고무 기반의 시편에 대하여 단순인장, 평면인장, 다축인장 시험을 수행하고 시험데이터의 조합에 따라 재료모델 계수를 도출하여 해석을 수행하였다.

2. 비선형 재료모델 및 재료모델 계수

2.1 비선형 재료모델 일반

초탄성 재료의 거동 모사를 위한 비선형 재료모델은 변형률 에너지 밀도함수로 표현되며 접근방법에 따라 다양한 모델이 존재한다. 본 연구에서는 Mooney-Rivlin 모델과 Ogden 모델 2종을 고려하였으며 다음과 같이 표현된다. 단, 대상 시편은 비압축성으로 고려하여 체적시험을 수행하지 않았으며 체적계수는 0으로 가정하였다.

(1) Mooney-Rivlin Model

$$U = C_{10}(\overline{I}_1 - 3) + C_{01}(\overline{I}_2 - 3)$$

여기서 $\overline{I}_1$와 $\overline{I}_2$는 1차, 2차 불변량이며 C_{10}과 C_{01}는 실험을 통하여 획득되는 모델 상수이다.

(2) Ogden Model

$$U = \sum_{i=1}^{N} \frac{\mu_i}{\alpha_i^2}(\overline{\lambda_1}^{\alpha_i} + \overline{\lambda_2}^{\alpha_i} + \overline{\lambda_3}^{\alpha_i} - 3)$$

여기서 μ_i, α_i는 실험을 통하여 획득되는 모델 상수이다.

2.2 비선형 재료모델 계수

비선형 재료모델 계수는 3종의 시험데이터 조합으로 도출하였으며 시험 데이터와 각 시험데이터 조합은 Fig. 1과 Table 1에

각각 나타내었으며 시험데이터 조합에 따른 Mooney-Rivlin 모델계수와 Ogden 모델계수는 Table 2와 Table 3에 나타내었다.

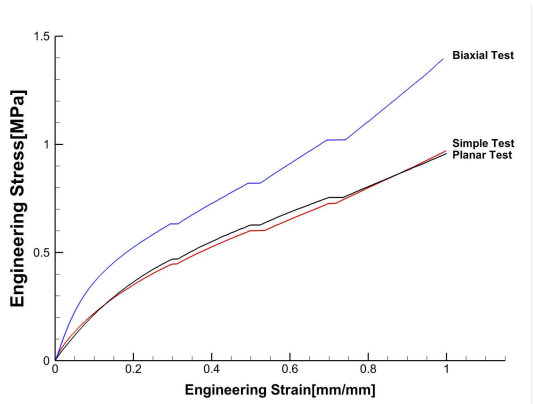


Fig. 1 Result of three Experimental data

Table 1 Combination of tests for Material model coefficient

ST	Simple Tension Test
BT	Biaxial Test
ST+PT	Simple Tension Test+Planar Test
ST+BT	Simple Tension Test+Biaxial Test
PT+BT	Planar Test+Biaxial Test
ST+BT+PT	Simple Tension Test+Planar Test+Biaxial Test

Table 2 Mooney-Rivlin model coefficients by case

	C_{10}	C_{01}
ST	0.07289229906	0.34170214400
BT	0.35291102800	-0.01187754702
ST+PT	0.28290094000	-0.00329385716
ST+BT	0.29342441800	0.01130679460
PT+BT	0.25770880600	0.02151048839
ST+BT+PT	0.27185541200	0.01668251727

Table 3 Ogden model coefficients by case

	μ_1	α_1	μ_2	α_2	μ_3	α_3
ST	0.6959	0.1082	-0.6165	12.5029	1.2364	-24.999
BT	-1.5764	0.8220	2.7659	2.0408	-0.3124	-1.2769
ST+PT	5.2740	-0.6524	0.0003	13.4184	-4.6122	-0.9782
ST+BT	3.5015	2.6429	-2.8148	2.9063	0.00003	-8.5370
PT+BT	2.1815	1.7703	-1.5632	2.0814	0.0004	-6.4573
ST+BT+PT	2.4499	2.4576	-1.8065	2.7923	0.0002	-7.0747

3. 초탄성 재료의 비선형 해석

재료모델 상수에 따른 거동특성 모사를 위하여 한 변의 길이가 1인 단위요소 모델을 작성하였으며 (Fig.2) 단순인장(ST), 평면인장(PT) 및 다축인장(BT) 시험 모사를 위한 경계조건과 해석조건은 Table 4~5와 같다. 초탄성 재료의 비선형 해석은 상용유한요소 해석 프로그램인 Abaqus에서 수행하였으며 C3D8RH요소를 사용하였다.

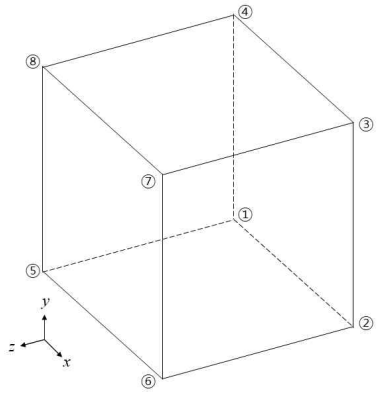


Fig 2 Unit element model

Table 4 Definition of nod set

PLANE_X0	④ ① ⑧ ⑤
PLANE_X1	② ③ ⑥ ⑦
PLANE_Y0	① ② ⑤ ⑥
PLANE_Y1	③ ④ ⑦ ⑧
PLANE_Z0	① ② ③ ④
PLANE_Z1	⑤ ⑥ ⑦ ⑧

Table 5 Boundary condition for analysis

Simple Tension Test	PLANE_X0	고정
	PLANE_Y0	고정
	PLANE_Z0	고정
	PLANE_X1	X방향 변위(1)
Planar Test	PLANE_X0	고정
	PLANE_Y0	고정
	PLANE_Y1	고정
	PLANE_Z0	고정
	PLANE_X1	X방향 변위(1)
Biaxial Test	PLANE_X0	고정
	PLANE_Y0	고정
	PLANE_Z0	고정
	PLANE_X1	X방향 변위(1)
	PLANE_Y1	Y방향 변위(1)

4. 결과 분석

4.1 Mooney-Rivlin 모델

Fig. 3~5는 단순인장, 평면인장 및 다축인장시험 결과와 Mooney-Rivlin 모델을 적용하여 각 시험조합 조건에 따른 해석결과를 보여주고 있으며 변형률 1.0을 기반으로 변형률 에너지를 비교한 결과는 Table 6에 나타내었다. 단순인장시험의 거동은 BT를 다른 시험데이터 조합은 시험데이터를 적절한 수준에서 반영하고 있음을 확인하였다. 변형률 에너지 관점에서도 21.2%의 오차를 갖는 BT를 제외하고 다른 모든 조합은 오차율

이 5%이내의 시험데이터를 잘 반영하고 있다. Fig. 4에 나타낸 평면인장 시험의 거동은 ST+PT와 PT+BT 조합이 가장 잘 모사하고 있으며 에너지 관점에서도 동일한 결과를 확인할 수 있다. Fig. 5에서 보이는 바와 같이 다축인장시험의 거동은 ST와 ST+PT를 제외하고 모든 조합이 시험데이터를 잘 반영하고 있다. 또한 에너지 관점에서도 ST와 ST+PT조합을 제외하고는 모든 조합이 3%내외를 보이고 있다.

Mooney-Rivlin 모델의 경우, ST+PT+BT 조합이 3종의 시험을 모두 잘 표현하고 있으며 단일 시험 결과만으로는 다른 시험을 정확히 모사하지 못한다. 단순인장 시험만으로 재료모델계수를 도출할 경우에는 평면인장 및 다축인장 시험을 표현하기가 매우 어렵다. 반대로 다축인장 시험만으로 재료모델 계수를 도출할 경우에는 단순인장 및 평면인장 시험의 거동을 표현하기 어려울 것으로 판단된다.

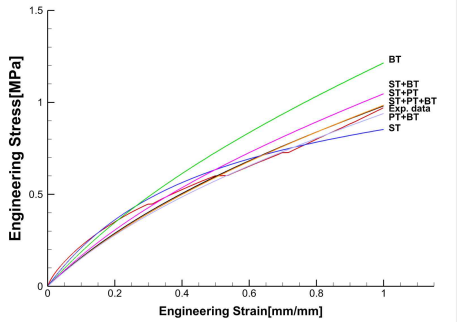


Fig. 3 Simple tension test result for Mooney-Rivlin model

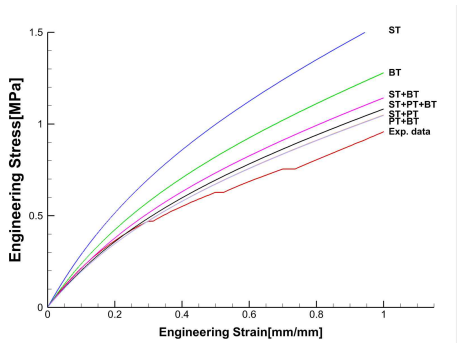


Fig. 4 Planar test result for Mooney-Rivlin model

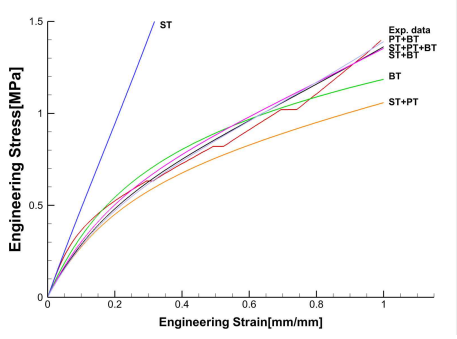


Fig. 5 Biaxial test result for Mooney-Rivlin model

Table 6 Comparison of Moony-Rivlin model analysis based on test combination

	Simple Tension	Planar Test	Biaxial Test
Experimental Data	0.0%	0.0%	0.0%
ST+PT+BT	1.0%	11.4%	0.9%
ST	0.5%	60.0%	233.1%
BT	21.2%	31.6%	0.5%
ST+PT	1.5%	7.9%	13.8%
ST+BT	5.4%	17.6%	2.8%
BT+PT	4.9%	7.8%	0.8%

4.2 Ogden 모델

Fig. 6~8는 단순인장, 평면인장 및 다축인장시험 결과와 Ogden 모델을 적용하여 각 시험데이터 조합 조건에 따른 해석 결과를 보여주고 있으며 Mooney-Rivlin 모델과 동일하게 변형률 1.0을 기반으로 변형률 에너지 비교한 결과는 Table 7에 나타내었다. Fig.6에 단순인장시험의 거동은 BT와 PT를 제외한 모든 조합에서 거동을 잘 모사하고 있으며 변형률 에너지 관점에서도 BT와 PT 조합을 제외하면 모든 시험조합이 5%이내이다. 또한 Fig. 7에 나타낸 평면인장 시험의 경우, ST와 BT 조합을 제외하면 모든 조합이 시험 데이터를 잘 모사하고 있으며 에너지 관점에서도 유사한 결과를 확인할 수 있다. 마지막으로 Fig. 8과 같이 다축인장시험은 ST와 ST+BT 시험 조합이 매우 큰 오차를 보이며 다른 시험 조합은 약 5%정도의 오차를 보이고 있다. Ogden 모델도 Mooney-Rivlin 모델과 동일하게 ST+PT+BT 조합이 3종의 시험을 모두 잘 만족시키고 있다. 반면, 단일 시험만으로 해석을 수행하였을 경우에는 다른 시험거동을 제대로 표현하지 못하며 Ogden 모델이 Mooney-Rivlin 모델에 비하여 시험조합에 따른 변화가 큰 것을 확인할 수 있다.

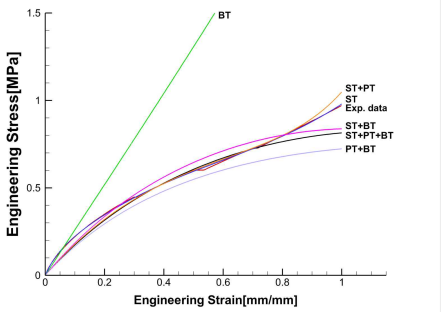


Fig. 6 Simple tension test result for Ogden model

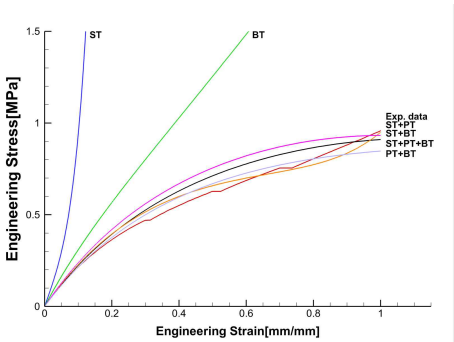


Fig. 7 Planar test result for Ogden model

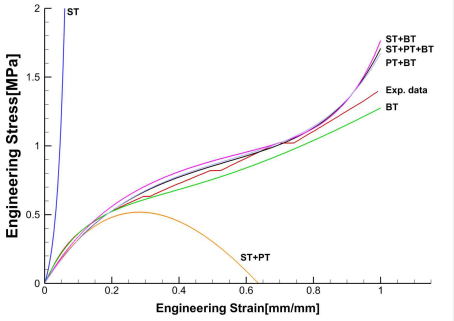


Fig. 8 Biaxial test result for Ogden model

Table 7 Comparison of Ogden model analysis based on test combination

	Simple Tension	Planar Test	Biaxial Test
Experimental	0.0%	0.0%	0.0%
ST+PT+BT	4.8%	8.5%	4.0%
ST	0.0%	227e5%	916e12%
BT	131.4%	115.3%	6.2%
ST+PT	0.5%	1.6%	72.9%
ST+BT	0.5%	14.1%	6.7%
BT+PT	14.1%	1.7%	4.5%

5. 결 론

본 연구에서는 경도가 43인 천연고무 기반 시편에 대하여 단순인장시험, 평면인장시험 및 다축인장시험을 수행하였으며 시험데이터 조합에 따른 재료모델 상수를 도출하여 해석을 수행하여 시험데이터 조합에 따른 해석결과의 정확성을 분석하였다.

(1) Mooney-Rivlin 모델과 Ogden 모델 모두 단순인장, 평면인장 및 다축인장 시험데이터를 조합하였을 경우 모든 시험 거동이 잘 표현되는 것을 확인할 수 있었다.

(2) 단일 시험데이터만으로도 재료모델계수를 도출 할 수 있으나 적용된 시험을 제외하고는 다른 종류의 시험을 제대로 모사하지 못한다.

(3) 재료의 적절한 거동 모사를 위해서는 3가지 시험을 수행하는 것이 가장 좋으며 최소한 2개의 시험데이터가 있어야 적절한 거동을 모사할 수 있다.

(3) Mooney-Rivlin 모델보다 Ogden 모델이 시험데이터 조합에 대하여 변화량이 크다. 따라서 단일 시험데이터를 사용할 경우에는 Mooney-Rivlin 모델을 사용하는 것이 좋다.

(4) 현재의 결과는 경도가 43인 천연고무 기반 시편에 대하여 한정되지만 다양한 종류의 시편에 대한 실험과 해석을 통하여 보다 일반화된 결과를 도출이 필요하다.

후 기

본 논문은 선박해양플랜트연구소의 주요사업인 “해양플랜트의 사고한계상태기반 구조손상도 평가 핵심기술 개발(2/3)”에 의해 수행되었습니다.(PES9480)

참 고 문 헌

김완두, 김완수, 김동진, 우창수, 이학주(2004). “고무부품의 유한요소해석을 위한 재료시험 및 비선형 재료물성에 관한 연구”, 대한기계학회 논문집 A권, pp 848~859

우창수, 박현성 (2007). “천연 및 합성고무의 기계적 물성 평가”, 엘라스토머 논문집, 제42권 제1호, pp 32~46

이동우, 박강근, 이민섭(2016) “초탄성 재료의 비선형 해석에 관한 연구”, 대한건축학회 학술발표대회 논문집, pp 1632~1633

Ogden, R. W., Saccomandi, G. and Sgura, I., 2004, “Fitting hyperelastic Models to Experimental Data,” Computational Mechanics, Vol. 34, No. 6, pp. 484~502.

Yeoh, O.H., 1993, "Some forms of the strain energy function for rubber," Rubber Chemistry and technology, Volume 66, Issue 5, November 1993, Pages 754-77

Arruda, E. and Boyce, M. C., 1993, “a Three-Dimensional Constitutive Model for the Large stretch Behavior of Rubber Elastic Materials” J. Mech. Phys. Solids, Vol. 41, No. 2, pp. 389~412

Beatty, M.F. and Stalnaker, D.O., 1986, “The Poisson Function of Finite Elasticity,” Transactions of the ASME, Journal of. Applied Mechanics, Vol. 53, pp. 807~813.

Ogden, R. W., Saccomandi, G. and Sgura, I., 2004, “Fitting hyperelastic Models to Experimental Data,” Computational Mechanics, Vol. 34, No. 6, pp. 484~502.

Rivlin, R. S. and saunders, D. W., 1951, “Large Elastic Deformations of Isotropic Materials – VII. Experiments on the deformation of Rubber” phlos. Trans. R. Soc.(A), Vol. 243, pp. 251~288

Wada, N., Takashima, M., Kondo, T. and Mitsuhashi, K., 2002, “Effect of Precision of Types of Test Pieces on Tenile Data of Vulcanized Rubbers” International Rubber Conference.

딥러닝기반의 이미지학습을 통한 저항 점 용접품질 검증

강지훈 · 김재화 · 구남국
동의대학교 조선해양공학과

Verification of Resistance Spot Welding Quality through Deep Learning Based Image Learning

Ji-Hun Kang, Jae-Wha Kim, and NamKug Ku

Dept. of Naval Architecture and Ocean Engineering, Dong-Eui Univ., Busan, Korea

KEY WORDS: Resistance spot welding 저항 점 용접, Quality verification 품질 검증, Deep learning 딥 러닝

ABSTRACT: *Currently, the welding process has many difficulties in welding conditions and quality control. Welding has many difficulties in uniforming the welding quality due to various causes such as working conditions, the shape of the welding material, the kind of the welding material, the foreign material on the surface of the welding material, the performance of the welding machine, and instability of the welding power source. Therefore, even if resistance spot welding is performed under the same conditions, uneven welding quality can be seen. In this study, we investigated a method to identify defects by using artificial neural network, considering various factors such as electrode oxidation, failure of welding machine, and material problem. During the resistance spot welding, the learning of the artificial neural network was carried out using the Convolutional Neural Network, such as the welding voltage, the welding current, and the pressing force. Tensorflow was used as a framework for artificial neural network learning. We also retrained the new data set for the Transfer Learning process by importing the structure and parameters of the Inception v3 model designed by Google.*

The voltage, current, and pressing force were measured using a voltage sensor, a current sensor, and a pressure sensor during spot welding of a welder using a single phase AC power source. Instantaneous dynamic resistance (IDR) was calculated by measuring the instantaneous value of the current and the instantaneous value of the voltage according to the sampling period of the predetermined sensor during one cycle of the supplied power. Also, the instantaneous values of the current and the voltage are measured as the same number at the same measurement time as instantaneous data for each sampling period. The data from the sensor was converted into an image file that can be visualized as a graph using the method described above. We created a folder with labels for normal welding and defect welding, and placed the Instantaneous Dynamic Resistance graph image corresponding to the label in each folder.

For the learning of artificial neural networks, we set the Bottleneck tensor size of Inception v3 model to 2048, the training step to 1000, and the learning rate to 0.01. In this process, we did not consider deformation such as left-right reversal or random cropping of images. Finally, the artificial neural network learned about 200 defect welding data and predicted welding results with about 70% accuracy. From the above results, it is considered that there is a need to increase accuracy by securing more data in the future.

1. 서 론

본 연구에서는 차세대 인공신경망을 용접 동특성에 적용하여 너트 저항용접 등 다양한 용접 프로세스의 불량 판별 기법 개발에 대하여 연구하고자 한다. 본 장에서는 용접 동특성 활용의 대표적인 예로 너트 저항용접의 불량, 그리고 인공신경망을 이용한 불량판별에 대하여 순차적으로 기술하고자 한다.

2.1 너트 저항용접의 불량

저항용접이란 용접할 모재 사이에 발생되는 접촉저항에 대전류를 흘려 발생되는 열로서 용접을 하는 것을 말하며, 이 용접 기법은 기계조립 전분야에 걸쳐서 널리 이용되고 있는 방법이다. Fig. 1에서 보는 바와 같이 너트를 얇은 철판에 용접할 때에도 저항용접 기법을 많이 사용하고 있다. 그러나 여러 가지 이유에서 너트가 정상적으로 놓여있지 않고 뒤집혀서 놓여있을 때, 혹은 너트의 돌기가 불량일 경우 저항용접이 정상적으로 진행되지 않으며, 이는 용접 불량으로 이어진다.



Fig. 1 Failure of resistance welding

2.1 인공신경망을 이용한 불량 판별

앞서 설명한 바와 같이 저항용접은 높은 전압과 전류를 순간적으로 모재에 가하면서 진행되는 작업이다. 이 때 발생되는 전압 및 전류를 측정하면 정상용접일 경우와 불량용접일 경우에 각각 다른 전압과 전류의 파형이 측정 되며, Fig. 2는 실제 측정된 전압 및 전류 데이터이다.

위의 결과만으로는 정상용접 및 불량용접의 결과를 판단하기 어렵다. 하지만 전압 및 전류를 활용하여 순시동저항 및 평균동저항 등을 계산할 수 있는데, 이를 활용하면 약 80%의 정확도로 정상 및 불량용접을 구분하는 것이 가능하다[1]. Fig. 3은 순시동저항 및 평균동저항을 활용한 정상 및 불량용접 판별 알고리즘의 순서도이다.

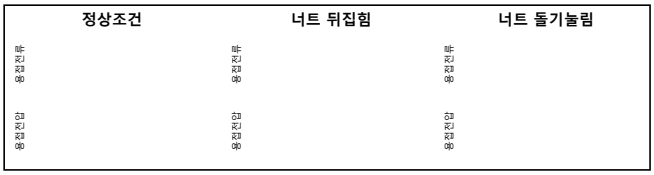


Fig. 2 Current and valtage of resistance welding

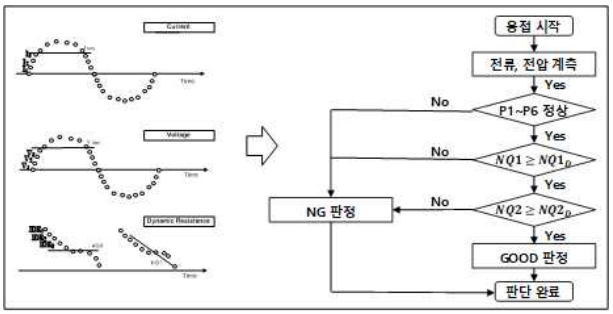


Fig. 3 Algorithm for welding failure detection[3]

그러나 이러한 방법은 정확도를 현재 수준보다 더 끌어 올리는 것이 쉽지 않으며, 용접 대상이나 환경이 변경되면 순서도나 혹은 순서도 내의 판단 기준 값을 사람이 직접 변경해야 하는 한계가 있다.

본 연구에서는 이러한 단점을 극복하기 위해서 차세대 인공신경망 기술을 활용한 기계학습을 적용할 것이다. 본 연구에서 대상으로 하는 데이터는 유사한 패턴이 시간순으로 측정된다는 특징이 있다. 이를 위하여 이미지나 패턴 인식에 유리한 합성곱 신경망(Convolution Neural Network, CNN)을 활용할 예정이다.

2. 국내외 연구 동향

현재까지 용접의 품질을 판별하기 위해서 여러 가지 연구가 수행 되었다. 그 중에는 인공신공망 기술을 활용한 연구도 있는데 조용준 등[5]은 이를 전류 및 전압을 입력으로 하여 아크용접의 잔류 응력을 판별 하였고, 김민석 등[2]은 전류 및 전압을 입력으로 하여 GMA 용접에서의 이면비드 생성 유무를 판단하였다. Johannes Gunther 등[8]은 용접부 사진을 입력으로 하여 불량을 판별 하였고, A. Sumech등[7]은 전류 및 전압을 입력으로 하여 아크용접의 불량을 판별 하였다. 한편, 저항 점 용접에 대해서는 퍼지제어[6], Adaptive Resonance Theory(ART) Neural Network[4], Learning Vecor Quantization(LVQ) Neural Network[9] 등을 기반으로 동저항을 입력으로 받아 인장강도나 파단 형상을 예측하는 기술이 연구되었다. 하지만 현재 상용화된 저항점용접의 실시간 불량 판별 기술은 모니텍[1] 보유 기술이 유일하며, 이에 본 연구에서는 모니텍의 불량 판별 기술에 합성곱 신경망을 접목하였다.

3. 알고리즘 설명 및 결론

저항 스폿 용접에서 인공 신경망의 학습은 Convolutional Neural Network를 이용하였으며, 용접 전압, 용접 전류, 가압력 등의 데이터를 활용하였다. Tensorflow는 인공 신경 네트워크 학습을위한 프레임 워크로 사용되었다. 또한 Google에서 설계한 Inception v3 모델의 구조와 매개 변수를 활용하여 기계 학습을 수행하였다.

전압, 전류 및 압력은 단상 AC 전원을 사용하는 용접기의 스폿 용접 중에 전압 센서, 전류 센서 및 압력 센서를 사용하여 측정하였다. 순시 동적 저항 (IDR)은 공급 전력의 1주기 동안 센서의 샘플링주기에 따라 전압의 전류 및 순간 값을 측정함으로써 계산되었다. 또한, 전류 및 전압의 순간 값은 각각의 샘플링 주기에 대한 순간 데이터와 동일한 측정 시간에서 동일한 수로 측정된다. 센서의 데이터는 파이썬의 matplot을 활용하여 그래프로 시각화 하였다. 해당 데이터를 일반 용접 및 결함 용접 용 레이블이 있는 폴더를 만들고 각 폴더의 레이블에 해당하는 순간 동적 저항 그래프 이미지를 배치하였다.

인공 신경망 학습을 위해 Inception v3 모델의 Bottleneck 텐서 크기를 2048, 학습 단계를 1000, 학습 속도를 0.01로 설정하였다. 이 과정에서 이미지의 좌우 반전 또는 임의 크롭과 같은 변형은 수행하지 않았다. 마지막으로, 인공 신경 네트워크는 약 200 개의 결함 용접 데이터를 학습하고 약 70% 정확도로 용접 결과를 예측 하였다. 위의 결과로부터 앞으로 더 많은 데이터를 확보하여 정확성을 높이는 것이 필요하다고 판단된다.

후 기

본 논문은 해양수산부 해양장비개발 및 인프라구축사업인 “해양플랜트 플로트오버 및 복수크레인 설치설계 핵심기술개발”과제의 연구결과 중 일부임을 밝힙니다.

참 고 문 헌

[1] 고미혜, 최경우, 황동수, 방창석, 김희현, 최건, 홍영표, 저항 너트/볼트 프로젝션 공정에서 용접 품질 알고리즘 개발, 2014년 추계용접학술대회

[2] 김민석, 신승민, 김동현, 이세헌, 딥러닝(Deep Learning)을 이용한 GMA 용접에서 이면비드 생성 유무 판단 알고리즘에 관한 연구, Journal of Welding and Joining, Vol.36 No.2 pp74-81, 2018

[3] ㈜모니텍 홈페이지, 2018, http://monitech.co.kr

[4] 윤현상, Adaptive Resonance Theory I Neural Network를 이용한 저항 점 용접부 품질 예측, 2017

[5] 조용준, 이세헌, 엄기원, 인공신경회로망을 이용한 탄산가스 아크 용접의 잔류응력 예측에 관한 연구, Journal of KWS, Vol.13, No.3 pp77-88, 1995

[6] 조용준, 이세헌, 엄기원, 퍼지 알고리즘을 이용한 저항 점 용접의 실시간 품질 평가 기술 개발에 관한 연구, Journal of KWS, Vol.16 No.5 pp420-429, 1998

[7] A.Sumesh, K.Rameshkumar, K.Mohandas and R.Shyam Babu, Use of Machine Learning Algorithms for Weld Quality Monitoring suing Acoustic Signature, Procedia Computer Science Vol. 50, pp. 316-322, 2015

[8] Johannes G¨unther, Hao Shen and Klaus Diepold, Neural Networks for fast sensor data processing in Laser Welding

[9] Mahmoud El.Banna, Dimitar Filev and Ratna Babu Chinnam, Online qualitative nugget classification by using a linear vector quantization neural network for resistance spot welding, The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Vol. 36, No. 3-4, pp. 237-248, 2008McGraw-Hill, New York.

해양플랜트 기자재 내식성능 향상을 위한 알루미늄 표면제어기술의 실해역 실증 시험 연구

성기영*·오재원*·서영균*·정정열*

*한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소

A Study on the Verification Test of Aluminum Surface Control Technology for Improving the Corrosion Performance of Offshore Plant Equipment in Actual Sea Area

Ki-Young Sung*, Young-Kyun Seo*, Jae-Won Oh* and Jung-Yeul Jung*

Koerea Research Institute of Ships & Ocean Engineering, KRISO, Daejeon, Korea

KEY WORDS: 표면제어기술 검증(Verification of surface control technology), 기계적 물성변화(change in mechanical properties)

ABSTRACT:

This study is performed to improve corrosion resistance of metal materials used in offshore plants and to develope the technology for application of offshore materials. The objective of the test is to verify the surface control technology by comparing the lab scale test and comparative analysis by directly exposing the surface treated specimen to the actual sea area environment. Four sets of test pieces were installed on the coast of Jangmok-myeon, Geoje-si, and one set of test pieces were recovered every time and measured for mechanical material change.

1. 서 론

전 세계적으로 에너지 사용량은 지속적으로 증가하고 있는 추세이다. 육상자원이 점차 고갈되어 가고 있는 상황에서 대체 에너지원을 확보하기 위해 해양자원의 개발에 많은 관심이 집중되고 있다. 해양자원의 발굴, 시추, 생산 등 자원개발을 위해서는 해양설비 기술 확보와 안전, 환경을 고려한 높은 수준의 요구조건을 만족시켜야 한다. 또한, 해양환경은 해수나 해풍에 의해 장비 및 기자재의 수명이 단축되기 때문에 유지보수에 적지 않은 비용이 소요된다.

육상과 달리 해양에 사용되는 금속재료는 염분에 의해 표면 부식이 빠르게 진행되어 내구성을 저하시키는 요인이 된다. 해양구조물, 선박, 교량 등은 대부분 철, 스테인리스, 알루미늄의 금속으로 제작되었기 때문에 부식방지를 위해 다양한 코팅재료를 적용시켜 사용하고 있다. 여러 가지 코팅 재료 중에 유기코팅 재료는 다양한 환경조건에서 기계적, 화학적 물성 및 재료의 조합이 우수하고 가격 경쟁력 때문에 가장 광범위하게 사용되고 있다. 해양 환경과 같이 부식에 노출된 환경에서는 부식을 방지하기 위해 가장 많이 사용되는 것이 유기코팅재료이다. 그중 하나인 경화된 에폭시(친수성)는 외부 환경으로부터 수분의 침입을 쉽게 허용하는 단점이 있는 반면 금속과의 우수한 접착력 때문에 많이 사용되고 있다. 반면 불소 코팅재료는(소수성) 외부 환경으로부터 수분의 침입이 어려워 부식방지용 코팅재료로는 적합하지만 금속과의 접착력이 약하고 작업에 따른 분진 등이 발생하여 코팅 표면에 오염을 일으키는 단점으로 제기되고 있다(손민영 등, 2016). 금속재료의 부식방지 성능 향상을 위해 산업체와 해당 분야의 많은 연구원들이 금속의 표면처리 방법에 대해 연구를 진행되고 있지만 아직 완벽한 부식방지 기술이 개발되어 적용되지는 못하고 있다. 선박해양플랜트연구소(KRISO)는 해양플랜트에 사용되고 있는 기자재의 내식 성능향상을 위한 연구로 알루미늄 소재를 활용한 표면제어기술을 연구 수행 중에 있다(성기영 등 2017). 일반적으로 알루미늄은 산화가 진행되면서 강도 저하와 같은 기계적 특성이 달라지기 때문에 내식성, 내마모성을 향상시키기 위해 아노다이징 처리를 하여 사용한다. 하지만 작업 공정이 복잡하고 여러 조건을 만족해야 하는 불안정한 요소들이 많기 때문에 해양플랜트 현장에서는 작업성이 편리하고 유비보수 비용이 적은 코팅 기술개발을 필요로 하고 있다.

본 연구의 목적은 알루미늄(AL6061) 소재로 제작된 시편에 표면을 표면개질(Dipping), 코팅(Spray-coating) 처리하여 실제 바다 환경에 노출시켜 랩 스케일의 실험 데이터와 비교 분석을 통한 표면제어기술을 검증하는데 의의가 있다.

2. 실 해역용 시편 거치대 제작 및 설치

시편은 Fig. 1과 같이 기계적 물성변화를 측정하기 위해 각각 가로(60mm) x 세로(60mm) x 두께(5mm)의 크기로 800 EA를 제작하였다.

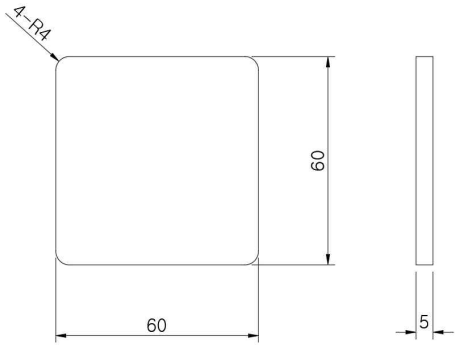


Fig.1 size of specimen

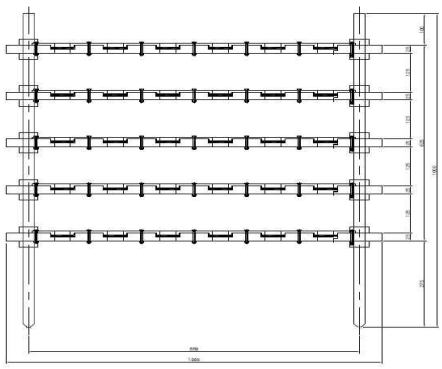


Fig.2 Design of specimen holder



Fig.3 Installation of specimen holder

실 해역 환경에서의 내식/방오 성능분석을 위한 시험용 치구를 Fig. 2와 같이 설계·제작하여 시험장소인 거제시 장목면 앞바다에 Fig. 3처럼 4set를 설치하였다. 이곳 시험 장소는 조수간만의 차가 있어 시편 거치대가 간조시간 때 완전 노출되었다가 만조시간 때 완전 잠기는 위치에 설치를 하였다. 부식의 진행속도는 수중보다 수면위로 노출되는 시점부터 산화가 빠르게 진행되기 때문에 표면 처리된 시편의 성능을 확인 하는데 좋은 장소로 판단되었다. 시험 시편을 시편 거치대에 거치 후 실제 바다 환경에서의 해류, 미생물, 염분, 해풍, 조수 등에 의한 기계적 물성변화시험, 내식/방오 성능 시험을 수행하였다.

2.1 시편의 표면처리



Fig.4 Types of specimen

Table 1 Surface treatment of specimen

시편 종류	표면처리 절차
모재시편	- 세척(표면처리 없음)
디핑시편	- 시편을 아세톤에 5분, 에탄올에 5분 동안 담아서 세척 - 증류수를 80~90℃가 되도록 가열 - 증류수의 온도가 90℃일 때 담금 - 시편은 증류수의 중간쯤에 고정 - 약 30분 동안 담근 후 꺼냄 - HCL용액에 담근 후 세척
코팅시편	- 시편 세척 및 건조 - 스프레이 접착제 분사(10분 건조) - 스프레이 경화제 분사(10분 건조) - 코팅제(SiO_2+솔벤트)를 분사(10분 건조)

실험에 사용된 시편은 Fig. 4와 같이 모재시편, 디핑시편, 코팅시편으로 3종류이며, 표면처리 과정을 Table 1에 나타내었다.

- 모재시편: 표면처리가 되지 않은 순수 소재
- 디핑시편: 증류수를 이용한 표면을 개질시킨 소재
- 코팅시편: 접착제, 경화제, SiO_2를 분사시킨 소재

2.2 시험장소의 환경 분석

우리나라의 바다는 동해, 서해, 남해로 구분되는데 시편 거치대가 설치된 장소는 남해안 연안이다. 전반적인 바닷물의 염도가 3.1% ~ 3.8%정도로 보고되고 있으며, 민물의 유입에 따라 염도가 낮아질 수 있다. 동해의 경우는 국내강의 대부분이 서해로 흘러가기 때문에 민물의 유입이 거의 없어 염도가 가장 높다. 반면, 시험 장소는 조수간만의 차와 주변 산기슭에서 내려오는 민물의 유입이 있는 것으로 조사되어 해수온도와 염도를 측정해 보았다.
시편 거치대를 처음 설치한 시점부터 매주 1회씩 측정한 결과를 Table 2에 나타내었다. 평균 염도가 2.05%로 우리나라의 평균 염도에 비해 약 1.5%정도가 낮게 측정되었다.

Table 2 Chloride measurement

측정일자	상온[℃]	해수온도[℃]	염도[%]
2018.06.19	24	21.3	2.3
2018.06.29	27	24.5	2.4
2018.07.06	22	20.9	2.4
2018.07.13	38	32.3	2.2
2018.07.20	33.6	27.3	2.0
2018.07.27	33	30.6	2.2
2018.08.03	31	28.5	2.2
2018.08.10	28	27.3	2.2
2018.08.17	27	27.9	2.3
2018.08.24	31	29	2.1
2018.08.31	29	26.7	1.7
2018.09.07	25	24.6	1.7
2018.09.14	22	22.9	1.4
2018.09.19	20	25.5	1.8
2018.09.29	19	20.2	1.9

3. 기계적 물성시험

실해역 시험 장소에 설치된 4set의 시편 거치대는 설치 후 각 30일, 90일, 180일, 360일 순으로 회수할 계획이다. 현재까지 2set를 회수하였고 측정 장비를 활용하여 기계적 물성변화를 측정하였다.

3.1 무게변화 측정

바닷물에 시편을 입수하기 전의 무게와 실해역 시험 후 한 셋트씩 회수 된 시편의 무게를 측정하여 비교해 보았다. 측정에 사용된 초정밀 분석저울은 max=220g, d=1μg까지 미세측정이 가능하다. 시험 전 모재 시편은 49.69g, 디핑시편은 51.02g, 코팅시편은 50.96g으로 디핑>코팅>모재시편 순으로 디핑 시편이 가장 높게 측정되었다. 하지만, 1차 회수 후의 무게는 모재>코팅>디핑시편 순으로 모재시편의 무게가 시험 전에 비해 1.76g이 증가하고, 디핑 시편의 무게는 0.62g이 감소된 것을 확인할 수 있었다.

3.2 표면의 조직관찰

Fig. 5는 금속현미경으로 측정한 시험 전 시편의 표면 상태를 나태내고 있다. 시험 전 측정된 데이터를 기초로 하여 시험 후 회수된 시편의 표면 상태를 비교 분석하였다.

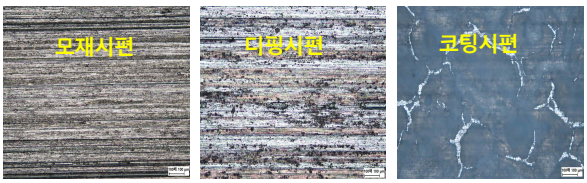


Fig.5 Observation of surface of specimen

3.3 표면의 접촉각 측정

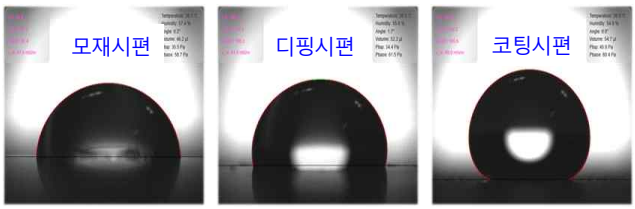


Fig.6 Contact angle measurement

표면 처리에 의한 수 Å단위의 단일층 표면변화를 측정하기 위해 접촉각 측정기(Smart Drop)를 사용하였다. 시험 전 모재시편의 평균 접촉각은 101.2°, 디핑시편은 109.8°, 코팅시편은 172°로 Fig.6과 같이 측정되었다. 시험 전 측정된 데이터를 기초로 하여 시험 후 측정결과와 비교 분석을 하였다.

3.4 박막두께 측정

입사광과 반사광의 간섭에 의한 파장별 상태 및 보강을 측정하여 두께를 구해내는 장치인 박막두께 측정기(SR-100)을 사용하여 단계별로 회수된 시편의 표면 두께를 측정하였다. 시험 전 디핑시편은 103nm, 코팅시편은 115.4nm였으나, 1차 회수 후 디핑시편은 103.55nm, 코팅시편은 115.5nm로 측정되어 30일 동안에는 큰 차이가 없는 것을 확인하였다.

3.5 열전도 측정

온도범위 40~100℃까지 조정이 가능한 열전도 측정기를 사용하여 설정온도 60℃, 설정하중 5kg 설정 후 열전도를 측정하였다. 열평형법의 원리로 측정되는 장비로 ASTM D 5470의 규격에 따라 측정하였다. 시험 전 모재시편은 34.6W/mk, 디핑시편은 35.47W/mK, 코팅시편은 25.77W/mK로 측정되었고, 시험 전의 데이터를 기초로 하여 시험 후의 결과와 비교하였다.

3.6 경도 측정

알루미늄과 같은 연한 재료는 표면이 단단하지 못하기 때문에 표면연마를 하지 않으면 압입부의 흔적이 적어 정확한 값을 측정할 수 없다. 이런 경우 비커스 경도기 보다는 브리넬 경도기로 측정하는 것이 효율적이다. 브리넬 경도는 시험기관에 의뢰하여 수행되었다. 시험 전 모재시편은 96HBW/500kgs, 디핑시편은 82.5HBW/500kgs, 코팅시편은 90HBW/500kgs로 측정이 되었다. 시험 전의 데이터를 기초로 하여 시험 후의 결과와 비교하였다.

3.7 염수분무 시험

염수분무시험은 KS D 9502 기준에 의거하여 최대 720시간 가동 후 육안검사, 레이팅넘버 비교를 수행할 계획이다. Fig.7과 같이 주변 환경에 영향을 미치지 않게 하기 위해 전용 클린룸을 제작사여 설치한 상태이며, 10월 중순부터 염수분무시험을 수행할 예정이다.



Fig.7 Clean room of salt spray test

4. 결 론

본 논문에서는 해양플랜트 기자재 내식 성능향상을 위한 알루미늄 표면제어기술의 기계적 물성변화 연구에 대해 설명하였다. 표면처리 된 시편을 실해역 환경에 직접 노출시켜서 연구 개발 중인 코팅방법이 부식방지에 얼마나 큰 효과가 있는지 실험을 수행하였다.

(1) 시편 거치대를 제작하여 실제 바다 환경에 노출시킨 후 단계별로 회수하여 기계적 물성변화를 측정하고 있는 중이다. 총 4셋트의 시편 거치대가 설치가 되었고 현재까지 2셋트가 회수된 상태이다. 2019년 5월에 마지막 시편 거치대를 회수할 예정이다.

(2) 표면 처리된 시편 중 코팅시편(SiO_2를 솔루션으로 사용한 코팅스프레이기법)은 다른 산화기법에 비해 코팅이 손상된 경우 스프레이 분사를 통해 쉽게 복원할 수 있는 장점이 있기 때문에 내식성과 방오 성능향상을 위한 레시피만 보완된다면 해양플랜트 현장에서 우수한 평가를 받을 것으로 보인다.

본 연구를 통해 해양플랜트 기자재의 내식성능 향상을 위한 표면처리 기술 자료를 확보할 수 있었으며, 산업체와 협업하여 상용화 시킬 수 있는 국산 기술을 확보하고자 한다.

후 기

본 연구는 해양수산부의 지원으로 수행된 “해양기자재 내식/방오 성능향상을 위한 금속산화물 기반 표면제어기술 개발” 과제의 연구결과 중 일부임을 밝힙니다(PES9320).

참 고 문 헌

한가람, 윤태욱, 강민기, 남궁현민 & 김창교. (2010). “알루미늄 박막을 이용하여 양극산화법으로 제작한 규칙적으로 정렬된 미세기공” 한국전기전자재료학회, Vol 11, pp 207-207.

Lee, S.J., Han, M.S., & Kim, S.J. (2015). “Improvement of Anti-Corrosion Characteristics for Light Metal in Surface Modification with Sulfuric Acid Solution Condition ” Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol 39, No 3, pp 223-229.

Kim, K.H., Kang, T., & Sohn, H.J. (1990). “Magnetic Properties of Electrodeposited Iron and Cobalt on Porous Aluminum Oxide ” Journal of the Korean Institute of surface Engineering, Vol 23, No 3, pp 150-159.

양지훈, 정재인, 장승현 & 박혜선. (2011). “고밀도 알루미늄 박막 코팅과 특성 분석 ” 한국진공학회, pp 45-45.

손민영 & 장동욱. (2016). “부식 방지용 코팅시스템 ” 고분자 과학과 기술, pp 282-286.

양지훈, 정재인, 박혜선 & 정재훈. (2011). “마그네트론 스퍼터링으로 알루미늄이 코팅된 냉연강판의 부식특성 ” 한국표면공학회, pp 37-38.

성기영, 정정열, 오재원, 서영균 & 박상현. (2017). “해양플랜트 기자재 내식 성능향상을 위한 알루미늄 표면제어기술의 기계적 물성변화 연구 ” 한국해양공학회, pp 315-318.

Application of Well Integrity Management to an Offshore Shwe Gas Field in Myanmar

Jooseon Park*, Kanghee Park*, Yoobin Lee*, Seungmo Kang* and Seungdon Baek*

*POSCO DAEWOO Corporation (Myanmar E&P), Yangon, Myanmar

KEY WORDS: Well integrity, Integrity management, Shwe gas field, Well barrier

ABSTRACT: *Well Integrity is vitally important in well design, construction, operation, maintenance and abandonment. This is due to the fact that managing well integrity is essential to develop oil and gas resources while protecting the environment and guaranteeing safety of personnel. More specifically, well integrity management should assure that there is adequate isolation, at least two barriers, between the hydrocarbon bearing formation fluids and surface equipment. Hence, POSCO DAEWOO Corporation (PDC) developed in-house " Well Integrity Management System (WIMS)" which provides the guidelines and standards for maintaining and operating the wells to ensure safe well operations and to secure well potential availability during the life cycles of wells.*

PDC is operating the gas production wells in the Shwe field in offshore Myanmar which had been completed by platform drilling rig, and X-mas trees installed on every single well. They have been in production since 2013, and currently production rate is maintained around 500 mmscfd. WIMS for the Shwe field was established according to industry standard such as API RP 14 and NORSOK D-010.

This paper presents WIMS of PDC how to ensure the well integrity during the life cycle by performing periodical test, monitoring, preventive maintenance, and corrective maintenance.

1. Introduction

NORSOK D-010 standard defines well integrity as "Application of technical, operational, and organizational solutions to reduce risk of uncontrolled release of formation fluid throughout the life cycle of the well." Historically, well integrity has been focused on the design of new wells, but considerations of well integrity in operational phase are increasing currently. Operational phase is considered as extension from the well handover by drilling and completion to workover for abandonment. The operational phase of a well is usually associated with the most number of well integrity issues. For instance, operational phase introduces fluids which induce corrosion risk, thermal and pressure loads are not seen during well constructions, and of course the longevity effects of exposure. The design and construction of wells are the responsibility of the drilling department to the point of handover, and most of well specific knowledge remains in the domain of the drilling department. Therefore, transfer of well knowledge can be insufficient unless an suitable handover process between drilling department and operations department is completed. To deal with well integrity problems, operators need to focus on ensuring all the wells to meet a minimum integrity requirement. This requirement can be developed more systematically into Well Integrity Management System (WIMS) which consists of processes, guidelines, procedures, documents, and performance tracking tool to manage and prevent well integrity problems. WIMS is focused on managing all well integrity problems and on defining a "Code of Practice" and a minimum well integrity specification. This Code of Practice is basically a framework through which a well integrity policy can be carried out. If a well does not satisfy this policy, some safety enhancement operations must be performed to ensure its integrity is guaranteed at all times.

2. WIMS for Shwe Gas Field

The Shwe Project consist of the Shwe, Shwe Phyu, and Mya offshore gas fields, located in blocks A-1 and A-3 of the Bay of Bengal, Myanmar. The first production gas from the Shwe project was achieved in July 2013 from the Mya field. Currently, total 12 wells, which consist of 8 topside wells and 4 subsea wells, are on production with flowrate of 500 mmscfd.

In accordance with the solutions described in the definition of NORSOK D-010 basically aim at observing, preventing, and solving integrity problems. PDC's WIMS concentrates on monitoring status of barrier system. In addition, it focuses on detecting a wide range of potential integrity problems which can occur in surface and sub-surface elements of wells. For effective WIMS application, followings are mainly considered;

• Establish barrier policy and internal criteria to meet industrial recommendation

• Verification and condition monitoring of well barriers and well integrity

3.1 Barrier Policy

PDC's barrier policy is based on international standards i.e. NORSOK D-010, which defines the well barriers as envelopes preventing gas from flowing unintentionally from the formation, into another formation for surface. PDC's well barrier policy is referred to the two barrier concept;

• 1st barrier to contain well pressure

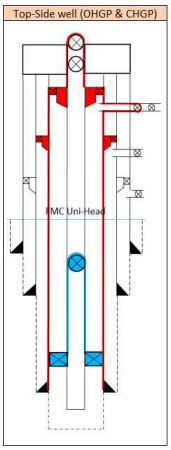
• 2nd barrier as contingency and

• Assuring containment is based on redundancy of barriers

to have at least two barriers between formation and the surface facilities, with a larger number of barriers where existing barriers may be vulnerable to failure. If there is a failure in one of the well barriers then all activities shall focus on restoring the barriers. The basic redundancy concept requires to be set the system to prevent potential hazard. Figure 1 shows barrier system of the wells in Shwe field.

3.2 Monitoring and testing strategies

Preservation, maintenance, inspection, and testing of the barrier system are key features of the WIMS throughout the life cycle of the well. PDC shall monitor the status of each barrier elements and maintain all barrier system within well operating limits. Routine monitoring of well parameters are carried out by production and control-room operators offshore and production engineer in the onshore office.



Well barrier elements	Comments
Primary well barrier	
1. Production Packer	
2. Production Tubing	
3. SCSSV	
Seconday well barrier	
1. Casing cement	around Annuulus A
2. Casing	Annulus A
3. Wellhead	Casing hanger(pack off), tubing head with connectors
4. Tubing hanger	
5. Annulus access line and valve	
6. Xmas treee	MV & WV and Swab Valve

Fig. 1 Barrier system of Shwe Gas field in Myanmar

Pressure monitoring & Fluid sampling

Fluctuation in wellhead & downhole pressure along with hasty change in well flowrate may be indication of leakage at downhole casing, tubing, and packer. Continuous monitoring and analysis of pressure trends to identify such abnormality helps detection of problems in barrier elements in early stage and performing proper corrective maintenance to prevent the problems becoming more critical integrity problems which requires well workover to restore the barrier.

Produced fluid sampling with gathering data by continuous monitoring are important input to the analysis of pressure trends. For instance, if water production and gas-oil-ratio have not changed but there is a sudden drop or huge fluctuations in pressure behaviour, it could be strong indication of leakage at downhole facilities that need to operate suitable downhole tools to confirm leakage.

Annulus pressure monitoring

Based on the design for drilling and completion, certain amounts of pressure build up should be seen on any one of annulus during operation phase. Annulus pressure is generally classified into three types;

• Thermally induced pressure: the results of thermal expansion of trapped wellbore fluid inside the annulus

• Operator imposed pressure: Imposed pressure on the annulus for various purposed, including gas lift, thermal management, to assist in monitoring pressure or for other purposes

• Sustained casing pressure: well component leakage that permits the flow of fluid across a barrier elements, un-cemented (poorly cemented) formation or damaged cement

Pressure in cemented annulus between two different casings due to one or more reasons such as cement channeling, casing leaks, and leak through sealing component. Pressure build up in annulus between tubing and production casing is caused by production casing leak, tubing, packer leak, or hanger pack-off leak.

One of the most important input of annulus pressure monitoring is Maximum Allowable Annulus Surface Pressure (MAASP). It is an absolute upper limit for the pressure in the annulus of the wells in Shwe field. MAASP is initially calculated by the drilling department as they are a function of the casing and completion design. A safety factor of 20% is applied to give a Maximum Allowable Working Operating Pressure (MAWOP) which is then used in the well operating guidelines to monitor annulus pressure. During the

whole life of the well, MAWOP may decrease by some reasons such as casing corrosion.

All annulus of the wells in Shwe field have a local pressure gauge. To prevent collapse or burst of casing and production tubing, operators have been monitoring on daily basis. If MAWOP is reached, then appropriate action such as bleeding off annulus pressure must be taken.

Integrity Test for X-mas tree

All well component performance standard contains the functionality and acceptance criteria for each of the barrier safety critical elements. Items to consider when defining a performance standard are;

- Functionality, to check if the valve is opened and closed
- Availability, all components have to be up and running at all times in fully functional condition
- Reliability, the condition and status of the components has to be enough to work as required to prevent a potential hazard
- Failure mechanisms, understanding the reasons for failure of the parts and how this can be improved
- Interactions with other systems, to determine the relationships in routine works as well as the impact in emergency situations with other operational areas

Existing valves are to be function and integrity tested at regular intervals. All tests and corresponding procedures have been entered into PDC data management system and will be performed according to the schedule and plans for each valves (Figure 2).

A function test of a valve indicates if the valve is opened or closed correctly, but does not provide information about any possible leaking. For manual valves, function test is performed by cycling the valves while counting the turns of the handle and verifying that the valve cycles smoothly.

SHP Well Maintenance and Testing Schedules						
	Visual Inspection	Number of Turns	Function Test	Greasing	Inflow Leak Test	Pressre monitoring
Sub-Surface						
SCSSSV	Daily		3 Months		6 Months	
SCSSSV Hydraulic Line Pressure	Daily					Daily
Xmas Tree	Daily					
Manual Master Valve	Daily	37.5	3 Months	3 Months	6 Months	
Hydraulic Master Valve	Daily		3 Months	3 Months	6 Months	
HMV Control Line Pressure	Daily					Daily
Manual Wing Valve	Daily	37.5	3 Months	3 Months	6 Months	
Hydraulic Wing Valve	Daily		3 Months	3 Months	6 Months	
HWV Control Line Pressure	Daily					Daily
Swab Valve	Daily		3 Months	4 Months	Yearly	Daily
Wellhead	Daily					
Annulus 'A' Ball Valve	Daily		3 Months	3 Months		
Annulus 'A' Globe Valve	Daily		3 Months	3 Months		Daily
Annulus 'B' Ball Valve	Daily		3 Months	3 Months		
Annulus 'B' Globe Valve	Daily		3 Months	3 Months		Daily
Annulus 'C' Ball Valve	Daily		3 Months	3 Months		
Annulus 'C' Globe Valve	Daily		3 Months	3 Months		Daily

Fig. 2 Well integrity test and maintenance schedule

For actuated valves, it is verified testing that the valve stem travels the full distance and measured the opening and closing times.

Leak test is the application of a differential pressure to ascertain the integrity of the sealing system of the component. The application of a differential pressure may be obtained by inflow testing. The inflow testing uses the tubing pressure to perform leak test. During the tested valve is closed, the downstream pressure of the valve is reduced to create a differential across the valve. If pressure at downstream of the valve is increased, there is a leak through the closed valve.

A leak is defined as an unintended, and therefore undesired movement of fluids either to, or from, a container or a fluid containing system. All X-mas trees' valves shall satisfy acceptable leak rates which is 15 scf/min (0.42 m^3/min) during pressure holding test specified in API 14H. Direct measurement of a leak rate is often impractical, therefore calculation can be made to translate the acceptable gas leak into an allowable pressure build-up. This is a reasonable approach provided the method of calculation which is documented and fits the purpose.

Lastly, the calculation procedures for leak rates are set according to API 14H.

3.3 Maintenance Strategies

Well maintenance activities are the means by which the continued availability, reliability, and condition of the well barrier system including valves, casing, production tubing, and control system. The maintenance department in PDC manages the database system that contains the schedules, plans, and details of each service of all the components. The X-mas trees, wellhead valves, and other tree components are included in this system.

A maintenance strategy document has been developed for each equipment or component and it is the official back-up that has to be approved before entering to the database system.

There are two levels of maintenance, preventive maintenance (PM) and corrective maintenance (CM).

A preventive program sets out which maintenance activities are performed regularly. All PMs are generated by database system to ensure that these PMs are carried out at the predetermined frequencies. The database system will also record both PM and CM history for each well. CM is typically triggered by a PM task that identifies a failure or by an ad hoc requirement that is identified by a failure during monitoring of a well.

3. Conclusions

Well integrity is vitally important throughout the development life cycle, especially during production operations. Managing well integrity is necessary to develop gas resources while protecting the environment and guaranteeing safety to personnel. More specifically, well integrity management should assure that there is adequate isolation, at least two barriers, between the hydrocarbon bearing formation fluids and surface equipment. Therefore, WIMS in Shwe field puts in place which is robust and follows both company and industrial standards.

Barrier envelop is defined as per NORSOK D-010 to have more than two barriers. To secure the barrier envelope monitoring system for each barrier components is established. In addition, monthly well operating guideline is issued based on drilling and completion design to provide safe range of operating pressure. Well integrity test including function test, greasing, and leak test have been performed regularly based on company procedure. To maintain critical components of integrity in good condition, PDC manages preventive and corrective maintenance program by automated database system.

In general, WIMS will provide direction regarding the manner in which wells are to be designed, constructed, operated, work-over, and abandonment. This is to assure the integrity during the well life cycle through monitoring, testing, and maintenance system. WIMS in Shwe field will be constantly reviewed and updated according to the well life cycle to reduce frequent work-over and operating down time and to secure asset integrity, safety, and environment while extending life cycle for wells.

Acknowledgements

We always appreciate MOGE (Myanma Oil and Gas Enterprise) & Partners' kind support and continuous assistance extended to the Shwe Project.

References

American Petroleum Institute (2014). API Standard 6AV2 Installation, Maintenance, and Repair of Surface Safety Valves and Underwater Safety Valves Offshore, 1st Edition

International Organization for Standards (2013). ISO/TS 16530-2 Well Integrity – Part 2: Well Integrity for the Operational Phase, 1st Edition

Norwegian Shelf's Competitive Position (2004). NORSOK Standard D-010 Well Integrity in Drilling and Well Operations, 3rd Edition

10-MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 정상상태해석

안현정* · 신현경*
*울산대학교 조선해양공학부

Steady State Analysis of the 10-MW Floating Offshore Wind Turbine

Hyeonjeong Ahn*, Hyunkyoung Shin*
*Naval Architecture & Ocean Engineering, University of Ulsan, Ulsan, Korea

KEY WORDS: Floating offshore wind turbine 부유식 해상풍력발전시스템, Steady state analysis 정상상태해석

ABSTRACT: *Last year, the government announced a 3020 renewable energy plan to increase the proportion of renewable energy production, including solar and wind energy, to 20% by 2030, instead of reducing coal and nuclear power. In particular, wind power generation among renewable energy is pursuing to become bigger and bigger in the world, and researches on the enlargement and enlargement of wind power generation systems are actively carried out in various companies and research institutes in Korea.*

In this study, the 5-MW standard wind turbine of the National Renewable Energy Laboratory (NREL) was extended to a 10-MW floating offshore wind turbine by applying the appropriate scale ratio for each model. Steady state analysis was also performed using NREL FAST v8 to identify the response of the entire system by wind.

1. 서 론

정부의 신재생에너지 3020 이행계획이 발표됨에 따라서 태양광발전 및 해상풍력발전과 같은 신재생에너지에 관한 관심이 그 중 해상풍력발전은 차세대 친환경 에너지 개발 사업으로 현재 국내에서도 다양한 해상풍력발전 관련 사업이 계획 및 진행 중에 있다.

해상풍력발전시스템은 저 풍속에서 더 많은 에너지를 생성하기 위하여 점점 대형화 되고 있으며, 유럽의 경우에는 이미 8-MW급의 상용화, 12-MW 개발 등이 진행 중에 있다.

본 연구에서는 5-MW급 표준 풍력발전기를 10-MW급 대형 풍력발전기로 확장시켰고, 정상상태해석을 통하여 바람에 따른 풍력발전기의 동적 응답을 확인하였다.

2. 10-MW급 부유식 해상풍력발전시스템 초기 설계

2.1 블레이드 설계

NREL 5-MW급 풍력발전시스템[2]의 블레이드를 확장하여 10-MW급 풍력발전시스템의 블레이드를 설계하였다.

5-MW급 풍력발전시스템의 블레이드와 10-MW급 풍력발전시스템의 블레이드의 C_P가 같다고 생각하면, 로터 회전 면적만 로터 파워에 종속된다. 따라서 로터 파워 기준으로 5-MW와 10-MW의 비가 로터 회전 면적의 비와 같다고 가정하면, 두 풍력발전시스템의 블레이드 상사비(1)는 다음과 같다.

$$\lambda_{Blade} = \sqrt{\frac{C_P \cdot \frac{1}{2}\rho A_{10} V^3}{C_P \cdot \frac{1}{2}\rho A_5 V^3}} = \sqrt{\frac{A_{10}}{A_5}} = \sqrt{\frac{10MW}{5MW}} = 1.414 \qquad (1)$$

Figure 1은 타워를 제외한 10-MW급 부유식 해상풍력발전시스템 상부구조물의 전반적인 제원을 나타낸 것이다. 길이와 관련 있는 제원은 블레이드 상사비(1)를 적용하여 확장하였으며, 각도와 관련 있는 제원은 5-MW급 풍력발전시스템의 값과 동일한 것을 사용하였다. 사용된 약어는 다음과 같다.

1. Tiprad : The distance from the rotor to the blade tip
2. Hubrad : The distance from the rotor to the blade root
3. Precone : Blade cone angle
4. Overhang : Distance from yaw axis to rotor apex
5. Shfttilt : Rotor shaft tilt angle
6. Twr2shft : Vertical distance from the tower-top to the rotor shaft

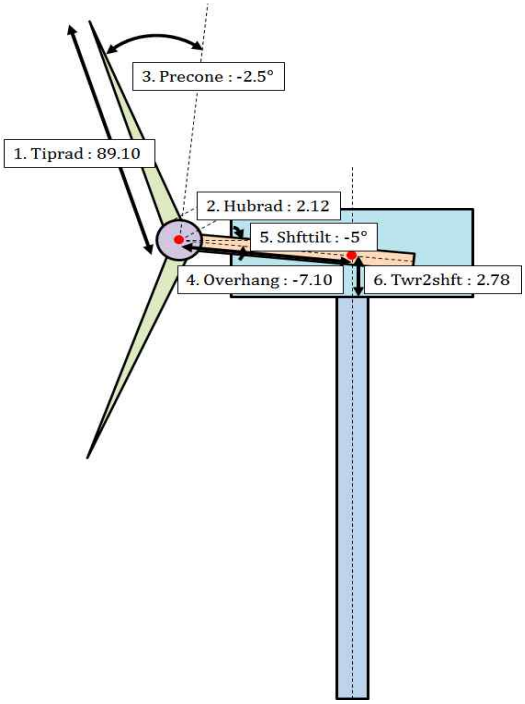


Fig. 1 Wind turbine geometry

2.2 타워의 초기 설계

10-MW급 부유식 해상풍력발전시스템 허브의 높이는 5-MW급 풍력발전시스템 허브의 높이 계산 방법과 동일하게 로터의 반지름, 50년 주기의 극한 파고높이 및 설계마진을 고려하여 계산하였다. 50년 주기의 극한 파고높이는 30 m, 설계마진은 1.8을 적용하였고 그 식(2)은 다음과 같다.

$$Hub\,height = 89.1\,m + \left(\frac{30\,m}{2}\right) \times 1.8 = 116.1\,m \tag{2}$$

타워의 처짐을 기준으로 타워의 상하부의 두께와 지름을 확장하였다. 5-MW급 풍력발전시스템의 타워와 10-MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 타워의 길이 대 처짐 비(3)를 같다고 가정하면 두 풍력발전시스템의 타워 상사비(4)는 다음과 같다.

$$\frac{L_{10MW}}{L_{5MW}} = \frac{\delta_{10MW}}{\delta_{5MW}} \tag{3}$$

$$\lambda_{Tower} = \sqrt[4]{\frac{EI_{10MW}}{EI_{5MW}}} = \sqrt[4]{\frac{10L_{10MW}^2}{10L_{5MW}^2}} = \sqrt[4]{\frac{10\times(112.7\,m)^2}{5\times(87.6\,m)^2}} = 1.35 \tag{4}$$

Table 1은 타워 상사비를 이용하여 타워의 상하부의 두께와 지름을 확장한 것이다.

Table 1 Computed wind and current forces on buoy models

단위 : m	5-MW	10-MW
Tower-base diameter	6.5	8.78
Tower-base thickness	0.027	0.036
Tower-top diameter	3.87	5.22
Tower-top thickness	0.019	0.026

2.3 하부구조물 설계

하부구조물은 OC4 Semi-submersible[1]을 확장하여 설계하였다. 5-MW급 풍력발전시스템과 10-MW급 풍력발전시스템의 상부구조물 무게의 비(5)를 이용하여 두 풍력발전시스템의 부유체 상사비(6)를 결정하였으며, 이는 다음과 같다.

$$\frac{\rho g V_{10MW}}{\rho g V_{5MW}} = \frac{Weight\,of\,wind\,turbine_{10MW}}{Weight\,of\,wind\,turbine_{5MW}} \tag{5}$$

$$\lambda_{Platform} = \sqrt[3]{\frac{\rho g V_{10MW}}{\rho g V_{5MW}}} = \sqrt[3]{\frac{W_{10MW}}{W_{5MW}}} = \sqrt[3]{\frac{1,337,784\,kg}{599,718\,kg}} = 1.31 \tag{6}$$

Table 2와 Figure 2는 5-MW급 풍력발전시스템의 부유체를 에서 10-MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 부유체로 확장한 것이다. Sea water level은 10 m로 고정하였으며, Main column은 2장에서 구한 타워 하부의 지름과 동일한 값을 사용하였고, 그 외의 제원들은 부유체 상사비(6)를 적용하였다.

Table 2 Floating platform geometry

단위 : *m*	5-MW	10-MW
Elevation of main column above SWL	10	10
Elevation of offset columns above SWL	12	15.72
Spacing between offset columns	50	65.50
Length of upper columns	26	34.06
Length of base columns	6	7.86
Depth to top of basecolumns below SWL	14	18.34
Diameter of main column	6.5	8.78
Diameter of offset columns	12	15.72
Diameter of base columns	24	31.44

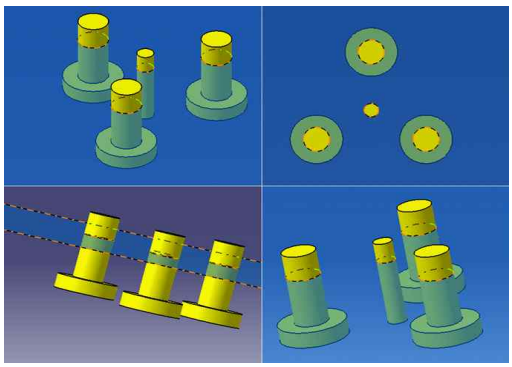


Fig. 2 Floating Platform geometry(CATIA)

3. 정상상태해석

초기 설계를 완료한 10-MW급 부유식 해상풍력발전시스템을 NREL의 FAST v8이라는 풍력발전시스템 해석 프로그램을 이용하여 정상상태해석을 수행하였다.

4. 결 론

본 연구에서는 NREL 5-MW 표준 풍력발전시스템을 기준으로 하여 10-MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 초기 설계를 진행하였다. 우선 각 부품의 특성에 맞는 상사비를 찾아서 5-MW급에서 10-MW급으로 확장하였다.

10-MW급 부유식 해상풍력발전시스템의 정상상태해석을 수행하였고, 이를 5-MW급 풍력발전시스템의 정상상태해석과 비교하였다. 전반적인 경향은 비슷한 것을 확인할 수 있었다.

차후에는 이 연구를 기본으로 하여 최적의C_P를 갖는 블레이드의 리디자인, 블레이드의 처짐, 타워의 공진 회피, 극한 하중을 고려한 타워와 블레이드끝단과의 충분한 거리 확보, 부유체의 복원성 등을 고려하여 모든 부품(블레이드, 타워, 부유체 등)에 대한 재설계를 진행할 예정이다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부(MOTIE)와 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다. (No. 20154030200970 & 20183010025270)

참 고 문 헌

Robertson, Amy, et al. Definition of the semisubmersible floating system for phase II of OC4. No. NREL/TP-5000-60601. National Renewable Energy Lab.(NREL), Golden, CO (United States), 2014.

J. Jonkman, S. Butterfield, W. Musial, and G. Scott, 2009, “Definition of a 5-MW Reference Wind Turbine for Offshore System Development”, NREL/TP-500-38060

점성항 보완법을 적용한 부유체 운동 해석

조철희* · 조성호* · 조봉근*
*인하대학교 조선해양공학과

Motion Analysis of Floaters with Viscous Damping Correction Method in Time Domain

Chul H. Jo*, Seong ho Cho* and Bong kun Cho*

*Department of Naval Architecture and Ocean Engineering, Inha University, Incheon, South Korea

KEY WORDS: Wave Energy Converter(WEC) 파력발전기, Power take off(PTO) 동력 출력 장치, Buoy motion 부표운동, Motion analysis 운동해석, Time-domain 시간영역, Non-linear analysis 비선형해석, Multi-body 다물체, Interaction 간섭

ABSTRACT: *The latest trend in clean energy has surged these days. South Korea government has declare to reduce Greenhouse gases business as usual to 37 percentage compare to estimation. Wave energy is one of the promising ocean energy that can be easily studied based on the state of art of naval and ocean engineering of South Korea. Motion analysis considering non-linearity is required as Wave energy converter(WEC) usually installed in high wave height region. Most of the motion analysis in the past was proceeded with potential theory based code. As performance of computer develop, CFD code with viscous began to use. Potential theory based code can not be considered viscousity while CFD consider viscousity. However, CFD is too user dependent and time-wasting. Therefore, this study provide comparation of results from potential theory based code and CFD code. Added mass, radiation damping and buoy response in frequency domain can be converted into time domain using Cummins equation and considered viscous damping in motion equation. Viscous damping is crucial for heave motion of WEC. In addition, movable body type WEC can be massification and compound development. Multi-body motion analysis is required with regard to interaction. Optimized distance between bodies and incident wave angles are provided that produce best electricity efficiency.*

1. 서 론

대기 오염과 온실가스 문제를 해결하기 위해 재생가능에너지(Renewable Energy)는 전 세계적으로 활발하게 연구되고 있다. 특히 우리나라는 새 정부가 들어서면서 탈 원전을 선언하였고 2030년까지 온실가스 배출전망치를 예상치 대비 37% 줄이겠다고 선언하였다. 해양에너지원은 높은 밀도를 가지고 있는 장점이 있으며 삼면이 바다로 둘러싸여 있어 우리나라에 적합하다. 또한 조선해양분야를 이끄는 우리나라 기술력을 바탕으로 장치 개발 및 연구에 용이하다는 장점이 있다.

파력발전은 파도의 움직임을 이용하여 에너지를 얻는 장치로 크게 가동물체형, 진동수주형, 수압면형, 월파형, Set-up형으로 나눌수 있다. 본 연구에서 사용된 가동물체형은 부유체의 상하운동에 따라 유압식 발전기를 이용하여 에너지를 생산하며 파랑에너지의 직접적인 영향을 받기 때문에 파랑의 정확한 이해와 정교한 부유체의 운동 해석이 필요하다. 가동물체형 발전 장치는 1970년대부터 활발한 연구가 진행되었다. Budal and Falnes(1975)와 Evans(1976)은 이론해를 이용하여 전후운동(surge motion)혹은 상하운동(Heave motion)을 이용한 최적의 PTO(power Take Off) 시스템 구현을 연구하였다. 이후 다양한 형태의 가동물체형 장치가 개발되었고 연구 방법 또한 다양해졌다. Kim et al(2014)은 원기둥 모형의 파력발전 장치의 흘수 변화에 따른 추출 발전량을 분석하였다. Zurkinden et al(2014)는 반구 형태의 부유체를 이용한 발전장치 설계 및 유압형 PTO 제어 방법에 대하여 소개하였다. Kim et al(2015a)은 고유함수 전개법을 이용하여 상하운동(heave)을 하는 원기둥 형태의 부유체에 대한 실험 및 수치 해석 연구를 수행하였다. Kim et al.(2015b)은 반구형 파력발전 장치의 최적 형상 연구 및 고유주파수와 입사파 조건을 찾는 연구를 수행하였다. Cho et al(2014)는 2차 변환장치로 선형발전기를 사용한 파력발전 장치의 시간영역 해석을 수행하였다.

기존의 운동 해석 방법은 선형파 이론(Linear wave theory)을 기반으로 해저면과 자유수면에 근접한 얇은 경계층에만 점성이 존재하기 때문에 비점성을 가정하여 진행되었다(허재경 등, 2009). 하지만 자유수면에서 파고가 상대적으로 높은 파력발전 장치의 운동 해석에는 한계가 있다. 따라서 점성을 고려한 CFD 시뮬레이션이 사용될 수 있다. Jin et al(2017a)은 CFD를 이용하여 여러 가지 형태가 다른 장치를 통해 최적의 형상을 찾아내었고 Jin et al(2017b)은 여러 가지 수치해석과 실험을 통해 비교분석하였다. 하지만 CFD 코드는 해석 시간이 매우 오래 걸린다는 단점이 있다.

본 연구의 목적은 높은 파고를 갖는 해양 환경에서 파력발전 장치의 비선형항을 고려한 시간 영역 운동 해석이다. 해당 방법을 통해 얻어진 상하운동을 비교하고 PTO시스템을 통해 얻어진 에너지 추출 성능을 계산한다. 추가적으로 대량화 혹은 복합화

를 위한 다물체 파력발전장치의 간섭을 고려한 해석을 진행하여 가장 많은 에너지를 생산하는 최적 거리 및 입사파각을 찾아낸다.

2. 단일 파력발전기 운동 해석

2.1 주파수 영역 해석

본 연구는 주파수 영역에서 운동해석을 진행하여 그 결과로 세워진 운동방정식을 시간 영역으로 변환하여 강제로 비선형항을 고려한다. ANSYS AQWA를 이용하여 직경 0.3미터의 파력발전 장치가 주파수 영역에서 해석되었다. Fig. 1과 Table1은 파력발전 장치의 제원을 보여주고 있다. 해당 제원은 PAWEC project(Jin et al,2017b)의 수치해석 및 실험 결과와 정확한 비교를 위해 실험 크기로 설계되었다. 파 주파수는 0rad/s에서 12rad/s까지 0.12rad/s 간격으로 진행되었고 입사파 각은 0°, 90°,180°,270° 의 방향에서 진행되었다. 유체 밀도로는 청수 밀도인 $1000kg/m^3$이 사용되었다.

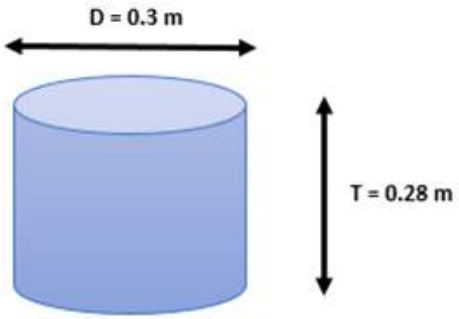


Fig. 1 Specification of wave energy converter

Table 3.1 Specification of wave energy converter

Material density	500 kg/m^3
Diametre	0.3 m
Draught	0.28 m
Weight	19.7932 kg

2.2 시간 영역 해석

식 (1)과 같이 Cummins equation을 활용하여 시간 영역 운동방정식을 얻어낼수 있다. 주파수 영역에서 부가질량, 방사 감쇠계수, 힘과 위상각을 얻었다. 얻어진 결과를 Matlab에서 시간 영역에서의 운동방정식에 대입하여 시계열 해석을 수행하였다. Code의 결과 검증을 위해 시간 영역에서 얻어진 결과를 다시 주파수 영역으로 재변환하여 기존의 ANSYS_AQWA에서 얻어진 결과와 일치하는 지를 진행하였다. Fig. 2~5에서는 검증 결과를 비교하고 있으며 모두 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다. Fig 6은 IRF(Impulse Retardation Function)를 보여주고 있다.

$$(M+a_{33}(\infty)\ddot{\xi}+C\dot{\xi}+\int_0^t K(\tau)\dot{\xi}(t-\tau)d\tau+\rho gS\xi=F(t) \quad (1)$$

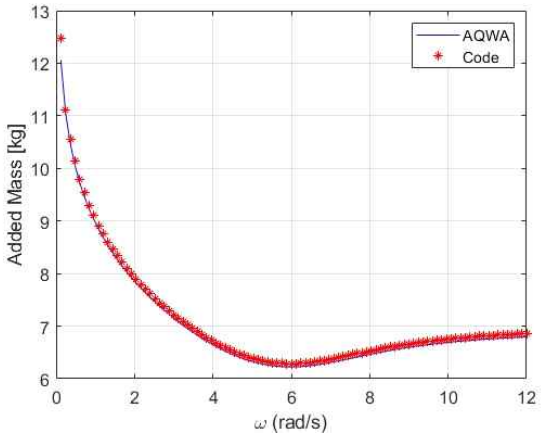


Fig. 2 Validation of Added mass of AQWA vs Code

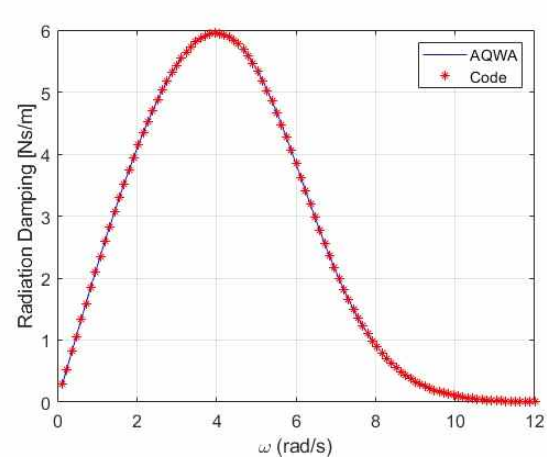


Fig. 3 Validation of Radiation damping of AQWA vs Code

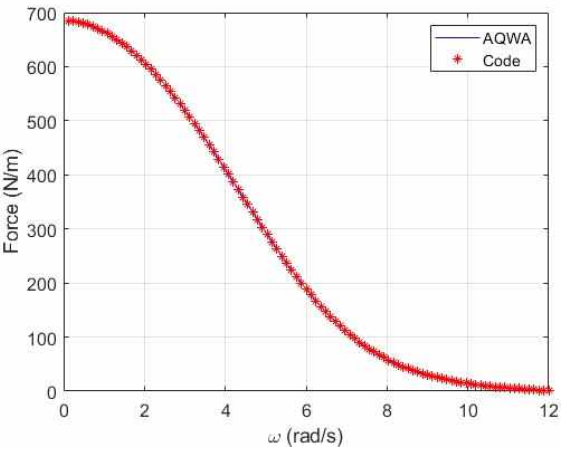


Fig. 4 Validation of Force of AQWA vs Code

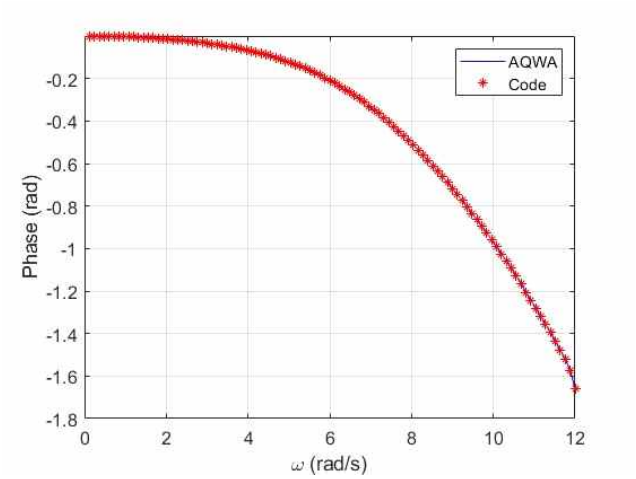


Fig. 5 Validation of Force phase of AQWA vs Code

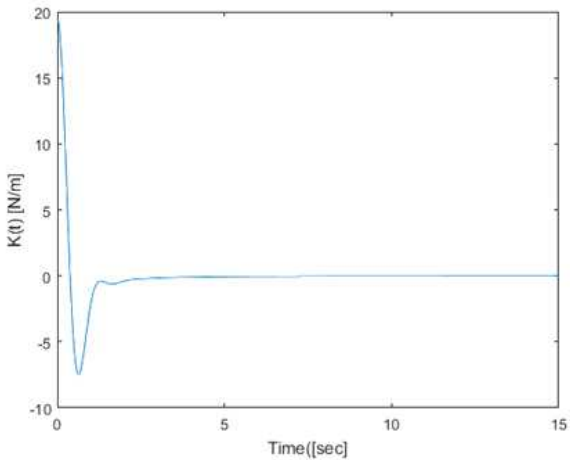


Fig. 6 Impulse response function(IRF)

2.3 비선형항을 고려한 시간 영역 해석

CFD와 다르게 포텐셜 유동 해석 상용 소프트웨어는 선형 시스템 및 비점성, 비압축성, 비회전성을 가정하여 시스템을 간단하게 만든 뒤 wave green function을 이용하여 문제를 다룬다. Beatty et al(2015)와 Son et al(2016)에 따르면, 방사 감쇠는 비선형 점성 감쇠에 비해 상대적으로 영향이 매우 적다. 파력발전기의 경우 자유수면에 위치하기 때문에 점성의 효과는 더욱 크다. 따라서 점성의 고려는 필수적이다. 2.2에서 설명한 시간 영역 운동방정식에서 식 (2)와 같이 Morison euqation(Morison et al,1950)의 2차 점성항을 추가하였다. Fig. 7에서는 비선형항을 고려한 시간 영역 해석에 대한 결과로 부유체의 displacement를 각각 선형시스템에서의 해석, 비선형시스템에서의 해석, CFD, 실험 결과를 비교하였다. 빨간색 선의 선형 시스템에서의 해석 결과와 나머지 결과를 비교하면 상당히 큰 차이를 확인할 수 있다. 비선형항을 고려한 해석 결과인 연두색 선을 보면 CFD 및 실험 결과와 흡사한 것을 확인할 수 있다.

$$F_{viscous}(t) = -\frac{1}{2}\rho A C_d \left| \dot{z}(t) - u(t) \right| \quad (2)$$

$F_{viscous}(t)$: 점성력
A : 파력발전장치의 수선면적
C_d : 실험과 CFD에서 얻은 점성 계수, 이 경우 1.4
$u(t)$: 유체의 수직 속력, 이 경우 $= \omega A_{wave} \sin(\omega t)$

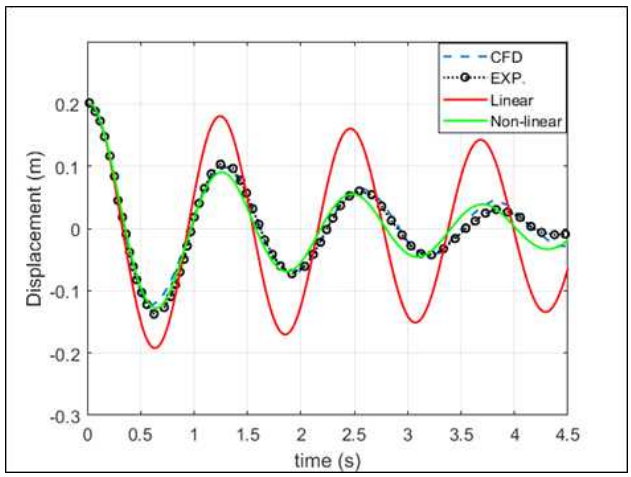


Fig. 7 Comparison of displacement from several methodologies (Free decay)

2.4 점성항 보완법을 이용한 발전량 산정

식 (3)은 파력발전 장치의 단위 직경당 전체 파랑에너지를 나타낸다. 식 (4)는 PTO 시스템을 이용하여 얻어진 에너지를 나타낸다. 발전 효율은 식 (5)와 같이 위 두 에너지의 비로 결정된다.

$$P_{wave} = \frac{1}{2}\rho g A^{2_{wave}} D \quad (3)$$

$$\overline{P} = \frac{1}{T}\int_0^T B_{PTO}\dot{z}(t)^2 dt \quad (4)$$

$$C = \frac{\overline{P}}{P_{wave}} \quad (5)$$

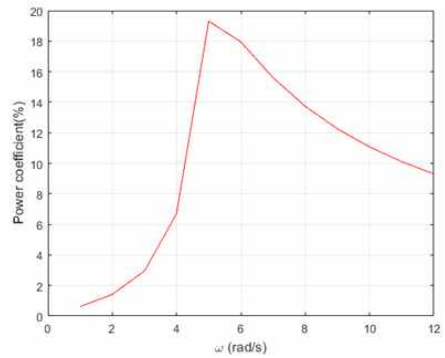


Fig. 8 Power Coefficient of single WEC

3. 다중 파력발전기 운동 해석

3.1 간섭 효과를 고려한 주파수 영역 해석

가동물체형의 경우 대량화가 가능하다는 장점이 있다. 따라서 파력발전 단지 구축이 가능하다. 하지만 단지화시 제한된 구역에서 최대 효율을 발전하는 배치가 중요하다. 본 논문에서는 2기의 파력발전장치의 간섭 효과를 고려하여 운동해석을 진행하였다. 다중 파력발전기의 운동방정식은 식 (6)과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned}(M_3+a_{33})\ddot{z}_3+b_{33}\dot{z}_3+c_{33}z_3+a_{39}\ddot{z}_9+b_{39}\dot{z}_9&=F_3\\(M_9+a_{99})\ddot{z}_9+b_{99}\dot{z}_9+c_{99}z_9+a_{93}\ddot{z}_3+b_{93}\dot{z}_3&=F_9\end{aligned} \quad (6)$$

Fig. 9와 10과 같이 주파수 영역에서 두 기의 사이 거리와 입사파각을 매개변수로 총 20개의 케이스를 수행하였다.

Case No.	Distance(m)	Incident wave angle(deg)
1	1D	0
2		30
3		45
4		60
5		90
6	3D	0
7		30
8		45
9		60
10		90
11	5D	0
12		30
13		45
14		60
15		90
16	7D	0
17		30
18		45
19		60
20		90

각 케이스에 대한 Buoy1 및 Buoy2의 RAO, 부가질량, 방사 감쇠 계수를 얻어내었다. 에너지 효율 비교를 위해 하나의 장치의 displacement와 두 기의 displacement를 Fig. 11 ~ 14에 나타내었다. 주파수 영역에서 간섭 효과를 고려한 결과 3D 떨어져 있으며 60도의 입사파 각인 9번 케이스에서 가장 큰 부이의 움직임이 발생하였다. 주파수 영역에서 부이의 움직임이 가장 클 때 에너지가 가장 많이 생산된다고 가정한다면 최대 효율을 갖는 최적의 거리는 3D라고 할 수 있다. 정확한 에너지 효율을 찾기 위해서는 추가적으로 시간 영역에서 비선형항을 고려한 PTO 에너지 생산 계산이 필요하다.

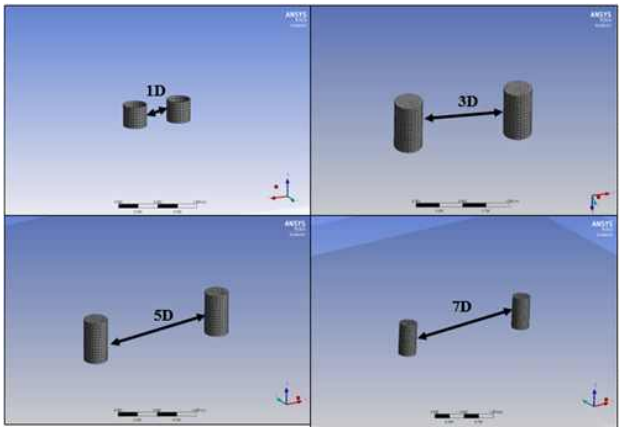


Fig. 9 Parameter of distances between two devices

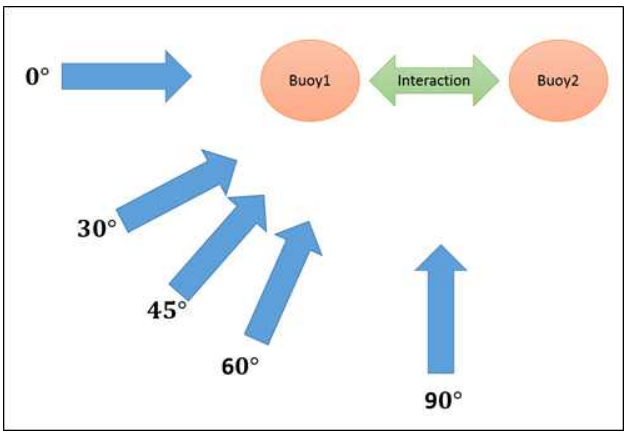


Fig. 10 Parameter of incident wave angles

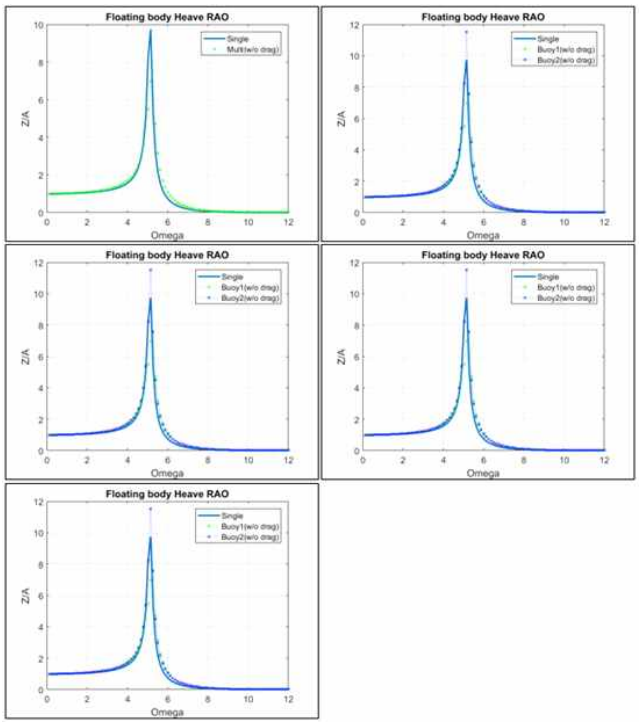


Fig. 11 Comparison of RAOs of 1D (single vs multi)

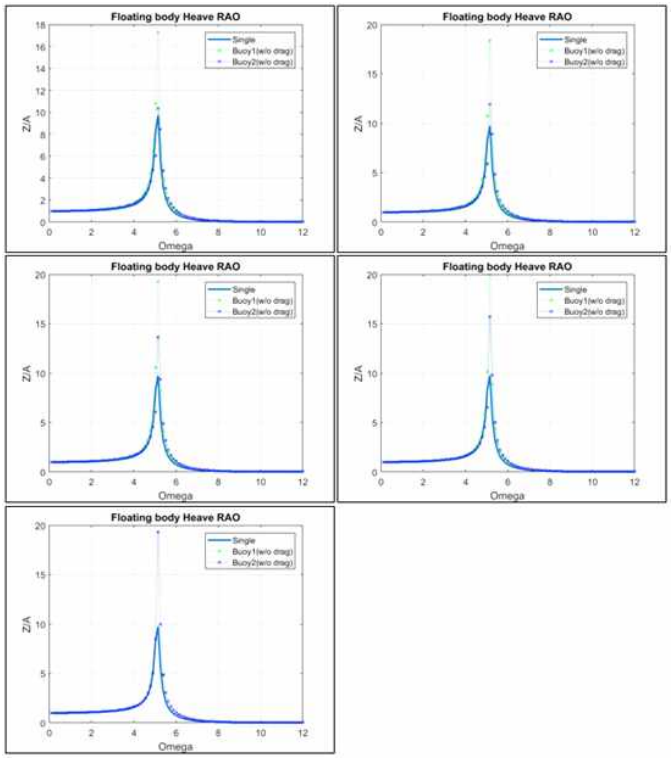


Fig. 12 Comparison of RAOs of 3D (single vs multi)

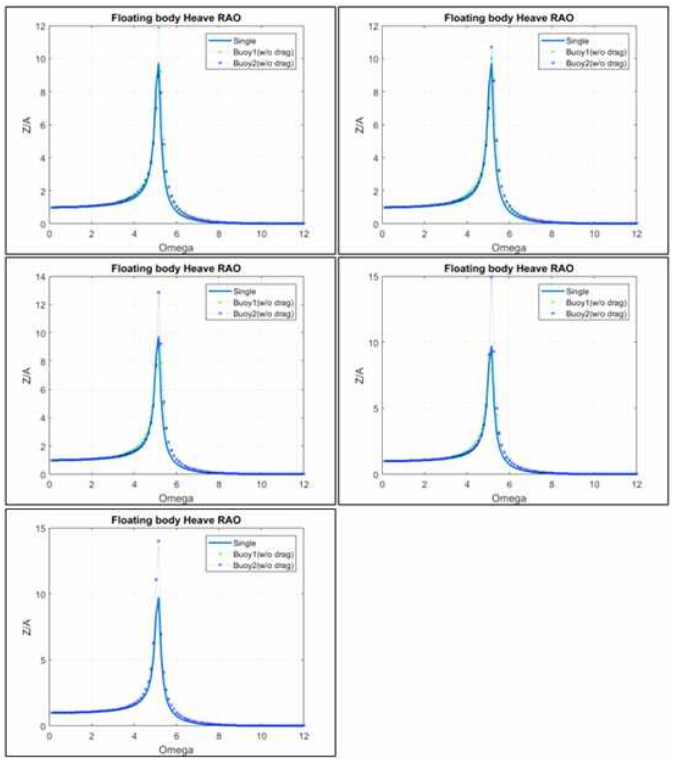


Fig. 13 Comparison of RAOs of 5D (single vs multi)

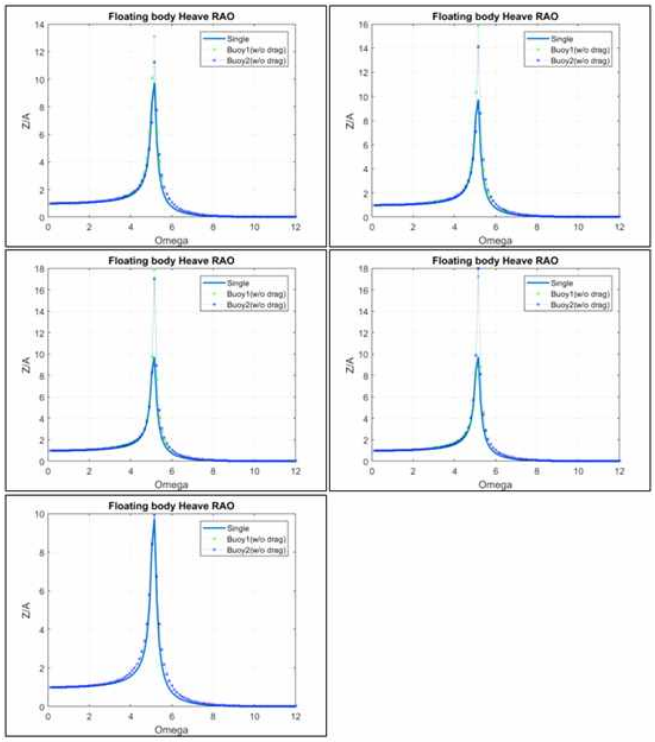


Fig. 14 Comparison of RAOs of 7D (single vs multi)

4. 결 론

본 논문에서는 포텐셜 유동 해석 결과를 이용하여 시간 영역에서 비선형항을 고려한 파력발전 장치의 운동 해석을 수행하였다. 단일 파력발전 장치와 다중 파력발전 장치의 운동 해석을 진행하였고 다음의 결론을 얻을 수 있다.

(1) 시간 영역에서 비선형항, 즉 점성 감쇠를 고려한 운동 해석을 통해 그 효과를 검증하였다

(2) PTO 시스템을 통한 에너지 효율을 계산하였다.

(3) 다중 파력발전 장치의 주파수 영역 운동 해석을 통해 최적의 거리 및 입사파각을 갖는 케이스를 제시하였다.

추가적으로 다중 파력발전 장치의 비선형항을 고려한 시간 영역 해석이 필요하며 PTO 시스템을 통한 정확한 에너지 효율 계산을 통해 최대 효율을 갖는 최적 케이스를 도출하는 연구가 필요하다.

후 기

이 논문은 2018년 해양수산부 재원으로 한국해양과학기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구임. (해양에너지 융복합 인력양성)

이 논문은 산업통상자원부 '산업전문인력역량강화사업'의 재원으로 한국산업기술진흥원(KIAT)의 지원을 받아 수행된 연구임. (2018년 한-영 해양플랜트 글로벌 전문인력 양성사업, 과제번호 : N0001287)

참 고 문 헌

허재경 & 박종천 2011. 문풀을 가지는 2 차원 부유체의 강제 상하동요에 대한 CFD 해석. *한국해양공학회지,* 25**,** 36-46.

BUDAL,K.&FALNES,J.1975.Powergenerationfromoceanwavesusingaresonantoscillatingsystem.*Marine Science Communication,* 1**,** 269-288.

CHO,I.H.&CHOI,J.Y.2014.DesignofWaveEnergyExtractorwithaLinearElectricGenerator-PartII.LinearGenerator.*Journal of the Korean Society for Marine Environment & Energy,* 17**,** 174-181.

EVANS,D.1976.Atheoryforwave-powerabsorptionbyoscillatingbodies.*Journal of Fluid Mechanics,* 77**,** 1-25.

JIN,S.&PATTON,R.2017.GeometryInfluenceonHydrodynamicResponseofaHeavingPointAbsorberWaveEnergyConverter.*12th EWTEC.*

JIN,S.,PATTON,R.J.&GUO,B.2018.Viscosityeffectonapointabsorberwaveenergyconverterhydrodynamicsvalidatedbysimulationandexperiment.*Renewable Energy*.

KIM,J.-R.,HYEON,J.-W.,KOH,H.-J.,KWEON,H.-M.&CHO,I.-H.2015a.ModelTestofDual-buoyWaveEnergyConverterusingMulti-resonance.*Journal of Ocean Engineering and Technology,* 29**,** 191-198.

KIM,J.R.,BAE,Y.H.&CHO,I.H.2014.DesignofWaveEnergyExtractorwithaLinearElectricGenerator-PartI.DesignofaWavePowerBuoy.*Journal of the Korean Society for Marine Environment & Energy,* 17**,** 146-152.

KIM,S.-J.,KOO,W.,HEO,K.-U.&HEO,S.2015b.NumericalStudyonShapeOptimizationofaHeavingHemisphereWaveEnergyConverter.*Journal of the Korean Society for Marine Environment & Energy,* 18**,** 254-262.

ZURKINDEN,A.S.,FERRI,F.,BEATTY,S.,KOFOED,J.P.&KRAMER,M.2014.Non-linearnumericalmodelinganddexperimentaltestingofapointabsorberwaveenergyconverter.*Ocean Engineering,* 78**,** 11-21.

비대칭 형상 파력발전 로터의 선형 거동에 대한 실험적 연구

김동은* · Sunny Kumar Poguluri** · 고행식** · 배윤혁**
*제주대학교 풍력공학부
**제주대학교 해양시스템공학과

An Experimental study on the Linear Behavior of Salter's Duck Wave Energy Converter

Dongeun Kim*, Sunny Kumar Poguluri**, Haeng Sik Ko** and Yoon Hyeok Bae**
*Faculty of Wind Energy Engineering, Jeju National University, Jeju, Korea
**Department of Ocean System Engineering, Jeju National University, Jeju, Korea

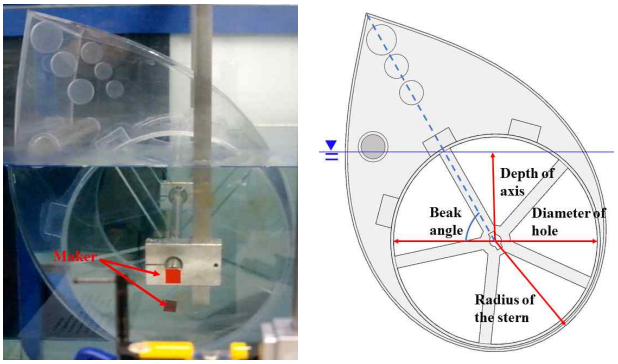
KEY WORDS: Wave energy converter 파력발전장치, Salter's duck 솔터 덕, Pitch motion 종운동, Motion performance 운동성능, Linear response 선형응답, Model test 모형시험

ABSTRACT: Among the various wave power systems, Salter's duck(rotor) is the one of the most effective wave absorber in extracting the wave energy. Rotor is designed differently in the front shape in the direction of the incident wave and the rear shape on the opposite side. The asymmetric geometry shape of the duck makes it absorb energy efficiently. In the present study, experimental investigation is carried to access the performance of the rotor motion based on model scale in a two dimensional(2D) wave tank. Initially, free decay test(FDT) is carried out to obtain the viscous damping coefficient. Pitch response is extracted from the experimental time series in a periodic regular wave for two different wave heights (1cm and 3cm). In addition, numerical analysis based on linear potential flow theory in three dimensional diffraction/radiation analyses is carried out using WAMIT code. Viscous damping coefficient obtained from the FDT is incorporated into the final response of the rotor. Finally, a comparative study based on the 2D wave tank test and numerical results is analyzed to confirm the performance reliability of the designed rotor.

1. 서 론

파랑에너지로부터 전기에너지를 흡수하기 위하여 Salter가 제안한 1차 변환장치는 잠긴 부분의 모양이 수면에 떠 있는 오리와 같다고 하여 Salter's duck 또는 Edinburgh duck이라 불린다. Salter's duck은 입사파 방향으로의 전면형상과 반대편의 후면형상을 서로 다르게 비대칭적으로 설계하여 파의 에너지를 흡수하고 이를 통해서 약 90%에 가까운 에너지 흡수 효율을 가질 수 있다고 알려져 있다. 이는 70년대 후반부터 80년대 초반까지 모형실험(Salter *et al.*, 1975; Jeffrey *et al.*, 1976)과 이론해석(Evans, 1976; Count, 1978; Mynett *et al.*, 1979)등을 통하여 폭 넓게 연구되었다.

본 연구는 Salter's duck 로터의 다양한 설계 변수를 검토하여 제주 서부 해역 해양환경에 적용 가능하도록 로터를 설계한 선행연구의 결과를 바탕으로 축소모형(Model)을 이용한 2차원 조파수조 실험을 수행하고 이를 수치해석의 결과와 비교 분석 하였다. 설계된 Salter's duck의 운동성능은 선형 포텐셜 이론을 근거로 한 3차원 회절/방사 프로그램인 WAMIT을 이용하여 주파수 영역에서 확인하였다. 본 연구에서는 WAMIT으로 계산한 운동특성을 검증하기 위하여 시간영역에서의 회전운동 변위를 제주대학교 2차원 조파수조에서 측정하였다. 초기각도(Initial angle)를 다르게 하여 6차례의 자유감쇠실험(Free decay test)을 수행하여 고유주기(T_N)와 여러 감쇠비(κ)를 얻고 그 중 적절한 감쇠비를 선정하였다. 또, 파고에 따른 주기별 규칙파 실험 결과를 토대로 RAO(Response Amplitude Operator)를 도출하였고 최종적으로 WAMIT의 운동성능 결과와 모형실험 결과를 선형 범위에서 비교하였다.



(a) (b)

Fig. 1 Experimental model
(a : Photographs of model, b : Schematic sketch of model)

2. 축소모형 실험

본 연구에서는 WAMIT을 이용하여 산출한 수치적 거동 특성과 모형실험(Model test)을 통하여 얻은 거동 특성을 비교하여 수치해석의 신뢰성을 확인하였다. 원형(Prototype)의 특성을 확인하기 위한 가장 편리하고 경제적인 방법이다. 축소모형 실험을 위해서는 실험이 가능한 범위 내에서의 축척비 선정을 시작으로, 상사법칙을 이용한 축소 제원 산출 및 축소모형의 재질 선정 등 여러 가지 조건의 고려가 필요하다.

2.1 실험 모델

모형실험에서 사용된 축소모형은 Fig. 1과 같다. 모형 축척비 λ를 1/11로 하여 원형을 축소하였으며, 재질은 주로 사용되는 아크릴로 선정하였다.

원형과 축소모형의 프루드(Froud)수를 상사시켜 제원을 축소하였다. 그러나 원형은 해수(Sea water)에서 적용되지만 축소모형은 담수(Fresh water)에서 적용되므로 로터가 평형을 이룰 수 있도록 축소모형 설계과정에서 보완하였다. 보완과정에서 최대한 원형의 특성을 갖도록 하기 위하여 질량비를 유지하였다. 로터의 회전운동 고유주기(T_N)는 식 (1)과 같이 계산할 수 있다.

$$T_N = 2\pi\sqrt{\frac{I_{55}+a_{55}}{k_{55}}} \tag{1}$$

여기서 I_{55}는 로터의 질량 관성모멘트, a_{55}는 부가질량 관성모멘트(Added mass moment of Inertia), k_{55}는 정적 복원계수(Restoring coefficient)를 나타낸다. 밑첨자 55는 종운동을 의미한다. 또한 모든 값들은 회전중심에서의 계산 결과이며, 부가질량 관성모멘트와 정적 복원계수는 WAMIT을 이용하여 산출된 결과를 적용하였다. 최종적으로 모형실험에 사용된 로터의 제원 및 특성은 Table 1과 같으며 Fig. 1-(b)에서 확인 가능하다.

Table 1 Specification of experimental model

	Unit	Value
Radius of the stern	cm	18.2
Diameter of hole	cm	34
Depth of axis	cm	14.55
Width	cm	45.5
Beak angle	°(deg)	60
Total mass	kg	13.65
Cemter of gravity(x, y, z)	cm	(-9.31, 0, 9.98)
Moment of inertia(pitch)	$kg \cdot m^2$	0.7479
Pitch natural period(undamped)	sec	1.53

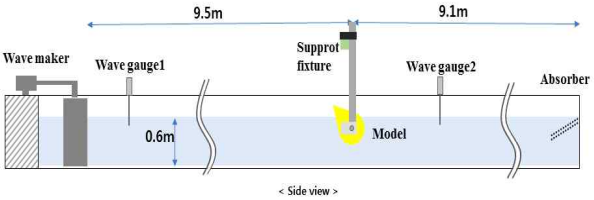


Fig. 2 Schematic sketch of experimental set-up(side view)

2.2 실험 조건

축소모형 실험은 제주대학교 2차원 조파수조에서 실시하였다. 수조는 길이 20m, 폭 80cm의 제원을 가지며 수심은 60cm이다. Fig. 2는 모형실험의 구성도를 보여주고 있다. 조파수조 한쪽 끝에는 피스톤 타입의 조파기(Wave maker)가 있으며, 반대쪽에는 경사형 소파장치(Absorber)가 설치되어 있다. 조파기로부터 약 2m 떨어진 위치에 저항식 파고계(Wave gauge)를 설치하여 입사파를 계측하였으며, 조파기로부터 약 9.5m 떨어진 위치에 축소모형을 설치하여 운동변위는 영상 축적 기법으로 측정하였다.

로터의 운동은 종운동(Pitch)만을 할 수 있도록 나머지 운동에 대해서는 최대한 구속시키지만 종운동 변위가 크게 일어나면 지지축의 처짐 현상으로 전후동요(Surge)와 상하동요(Heave)가 발생한다. 하지만 본 실험에서는 이 운동들이 크지 않은 파고를 선정하여 주요 특성인 종운동 변위 외에는 무시할 수 있도록 하였다.

자유감쇠실험은 초기각도를 다르게 하여 총 6차례 실시하였으며, 파고에 따른 주기별 규칙파 실험은 파고 1cm와 3cm에 대해 실시하였다. 규칙파의 주기범위는 고유주기를 포함하고 있는 0.8~2.0sec 내에서 수행하였다.

3. 모형실험 및 수치해석 결과 비교

모형실험은 제주대학교 2차원 조파수조에서 자유감쇠실험, 파고에 따른 주기별 규칙파 실험 순으로 진행하였다. 자유감쇠실험은 초기각도를 다르게 하여 총 6차례 실시하였다. 이와 같이 실험을 계획한 이유는 크게 두 가지가 있다. 첫째는, 제작된 축소모형이 설계모델에 맞게 제작이 되었는지 확인해보기 위함이다. 종운동의 고유주기가 위 모델의 주요 특성이기에 자유감쇠실험을 통해 결과를 산출한 후 고유주기를 확인하였다. 또한 이 결과를 바탕으로 파고에 따른 주기별 규칙파 실험의 주기범위를 선정하는데 참고하였다. 둘째는, WAMIT 해석결과에 적용할 적절한 점성감쇠계수를 선정하기 위함이다. WAMIT은 선형 포텐셜 이론을 근거로 하였기에 점성이 고려되지 않은 결과가 산출되지만 외부감쇠계수를 선형적으로 부가할 수 있다. 즉, 외부감쇠계수에 점성감쇠계수 값을 적용하면 선형 범위에서의 점성효과를 고려할 수 있다. 결과적으로 WAMIT 수치해석 결과와 실험결과를 선형 범위에서 비교하기 위해서는 감쇠비의 산출은 꼭 필요한 부분이다. 또한, 다양한 초기각도에 따른 결과를 가지고 있는 것은 실험결과와 비교 가능한 수치해석 결과를 도출하는데 유리하다.

로터의 정수상태에서의 자유 종운동 방정식을 선형 미분방적식 형태로 표현하면 식 (2)와 같이 간단히 나타낼 수 있다.

$$(I_{55}+a_{55})\ddot{\xi}+b\dot{\xi}+k_{55}\xi=0 \tag{2}$$

여기에서 $\ddot{\xi}$와 $\dot{\xi}$, ξ는 각각 로터의 종운동 가속도와 속도, 변위이며, b는 전체 감쇠계수를 의미한다. 방사감쇠 및 점성감쇠 외의 외부감쇠가 작용하지 않는다면 전체 감쇠계수는 식 (3)과 같이 표현 가능하다.

$$b=b_{55}^{rad}+b_{55}^{vis} \tag{3}$$

b_{55}^{rad}는 방사감쇠계수(Radiation damping coefficient)를, b_{55}^{vis}는 점성감쇠계수(Viscous damping coefficient)를 의미한다. 밑첨자 55는 역시 종운동을 의미한다.

식 (2)의 양변을 $(I_{55}+a_{55})$로 나눈 후 식 (4)와 (5)와 같이 정의하면 식 (6)과 같이 간소화 할 수 있다.

$$2\nu=\frac{b}{I_{55}+a_{55}} \tag{4}$$

$$w_0=\frac{k_{55}}{I_{55}+a_{55}} \tag{5}$$

$$\ddot{\xi}+2\nu\dot{\xi}+w_0^2\xi=0 \tag{6}$$

식 (5)는 비감쇠 고유 주파수(Undamped natural frequency)를 의미한다. 또한, 식 (4)와 식 (5)를 이용하여 무차원 감쇠비(κ)로 표현할 수 있다.

$$\kappa=\frac{\nu}{w_0}=\frac{b}{2\sqrt{(I_{55}+a_{55})\cdot k_{55}}} \tag{7}$$

또한, 감쇠비(κ)는 Fig. 3과 같이 자유감쇠실험을 통해 얻은 시계열 자료로부터 대수감쇠법(Logarithmic decrement method)을 이용하여 산출할 수 있다. 시계열 자료는 영상 축적 기법을 이용하여 얻었다. Fig. 3은 시간에 따른 종운동 변위를 나타내는데, $\xi_i, i=1,2,\cdots,5$는 양 혹은 음의 극값(Positive or negative peaks)을 의미한다. 본 연구에서는 감쇠비를 산출하는데 ξ_2,ξ_3,ξ_4 그리고 ξ_5 값만을 적용하였다. ξ_0과 ξ_1을 적용하지 않은 이유는 초기각도만큼 기울이는 과정에서 인위적인 힘이 가해졌으므로 실험 수행에 있어 부정확성을 유발할 수 있는 요인들을 최대한 배제한 것이다. 시계열 자료로부터 Zero-crossing 방법을 사용하여 고유주기(T_N)를 산출하였으며, 식 (8)과 같이 대수감쇠법을 이용하여 감쇠비(κ)를 산출하였다.

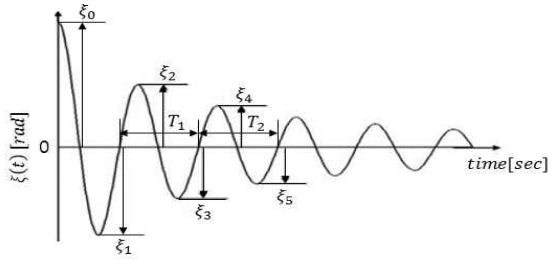


Fig. 3 Time-serial data obtained through free decay test

$$\kappa=\frac{1}{2\pi}ln\left(\frac{\xi_2-\xi_3}{\xi_4-\xi_5}\right) \tag{8}$$

식 (8)을 이용하여 산출한 감쇠비를 식 (7)에 적용하면 전체 감쇠계수 b를 계산할 수 있다. 이 때, 부가질량 관성모멘트(a_{55})과 정적 복원계수(k_{55})는 WAMIT을 이용하여 산출된 결과 중 비감쇠 고유주파수(w_0)에서의 값을 적용하였다. 비감쇠 고유주파수 값은 1.53sec 이다. 또, 전체 감쇠계수 b에서 WAMIT을 이용하여 산출된 방사감쇠계수(b_{55}^{rad})를 빼주면 근사적인 점성감쇠계수(b_{55}^{vis})를 얻을 수 있다. 6차례의 자유감쇠실험에 대한 결과는 Table 2와 같다.

Table 2에서 초기각도의 부호는 (-)일 때가 수면 아래로 눌렀을 때, (+)일 때가 수면 위로 올렸을 때를 의미한다. 다양한 초기각도에 대하여 계측된 고유주기가 대체적으로 비슷한 범위에 있으므로 이 범위를 바탕으로 파고에 따른 주기별 규칙파 실험을 진행하였다.

규칙파 실험에서의 파 주기범위는 0.8~2.0sec로 하였으며, 1.5~1.6sec 범위에서는 주기를 좀 더 세분화하여 파고 1cm와 3cm에 대해 실험을 실시하였다. 주기별 규칙파 실험 또한 영상 축적 기법을 이용하여 시계열 자료를 얻었으며, 주기별로 반사파가 로터에 도달하기 전까지의 유효한 데이터를 추출하여 분석하였다. 시계열 자료로부터 종운동 RAO를 도출하기 위하여 식 (9)와 같이 주기별 규칙파에 따라 종운동 진폭(ξ^*)을 입사파 진폭(A)과 대표길이(L)의 곱으로 나누어 무차원화하였다. 대표길이 L은 원형일 경우 L_p, 축소모형의 경우 L_m이 각각 적용된다. L_p는 1m이며, L_m은 1/11m로 하였다. 종운동 진폭은 Zero-crossing 방법을 사용하여 구한 평균값이다.

$$RAO=\left|\frac{\xi^*}{A\cdot L}\right| \tag{9}$$

파고(H)가 각각 1cm와 3cm일 때의 주기별 규칙파 실험을 통해 그린 RAO 그래프는 Fig. 4와 같다. 그래프에서 빨간색 원 기호와 파란색 마름모 기호는 각각 파고 1cm와 3cm일 때의 주기에 따른 RAO 결과를 나타낸다. 파고가 1cm와 3cm일

Table 2 Specification of experimental model

No.	Intial angle [deg]	Natural period (damped) [s]	Damping ratio(κ) [-]	Viscous damping(b_{55}^{vis}) [kg/s]
1	-31	1.54	0.0921	0.4757
2	-16	1.51	0.0893	0.4538
3	-40	1.57	0.0960	0.5062
4	-13	1.53	0.0928	0.4812
5	+18	1.55	0.0849	0.4193
6	+40	1.58	0.0890	0.4514

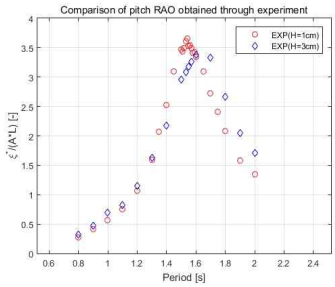
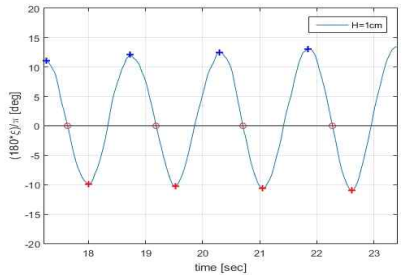
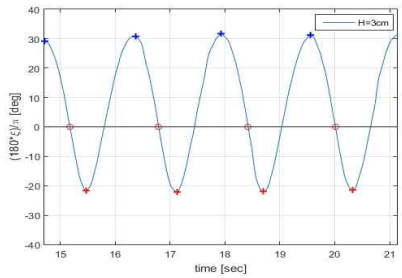


Fig. 4 Comparison of pitch RAO obtained through experiment



(a) T = 1.54sec



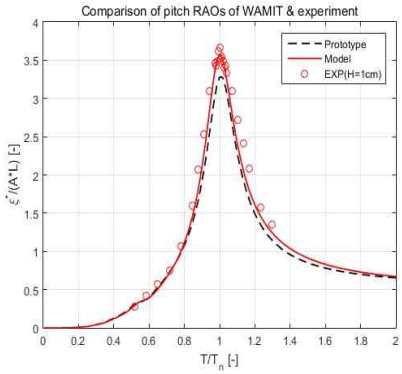
(b) T = 1.60sec

Fig. 5 Time-serial data when wave period equals to natural period(wave height a : 1cm, b : 3cm)

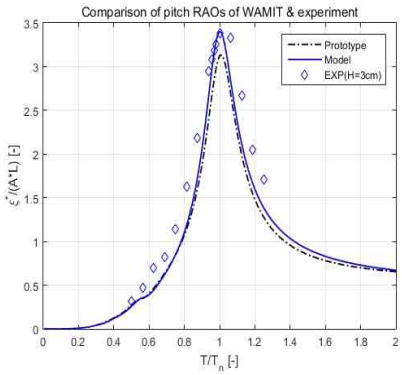
때, 각각 고유주기(T_N)는 1.54sec와 1.60sec 이다. 파고 3cm일 때 확인한 고유주기가 파고 1cm일 때보다 0.06sec정도 길어졌음을 확인했다. 이는 입사파의 파고가 높아짐으로써 로터 운동에 작용하는 점성효과가 더 커졌기 때문이다.

시계열 자료를 Fig. 5에 나타내었다. 두 결과 모두 로터의 운동은 수면 아래로의 회전운동보다 수면 위로의 회전운동이 더 큰 것을 볼 수 있으며, 파고가 커질수록 더 두드러지는 것을 확인 할 수 있다. 자유감쇠실험에서 초기각도에 따라서 감쇠비가 다르다. 본 연구에서는 자유감쇠실험 결과(Table 2) 중 고유주기에서의 최대 운동 진폭(Maximum motion amplitude)에 근접한 결과인 No.5와 No.6에서의 점성감쇠계수를 적절한 값으로 선정하고 WAMIT에 외부감쇠계수로 선형적으로 부가하였다. 최종적으로 산출된 결과를 각각 파고 1cm, 3cm일 때의 주기별 규칙파 실험결과와 비교하였다.(Fig. 6)

Fig. 6에서 (a)와 (b)는 각각 파고 1cm와 3cm의 결과이다. (a)에서 검정색 파선과 빨간색 실선은 각각 원형과 축소모형을 WAMIT으로 수치해석한 RAO 결과이며, 빨간색 원 기호는 주기별 규칙파 실험을 통해 도출한 RAO 결과이다. (b)에서 검정



(a) H = 1cm



(b) H = 3cm

Fig. 6 Comparison of pitch RAOs of WAMIT & experiment(wave height a : 1cm, b : 3cm)

색 일점쇄선과 파란색 실선은 각각 원형과 축소모형을 WAMIT으로 수치해석한 RAO 결과이며, 파란색 마름모 기호는 주기별 규칙파 실험을 통해 도출한 RAO 결과이다. 원형과 축소모형의 RAO 결과를 상대적으로 비교하고자 두 그래프 모두 가로축과 세로축을 무차원화 하였다. 가로축은 주기(T)를 고유주기(T_N)로 나누었고, 세로축은 종운동 진폭(ξ^*)을 입사파의 진폭(A)와 대표길이(L)의 곱으로 나누어 무차원화 하였다. Fig. 6에서 (a)의 경우는 입사파의 진폭 A는 0.5cm, (b)에서는 1.5cm이다. 위 결과에서 실험결과와 WAMIT 수치해석 결과가 잘 일치한다. 이를 통해 WAMIT을 이용하여 산출한 수치적 거동 특성은 선형범위에서 신뢰 가능하다고 판단하였다.

4. 결 론

본 연구에서는 선형 포텐셜 이론을 근거로 한 3차원 회절/방사 프로그램 WAMIT을 이용하여 제주 서부 해역에 최적화되도록 설계된 비대칭 형상 로터의 선형 거동에 대한 확인을 위하여 제주대학교 2차원 조파수조에서 축소모형 실험을 실시하였다. 축소모형 실험은 감쇠비(κ)를 얻기 위한 자유감쇠실험과 선형 거동 확인을 위한 파고에 따른 주기별 규칙파 실험으로 진행되었다. 축소모형 실험을 통해 얻은 결과는 점성감쇠가 고려가 되었지만, WAMIT을 이용한 수치해석 결과는 선형 포텐셜 이론을 근거로 하므로 점성이 고려되지 않는다. 하지만

자유감쇠실험을 통해 얻은 감쇠비를 이용하여 근사적인 점성 감쇠계수를 산출할 수 있으며, 이를 WAMIT에서 외부감쇠계수로 선형적으로 부가하여 고려하여 실험결과와 비교하였다. 특히 본 연구에서는 로터의 종운동 고유주기(T_N)에서의 시계열 자료로부터 확인된 수면 위 방향으로 회전하는 운동의 진폭(ξ^*)만큼을 초기각도로 한 자유감쇠실험 결과가 외부감쇠계수로 적용하기에 가장 적절하다고 판단하였다. 축소모형 실험을 통해 도출한 RAO결과와 WAMIT을 통해 산출한 RAO결과가 잘 일치하였고 이를 바탕으로 WAMIT 수치해석 결과의 신뢰성을 확인할 수 있었다.

본 연구에서는 파고 1cm, 3cm로 낮은 파고에 대한 실험을 통해서 선형거동만을 확인하였다. 향후에는 높은 파고에서의 비선형적인 거동 특성에 대한 추가적인 연구가 필요하다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부(MOTIE)와 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다. (No. 20163010071690)

참 고 문 헌

Count, B.M., (1978)., "On the Dynamics of Wave-power Devices", Proc. of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences, 363, 559-579.

Evans, D.V., (1976)., "A Theory for Wave-power Absorption by Oscillating Bodies", J. Fluid Mech., 77, 1-25.

Jeffrey, D.C., Richmond, D.J.E., Salter, S.H., Taylor, J.R.M. and Young, I.A., (1976)., "Second year interim report on Edinburgh wave power project: study of mechanism to extract power from sea waves", Interim report, Wave-power project, University of Edinburgh, September.

Mynett, A.E., Serman, D.D. and Mei, C.C., (1979)., "Characteristics of Salter's Cam for Extracting Energy from Ocean Waves", Appl. Ocean Res., 1(1), 13-20.

Salter, S.H., Jeffrey, D.C. and Taylor, J., (1975)., "First year interim report on Edinburgh wave power project: study of mechanism to extract power from sea waves", Technical report, Wave-power project, University of Edinburgh, September.

제주 서부해역에 적합한 비대칭 형상 파력발전장치의 비선형 거동에 대한 모형실험 및 수치해석

고행식* · 김동은** · 배윤혁*

*제주대학교 해양시스템공학과
**제주대학교 풍력공학부

An Model Experiment and Numerical Analysis for Non-linear Dynamic Behavior of Asymmetric WEC in Western Sea of Jeju Island

Haeng Sik Ko*, Dongeun Kim** and Yoon Hyeok Bae*

*Ocean System Engineering, Jeju National University, Jeju, Korea
**Wind Energy Engineering, jeju National University, Jeju, Korea

KEY WORDS: OpenFOAM 오픈폼, Asymmetric WEC 비대칭형 파력발전장치, Salter's duck 솔터 덕, RANS 레이놀즈 평균 나비어-스톡스 방정식, RAO 진폭응답함수

ABSTRACT: *A numerical and experimental analysis are conducted for analyzing a non-linear dynamic behavior of the Asymmetric Wave Energy Converter(WEC) is based on Salter's duck constrained in single degree of freedom(pitch) in wave field. The numerical analysis with OpenFOAM solving the Reynolds-Averaged Navier-Stokes(RANS) and dealing with dynamic mesh as well as Arbitrary Mesh Interface(AMI) to avoid a mesh distortion is used. Numerical results of free decay tests and dynamic behaviors due to different wave heights and periods are compared with model-scale experimental results. Pitch Response Amplitude Operator(RAO)s due to a lower and a higher wave height are also compared, and a spectrum analysis is investigated. The results show that higher order pitch harmonic motions are grown or added according as wave height is increased. Therefore, RAO with a higher wave height is smaller than a lower wave height due to the non-linear effect.*

1. 서 론

신재생 에너지에 대한 관심은 기존의 화석연료부터 에너지를 생산하는 방법이 지닌 환경오염과 기후변화 문제 그리고 원자력을 이용하여 에너지를 생산하는 방법이 지닌 잠제적인 위험성과 폐기물 처리문제가 논란이 되면서부터 계속해서 높아지고 있는 실정이다. 신재생 에너지원 중 하나인 파력발전에너지는 잠재적인 풍부한 에너지원을 갖고 있으나, 아직 상용화된 사례는 드물다(Lynn, 2014).

파력 에너지를 추출하는 대표적인 종운동 파력발전장치인 Salter's duck은 입사파 방향과 투과파 방향의 형상이 서로 다른 비대칭형상이며 이를 통해서 약 90%에 가까운 에너지 흡수 효율을 갖는다고 알려져 있다(Salter, 1974). 이 파력발전장치의 효율을 극대화하기 위해서는 Salter's duck의 여러 가지 설계변수(단면형상, 흘수, 무게중심의 위치 등)가 설치되는 해역의 조건에 맞게 결정되어야 한다. Salter' s duck 형상을 이용하여 많은 실험적인 연구들과 해석들이 수행되어져왔다(Salter et al., 1975; Evans, 1976).

최근에는 추출파워의 효율성을 높이고자 다수의 Salter's duck을 웨더베이닝(Weater Vaning)플랫폼에 결합시킨 배열식 파력발전 시스템을 상용화 시키려는 노력이 덴마크의 WEPTOS™사에서 이루어지고 있다(Pecher et al., 2014).

수치해석분야에 있어서 최근에는 병렬처리기술 혹은 GPU(Graphics Processing Unit) 기술을 이용하여 전보다 빠른 계산시간을 확보함에 따라 높은 비선형과 점성을 고려한 CFD(Computational Fluid Dynamics)를 통한 WEC의 비선형적인 동적거동에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 특히 OpenFOAM®(Open source Field Operation And Manipulation)은 오픈소스 라이브러리를 기반으로 한 CFD 모델로서 기존의 상용화된 소프트웨어 비해 비용이 들지 않고 코드변경이 가능한 장점이 있어 파력발전장치의 수치해석에 많이 이용되고 있다(Eskilsson, 2015; Schmitt and Elsaesser, 2015).

본 연구에서는 선형 포텐셜 이론을 통해 제안된 Salter's duck 형상을 기본으로 한 제주 서부해역에 최적화된 비대칭 형상의 파력발전장치를 가지고 1/11 크기의 축소모형실험을 수행하고, 오픈 소스 라이브러리를 기반으로 한 CFD 코드중 하나인 OpenFOAM을 이용하여 거동에 대한 수치해석을 수행하였다. 우선 입사파의 영향이 없는 자유감쇠시험을 수행하여 실험결과와 비교를 하였다. 그리고 파고변화에 따른 동적인 거동해석을 위해 규칙파에 의한 시계열 종운동 변위 결과를 비교하고 비선형

적인 거동해석을 위해 스펙트럼 해석을 수행하여 비교 및 검토하였다.

2. 모형실험

비대칭형상의 모델은 실제크기의 1/11의 축척비를 갖고 제작되었다. 실제의 최적의 비대칭 형상의 파력발전장치는 여러 가지 설계변수(단면형상, 흘수 , 무게중심의 위치 등)를 고려하여 제주서부해역의 파랑조건($H_{1/3}$=2m, T_P=6.5sec)에 적합한 모델이 선형포텐셜 이론식과 WAMIT에 의해 선정되었다. Fig. 1은 제주대학교 2차원 조파수조(길이 20m, 폭 0.8m, 높이 1.0m)에 비대칭 형상의 파력발전장치 모델이 설치된 단면도를 보여준다. 피스톤 타입(Piston-type) 조파장치를 통해 파가 수조 전면에서 생성되고, 공극율 0.1을 가지는 스테인레스 스틸 재질의 타공판 소파장치에 의해 파가 수조 끝단에서 소파된다. 비대칭 형상 파력발전장치의 배면부분(paunch)은 입사파의 수평 입자속도분포와 동일한 지수로그 관계식을 이용하여 설계하였다. 수조 측면에 고정된 샤프트와 베어링을 이용하여 비대칭 형상 파력발전장치 모델은 1자유도 종운동만을 허용하였다(Fig. 2). 자유감쇠실험 및 입사파에 의한 종운동 변위를 측정하기 위해서 영상추적기법이 이용되었다. Table 1은 비대칭 형상의 파력발전장치 모델의 세부제원을 보여준다. 입사파 조건에 대해서는 입사파고는 H=0.01과 0.03m와 주기는 0.8~2sec 사이에서 0.1sec씩 변화를 주었고, 공진주기 근처에서는 좀 더 세밀한 변화(약 0.03sec)를 주었다.

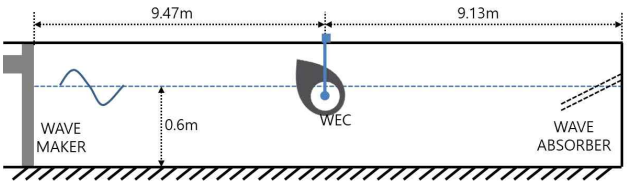


Fig. 1 Sketch of experimental wave tank

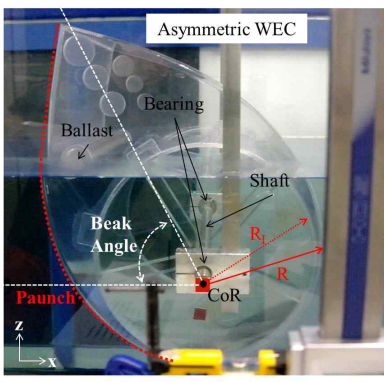


Fig. 2 Definition and snapshot of Asymmetric WEC

Table 1 Specification of an asymmetric WEC (1/11 scale)

Material	Acrylic (Rotor) Steel bar (ballast)
Beak Angle [deg]	60
Stern Radius (R) [m]	0.182
Inner Hollow Radius(R_I) [m]	0.17
Draft [m]	3.796
Width [m]	0.455
CoGx,z from CoR [m]	(-0.093, 0.0997)
Mass [kg]	13.6305
Moment of Inertia (WRT CoG) [kg · m^2]	0.4934

3. 수치해석

비대칭형 파력발전장치와 유체의 상호작용을 해석하기 위해 비압축성 이상류 해석에 동적인 격자 처리 방법이 더해진 *interDyMFoam* solver를 사용하였고, 운동방정식으로는 RANS (Reynolds- Averaged Navier-Stokes)식이 이용되었다.

$$\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial t} + \overline{u_j}\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\nu_{eff}\left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i}\right)\right] - \frac{1}{\rho}\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\overline{p} + \frac{2}{3}\rho k\right) \tag{2}$$

여기서, $\overline{u_j}$는 평균속도, ρ는 밀도, $\overline{p}$는 평균 압력, ν_{eff}는 유효 동점성계수이고, 동점성계수(ν)와 난류와동점성계수(ν_t)의 합으로 계산된다. 본 연구에서는 난류해석을 위해 k-ϵ (turbulent kinetic-dissipation energy) 모델이 이용되었다. 유체의 흐름해석을 위해 식 (1)과 (2)를 풀면서 그 속도와 압력에 대한 결과값을 이용하여 비대칭형상의 파력발전장치 운동방정식은 다음과 같다.

$$F_T = \int_S (F_{ext} + F_{flow}) = m\ddot{x} \tag{5}$$

$$M_T = \int_S (M_{ext} + M_{flow}) = I\ddot{\theta} \tag{6}$$

여기서, F_T와 M_T는 총 힘과 총 모멘트이며, F_{ext}와 M_{ext}는 중력에 의한 힘과 모멘트, F_{flow}와 M_{flow}부력 혹은 압력 혹은 점성에 의한 힘과 모멘트이다. m과 I는 파력발전장치의 질량과 관성모멘트, x와 θ는 직선으로 움직인 변위와 회전변위를 나타낸다. 파력발전장치의 운동방정식을 계산하기 위해 Newmark 시간적분방법이 선택되었다.

수치해석을 위해 제한된 하드웨어 자원과 계산시간의 효율성을 높이기 위해 2차원 수치파동수조가 이용되었다. 조파와 소파를 위해 Waves2FOAM(Jacobsen et al., 2012)을 이용하였고,

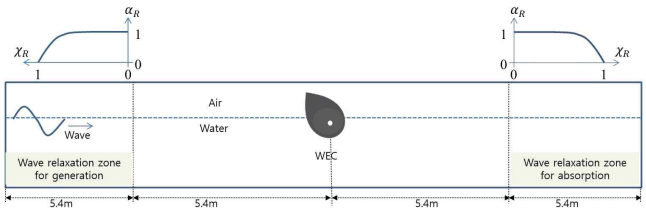


Fig. 3 2D schematic of an asymmetric WEC and a numerical wave tank

수조 양 끝단에 완화구간을 적용하여 반사파와 파력발전장치로 인해 반사된 파들의 재반사를 최소화하였고, 수치파동수조 계산영역 크기와 비대칭 형상 파력발전장치의 위치는 Fig. 3에서 보여준다.

Fig. 4에서 보이는 것처럼 격자의 해상도는 계산의 효율을 높이기 위해서 선행 연구(고 등, 2018)를 바탕으로 파력발전장치 주변과 자유수면 근처에 더 높게 설정되었다. 그리고 비대칭형상의 파력발전장치의 큰 회전운동을 고려하기 위해 AMI(Arbitrary Mesh Interface)가 파력발전장치 회전축을 중심으로 원기둥 형태로 설정되었다. AMI는 고정되어 있는 원기둥 외부영역과 회전할 수 있는 내부영역으로 이루어져 있으며, 유체의 모든 계산결과는 AMI상에서 보간된다.

4. 결과 및 해석

입사파의 영향이 없을 때의 비대칭형 파력발전장치의 거동을 비교하기 우해 자유감쇠시험을 통해서 얻은 시계열 종운동 회전변위 데이터를 비교하였다. 그리고 입사파 파고변화에 따른 종운동의 비선형성에 대해서도 비교하였다.

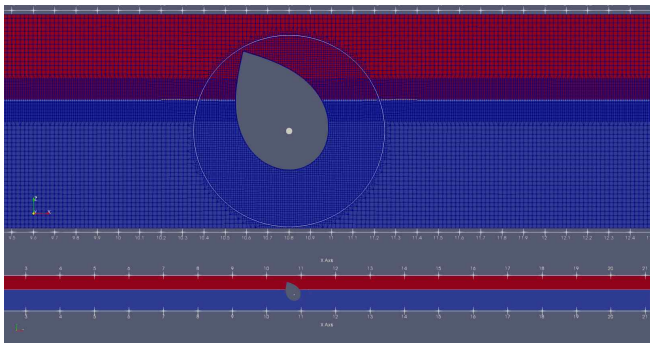
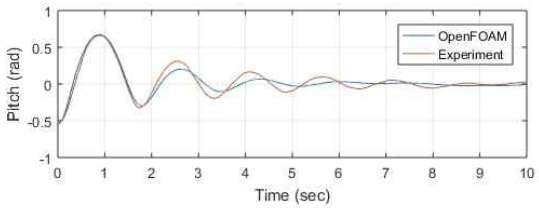


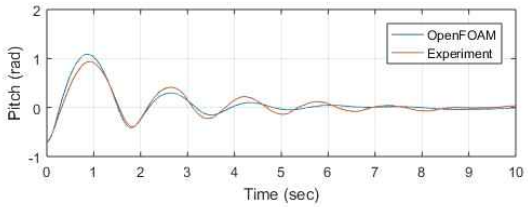
Fig. 4 2D grid system near WEC (top) and over whole wave tank (bottom)

Table 2 Incident wave condition for numerical simulation

H (m)	T (sec)						
0.01	1.30	1.45	1.50	1.55	1.60	1.65	1.75
0.03	1.35	1.40	1.50	1.55	1.60	1.70	1.80



(a) Initial rotation angle of 31°



(b) Initial rotation angle of 40°

Fig. 5 Comparison of the time series of pitch free decay

2.1 자유감쇠시험

모형실험과 수치해석을 통해 초기변위가 다른 두 가지 경우(31°, 40°)에 대해서 자유감쇠시험결과를 비교하였다. 초기변위는 원래 비선형 파력발전장치가 갖는 안정된 Beak angle로 부터의 변화된 변위이다. 실험에서 얻어진 자유감쇠결과와 동일한 조건으로 OpenFOAM을 이용하여 수치모의가 수행되었고, 그 종운동 시계열 데이터를 비교하여 Fig. 5에 나타내었다. 비교결과 전체적으로 비슷한 경향을 나타내고 있으나, 위상과 변위의 진폭에서 다소 차이가 발생하였다. 이는 실험에서는 수조 벽면과 내부가 빈 실린더 내에 의한 내부유체의 교란이 작용하는 반면 수치해석은 이러한 영향이 다 배제되어서 복원력과 감쇠력에 차이가 했기 때문으로 사료된다.

2.2 비선형적인 거동해석

종운동 RAO는 비대칭형 파력발전장치의 종운동 진폭을 입사파의 진폭으로 나눈 값으로 진폭응답함수를 보여준다 (Fig. 6). 종운동 RAO를 파고 변화 (H=0.01m, 0.03m)에 따른 진폭응답함수의 실험결과와 수치해석 결과를 비교하였다. 모든 결과가 입사파의 주기(T)와 구조물의 고유주기(T_N)가 일치할 때 운동이 급격하게 커지는 공진현상을 잘 보여주고 있다. 그러나 고유주기는 수치해석결과가 조금 길어지는 것으로 나타난다. 이는 실험에서의 수조벽면과 내부가 빈 실린더 사이의 유체의 교란을 정확히 재현하지 못하기 때문으로 사료된다. 그리고 실험과 수치해석결과를 통해 입사파의 파고가 커질수록 진폭응답함수는 작아지는 것을 보여준다. 이는 파고가 커질수록 종운동의 비선형 운동성분이 증가하기 때문이며 이후의 스펙트럼해석을 통해 자세하게 논의한다.

입사파고의 변화에 따른 시계열 종운동(pitch)결과를 명확히 비교하기 위하여 입사파의 3파장에 해당하는 결과만을 Fig. 7(top)에 나타내었다. 이는 수치해석 결과가 실험결과를 상당히 잘 예측하고 있음을 보여준다. 그리고 파고가 증가함에 따라 종

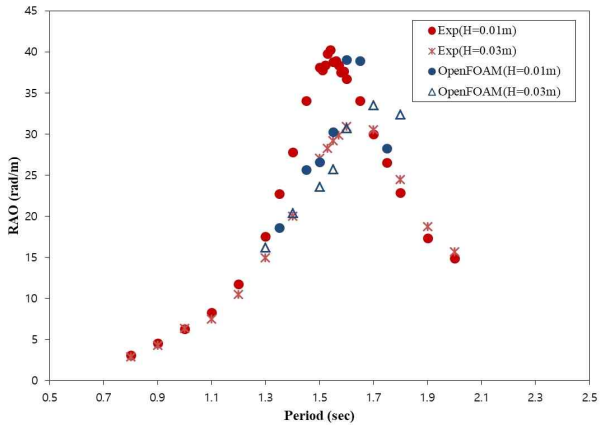
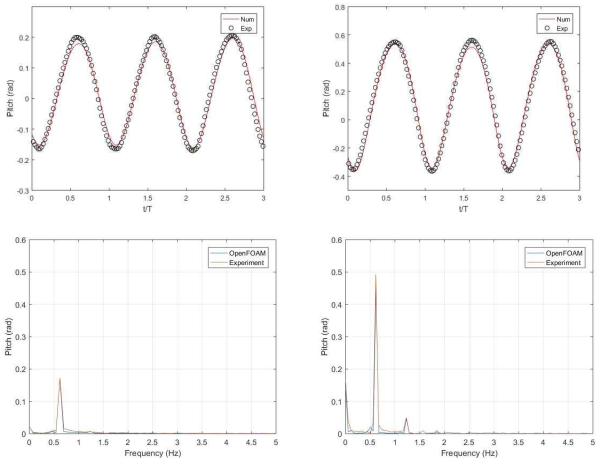


Fig. 6 Comparison of RAO for pitch motion



(a) H=0.01m & T=1.60sec (b) H=0.03m & T=1.60sec

Fig. 7 Comparison of time histories (top) and spectrum analysis (bottom) of pitch motion

운동 변위진폭이 증가하는 것을 볼 수 있고, 종운동 변위가 수면을 기준으로 윗 방향으로 더 크게 일어나고 있음을 보여준다. Fig. 7 (bottom)은 스펙트럼 분석을 통한 종운동 변위진폭 결과 비교를 보여준다. 파고가 큰 경우의 스펙트럼 해석에서 파고가 작은 경우에 비해 고차항의 비선형 운동성분이 증가하거나 새로 나타남을 볼 수 있다. 이런 비선형성의 증가로 인해 파고가 높은 경우의 RAO가 파고가 낮은 경우의 RAO보다 작아지게 되는 것으로 사료된다.

5. 결 론

본 논문에서는 CFD 수치모델 중 하나인 OpenFOAM을 이용하여 비대칭형 종운동 파력발전장치 모형에 대해 수치모의를 수행하였다. 모형실험을 통해 자유감쇠시험 결과와 입사파고의 변화에 의한 파력발전장치의 거동에 대해서 비교를 통해 다음과 같은 결론을 도출하였다.

(1) 2차원 수치해석결과임에도 실험과 유사한 경향의 자유감쇠시험결과를 얻을 수 있었다.

(2) 입사파고가 높아질수록 종운동의 RAO는 감소하는 결과를 실험과 수치해석결과를 통해서 얻을 수 있었다.

(3) 파고가 커짐에 따라 종운동 변위는 커짐을 알 수 있었고, 비대칭 파력발전장치의 거동은 수면 위를 향하는 게 아래를 향하는 것보다 우세하였다.

(4) 스펙트럼 해석결과 파고가 높아짐에 따라 고차항의 비선형 운동성분의 증가가 RAO의 감소에 영향을 준다는 것을 확인할 수 있었다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부(MOTIE)와 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다. (No. 20163010071690)

참 고 문 헌

고행식, 배윤혁, 조일형 (2018). “OpenFOAM을 이용한 부유식 구조물의 운동해석”, 한국전산유체공학회지, 제23권, 제1호, pp 101-112.

Eskilsson, C., Palm, J., Kofoed, J.P. and Friis-Madsen, E. (2015) “CFD study of the overtopping discharge of the Wave Dragon wave energy converter“, RENEW2015, pp 287-294.

Evans, D.V. (1976) “A Theory for Wave-power Absorption by Oscillating Bodies, J. Fluid Mech., Vol 77, pp 1-25.

Jacobsen, N.G., Fuhrman, D.R. and Fredsøe, J. (2012) “A wave generation toolbox for the open-ource CFD library: Open-Foam,“ International Journal for Numerical Methods in Fluids, Vol 70, No 9, pp 1073-1088.

Lynn, P.A. (2013) Electricity from Wave and Tide: An Introduction to Marine Energy, John Wiley & Sons, Chichester, UK.

Pecher, A., Kofoed, J.P. and Larsen, T. (2014) “The Extensive R&D behind the Weptos WEC,“ RENEW2014, pp 351-358.

Salter, S. (1974) “Wave Power“, Nature, Vol 249, pp 720-724.

Salter, S.H., Jeffrey, D.C. and Taylor, J. (1975) “First year interim report on Edinburgh wave power project: study of mechanism to extract power from sea waves, Technical report, Wave-Power project, University of Edinburgh, September.

Schmitt, P. and Elsaesser, B. (2015) “On the use of OpenFOAM to model oscillating wave surge converters,“ Ocean Engineering, Vol 108, No 1, pp 98-104.

배열식 파력발전장치의 운동해석을 통한 플랫폼 형상설계에 관한 수치적 연구

박지용 · 남보우 · 신승호*
*한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소(KRISO)

Numerical Study on Wave Response of Arrayed-buoy Wave Energy Converter

J.Y. Park, B.W. Nam and S.H. Shin*
Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering, Daejeon, Korea

KEY WORDS: Arrayed-buoy Wave Eenergy Converter(부체 배열식 파력발전장치), Wave Energy Converter(파력발전장치), Platform design(형상설계), Wave response(파랑응답)

ABSTRACT: ***Arrayed-buoy wave energy converter is a system that converts wave energy into electric energy by arranging a plurality of energy conversion modules on a platform. It is possible to expand or reduce to various power generation capacities through the arrangement of proven conversion modules, and it is easy to maintain by separation by module. In order to arrange a plurality of power generation modules, the device is designed to be wide in the width direction so that more energy conversion modules are arranged, and therefore, analysis of the motion and structure safety of the platform is necessary due to its wide shape. In this paper, to design the platform shape of the legged type arrayed-buoy wave energy converter in which the rotor is arranged in the longitudinal direction, the change of the motion response characteristic is analyzed by the potential numerical analysis considering the size change and the rotor existence on the rectangular and circular platform sections, and then optimal platform shape is proposed.***

1. 서 론

배열식 파력발전장치는 에너지변환 기본모듈을 플랫폼에 다수 배열하여 파랑에너지를 전기에너지로 변환하는 시스템이다. 기본모듈의 플랫폼 배치를 위해서는 기본적으로 파랑이 입사하는 전면부가 폭방향으로 넓은 형상을 갖도록 설계하여야 하며, 이에 따라 플랫폼의 과도한 운동발생과 구조 안전성 문제, 제작 및 유지보수방안 등 다양한 요소에 대한 고려가 필요하다.

배열식 파력발전과 관련하여 기존 연구에서 두 개의 다리 형태의 플랫폼에 진동수주형 파력발전장치(Thomas Kelly, 2013), salter duck(Francesco Ferri, 2015) 등의 에너지 1차변환장치를 배치하는 연구가 진행되었다.

본 연구에서는 다리 형태의 플랫폼의 길이 방향으로 로터를 배치하는 배열식 파력발전장치의 플랫폼 형상 설계를 위하여 사각형과 원형 플랫폼 단면에 대해 크기를 변화시키며, 운동응답 특성의 변화를 포텐셜 수치해석을 통해 분석하였다. 폭방향의 과도한 길이로 인한 극한해양환경 하에서 발생하는 구조적인 문제점의 대안으로 다리 사이 열림각 제어를 통해 파랑입사폭을 줄이는 방안에 대한 검토를 위하여 두 가지 열림각에 대해 계산하였고, 배열식 파력발전 장치의 최적 플랫폼 형상에 대해 검토하였다.

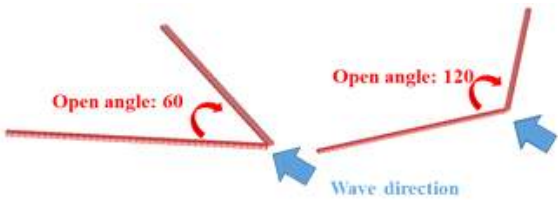


Fig. 1 Platform shape and open angle

2. 배열파력 플랫폼 수치해석

배열식 파력발전의 형상에 따른 파랑 하중과 운동응답 분석을 위하여 선박해양플랜트연구소의 자체 개발 포텐셜 기반 유동해석 프로그램인 AdFLOW(Advanced analysis system for FLOATING body in Waves using Waves using higher-order element method)를 통해 계산을 수행하였다. 파력발전장치 계류계는 웨더베이닝 설계를 통해 정면의 주방향으로 파랑이 온다는 가정하였으며, 이를 고려하여 전후동요, 수직동요, 종동요 운동응답 특성을 분석하였다.

2.1 사각형 단면 크기 영향

배열식 파력발전장치의 플랫폼의 형상에 따른 운동 해석을 위하여 로터가 없는 형상에 대해 단순한 형태인 사각단면의

크기변화에 따른 계산을 수행하였다. 단면은 가로, 세로의 비를 2:1로 하여 가로 길이를 2~6m 변화시켰다.

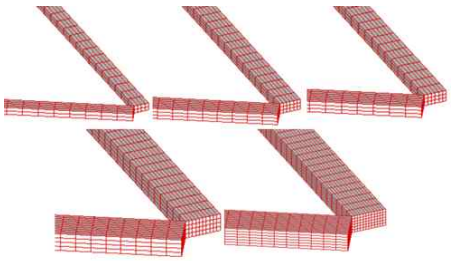


Fig. 2 Size chage of rectangular cross-sectional platform

60도와 120도의 열림각 형상에 대해 각각 수치계산을 수행하였으며, 하중과 운동 해석 결과는 그림 3~6과 같다. 플랫폼의 크기 증가로 파랑하중의 입사면적이 증가하였으며, 파장 대비 폭 방향 길이의 영향으로 60도와 120도의 열림각에서 각각 7초와 5초 부근에서 하중이 감소하였다가 다시 증가하는 경향을 보인다.

운동응답 분석을 위해 구조물의 수직동요와 종동요에 대한 고유주기를 배수량과 부가질량, 복원력을 고려하여 계산하였으며, 2~6m로 증가함에 따라 수직동요 고유주기는 2초에서 4.65초로, 종동요는 2초에서 4.5초로 증가하였다. 운동응답의 크기는 고유주기와 일치하는 파주기에서 증가하는 경향을 보이며, 짧은 주기에서 운동응답 자체가 크지 않아 두드러지지 않는다.

플랫폼의 크기 증가로, 입사면적이 증가하여 하중이 증가함과 동시에 구조물의 배수량과 부가질량, 감쇠력 또한 같이 증가하여 운동응답의 크기는 단면 크기가 변화하여도 서로 유사한 결과를 보인다. 파력발전장치 운용의 관점에서 파랑 대비 안정적인 구조물 운동으로 발전효율을 높이기 위하여 운용 주기인 4.5~6.5초 부근의 입사파 대비 고유주기가 짧아 운용시 공진을 피할 수 있는 작은 구조물이 유리하다.

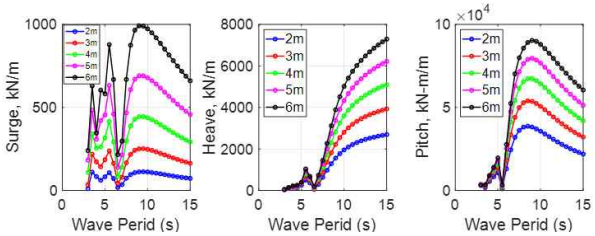


Fig. 3 Exciting forces according to size chage of rectangular cross-sectional platform w/ 60 deg. open angle

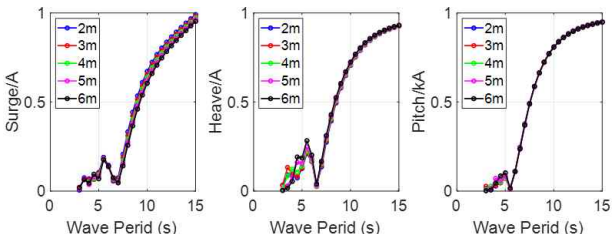


Fig. 4 Motion responses according to size chage of rectangular cross-sectional platform w/ 60 deg. open angle

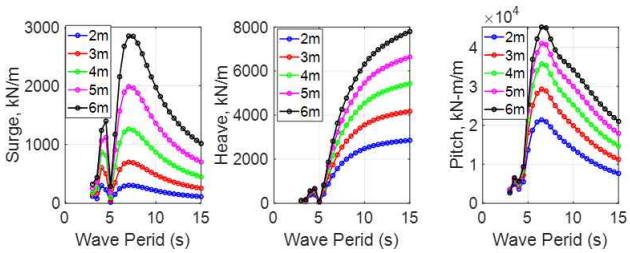


Fig. 5 Exciting forces according to size chage of rectangular cross-sectional platform w/ 120 deg. open angle

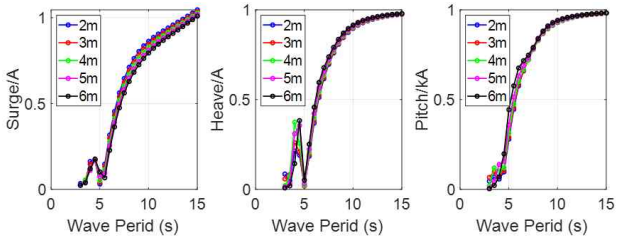


Fig. 6 Motion responses according to size chage of rectangular cross-sectional platform w/ 120 deg. open angle

2.2 사각형 단면 깊이 영향

배열식 플랫폼의 로터의 영향을 고려하기 위하여 플랫폼의 파랑이 입사하는 면에 사각형의 돌출된 형상을 추가하였으며, 사각형 단면의 플랫폼 깊이의 영향을 분석하였다.

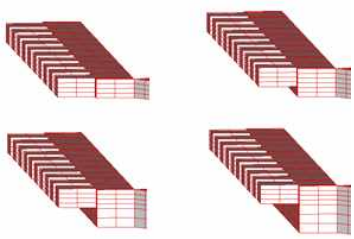


Fig. 7 Size chage of rectangular cross-sectional platform

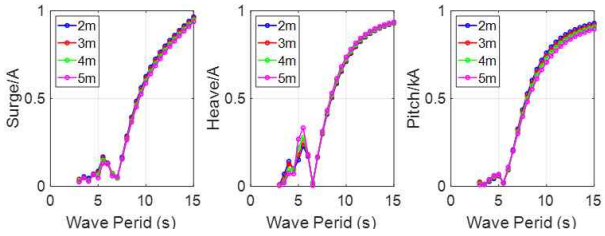


Fig. 8 Motion responses according to size chage of rectangular cross-sectional platform w/ 60 deg. open angle

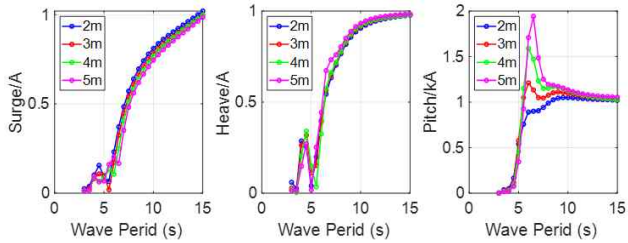


Fig. 9 Motion responses according to size chage of rectangular cross-sectional platform w/ 120 deg. open angle

파랑하중은 수직동요 방향과 종동요 방향은 큰 차이가 없으나 전후동요 방향으로 하중이 깊이변화에 민감하게 증가하였다.

구조물의 운동 응답은 깊이의 증가로 120도 열림각에서 종동요를 제외하면 서로 유사한 결과를 보인다. 종동요 고유주기는 5m 깊이에서 6.2초까지 증가하며, 종동요 방향 파랑하중이 증가하는 주기대와 일치하게 되어 상대적으로 큰 운동이 관찰되고, 이를 고려하여 4m 이내의 플랫폼 단면 깊이 설계가 요구 된다.

2.3 사각형 단면 폭 영향

단면 깊이 영향과 함께 단면 폭의 영향을 고려하기 위하여 바닥 깊이 2m로터가 있는 형상에 대해 폭을 3~5m로 변화시켰다.

단면 폭의 증가와 함께 입사파랑 하중은 증가하였으나 운동응답은 60도와 120도의 열림각에서 모두 폭의 크기에 관계 없이 동일한 운동크기가 관찰되었다. 운동의 고유주기는 폭의 증가에 비례하여 증가하였으나 입사파하중이 증가하는 6초보다 짧기에 운동응답에 영향을 미치지 않는다. 따라서, 플랫폼의 운동을 유지한 채, 배수량 증가를 위해서는 폭방향 길이를 증가시킬 수 있다.



Fig. 10 Size chage of rectangular cross-sectional platform

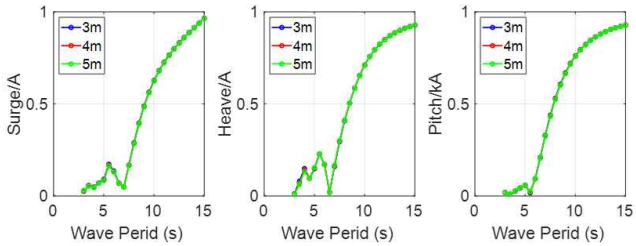


Fig. 11 Motion responses according to size chage of rectangular cross-sectional platform w/ 60 deg. open angle

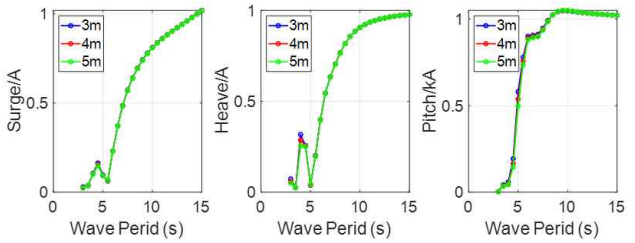


Fig. 12 Motion responses according to size chage of rectangular cross-sectional platform w/ 120 deg. open angle

2.4 사각형 단면 열림각 영향

구조물의 열림각 변화를 통한 운동응답을 통해, 하중의 증가에 따라 구조물의 운동응답이 함께 증가하였으며, 종동요의 경우 120도 열림각에서 운동이 급격하게 증가하므로 극한 상황의 장주기 파의 입사시 제어를 통해 열림각을 줄여 과도한 거동으로 인한 구조위험도를 낮춰야 할 필요가 있다.

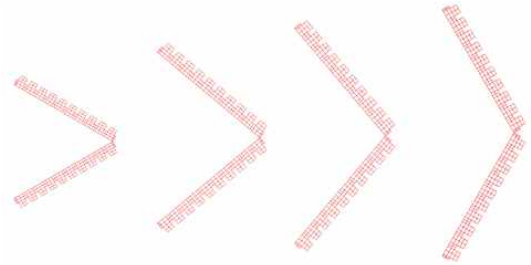


Fig. 13 Size chage of rectangular cross-sectional platform

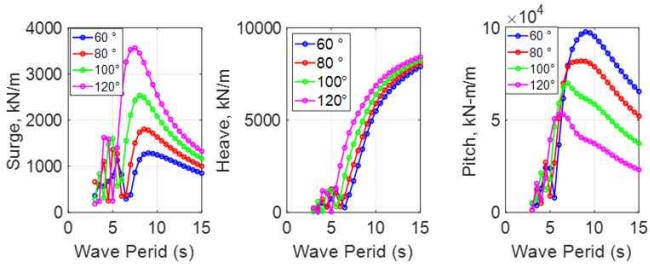


Fig. 14 Exciting forces according to size chage of rectangular cross-sectional platform w/ 60 deg. open angle

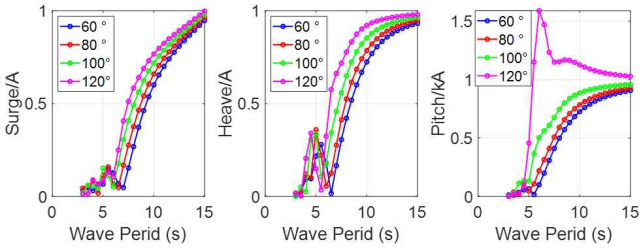


Fig. 15 Motion responses according to size chage of rectangular cross-sectional platform w/ 60 deg. open angle

2.5 원형 단면 직경 영향

플랫폼의 단면 형상을 사각형에서 원형으로 바꾸어 직경을 2~5m로 변화시키며 그 영향을 분석하였다.

60도와 120도의 열림각에 대해 앞서 사각형 단면와 마찬가지로 단면 크기에 변화에도 동일한 운동응답이 관찰 되었다. 원형 실린더의 경우 사각형 단면의 직육면체 형상에 비해 제작이 이렵고, 내부 공간 활용이 어려우나 구조적 안전성을 높일 수 있기에 구조적 안정성 측면에서 배열식 플랫폼의 단면으로 활용 가능하다.

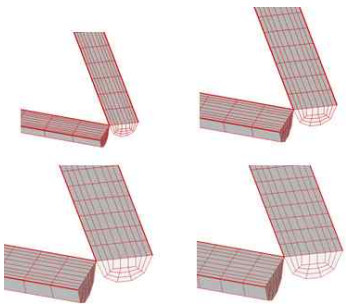


Fig. 16 Size chage of rectangular cross-sectional platform

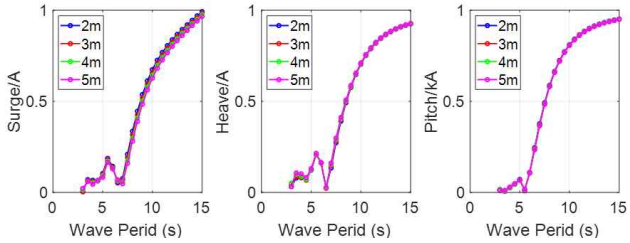


Fig. 17 Motion responses according to size chage of rectangular cross-sectional platform w/ 60 deg. open angle

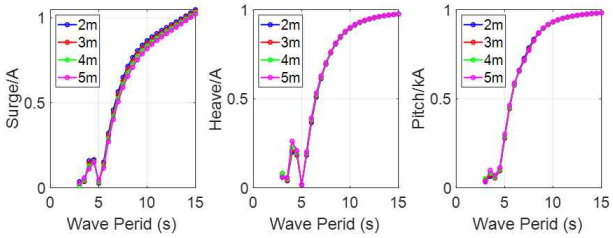


Fig. 18 Motion responses according to size chage of rectangular cross-sectional platform w/ 120 deg. open angle

2.6 형상별 비교

앞서 구조물의 크기를 고려한 운동분석을 고려하여 사각형의 단면과 원형 단면에 대해 각각 로터 존재여부에 대해 2개 형상과 선박과 유사한 다리 형태가 아닌 내부가 채워진 사다리꼴 평면의 바지형 형상의 장치에 대해 운동을 비교하였다.

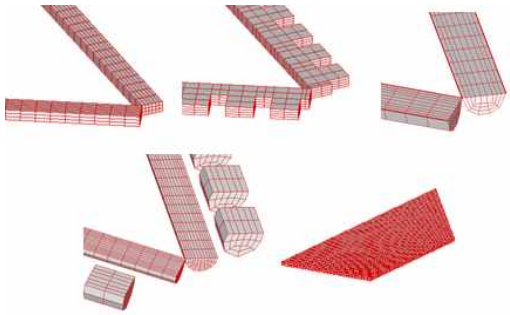


Fig. 19 Size chage of rectangular cross-sectional platform

파랑 하중은 60도의 바지형 형상에서 나머지 4개의 다리형 형상에 비해 크게 나왔으며, 운동응답 또한 크게 관찰 되었고, 로터의 유무와 단면 형상에 관계없이 다리형 형상들은 서로 유사한 운동응답을 보인다.

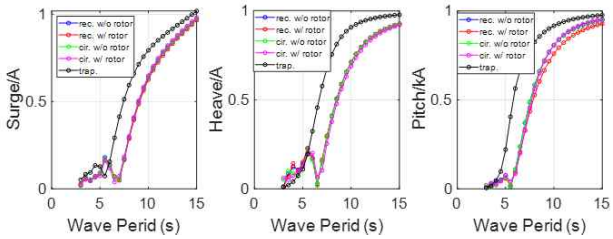


Fig. 20 Motion responses according to size chage of rectangular cross-sectional platform w/ 60 deg. open angle

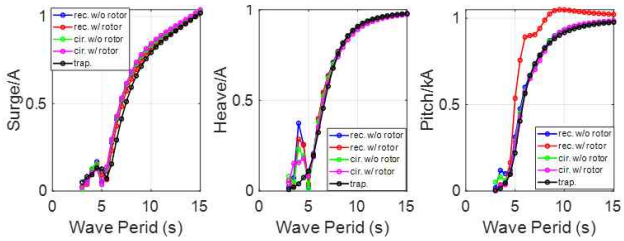


Fig. 21 Motion responses according to size chage of rectangular cross-sectional platform w/ 120 deg. open angle

5. 결 론

본 연구에서는 배열식 파력발전장치의 플랫폼 형상 설계를 위하여 사각형과 원형 단면의 플랫폼에 대해 크기를 변화시키며, 운동응답 특성의 변화를 포텐셜 수치해석을 통해 분석하였다.

플랫폼의 세부적인 치수변화시 고유주기가 크게 변화하지 않는 범위 내에서 운동응답은 유사하게 관찰되었으며, 로터의 추가를 통한 플랫폼의 길이방향의 배치는 플랫폼 크기 증가와 유사한 영향을 주어 설치 전후 유사한 운동응답을 보였다. 바지형 형상은 운용주기상에서 낮은 운동을 보여주나 배열식 파력발전장치의 크기에 따른 경제성을 고려하였을 때, 다리형 형상설계가 합리적인 것으로 판단된다. 사각형 단면과 원형 단면의 경우 제작의 용이성과 공간의 활용, 구조안전성에 대한 분석을 통해 설계시 결정할 수 있다.

후 기

본 연구는 산업통상자원의 국가R&D사업인 "파랑변화에 대응 가능한 1MW급 운동 부체 배열식 파력발전시스템 원천기술 개발(PNS3130)" 의해 수행되었습니다.

참 고 문 헌

박지용, 김정석, 천호정, 신승호(2017). “부체 배열식 파력발전장치 플랫폼 초기 형상설계 연구”, 한국해양과학기술공동춘계학술대회.

박지용, 김정석, 박세완, 신승호(2017). “부체 배열식 파력발전장치의 실린더형 플랫폼에 관한 실험적 연구”, 한국해양환경에너지학회 추계 학술대회, p 86.

Francesco Ferri, Arthur Pecher, Jens Peter Kofoed(2015). “Numerical Analysis of a Large Floating Wave Energy Converter with Adjustable Structural Geometry”, Proc. of the Twenty-fifthe International Ocean and Polar Engineering Conference, Kona, Big Island, Hawaii, USA, pp 1025- 1033.

Thomas Kelly, Thomas Dooleyy, John Campbellz and John Ringwood(2013). “Modelling and Results for an Array of 32 Oscillating Water Columns“, Proceedings of the EWTEC 2013.

부유식 수중 조류발전장치 계류시스템 설계

조철희* · 문건웅* · 박홍재*
*인하대학교 조선해양공학과

Mooring System Design of Floating Underwater Tidal Current Power device

Chul-Hee Jo*, Geon-Woong Moon** and Hong-Jae Park*

*Department of Naval Architecture & Ocean Engineering, Inha University, Incheon 22212, Korea

KEY WORDS: Submerged Tidial current power device 수중 조류발전장치, Taut mooring system 긴장 계류 시스템, Optimum design 최적 설계, Mooring tension 계류라인 인장력, Line clash 라인 간 충돌, Time domain analysis 시간 영역 해석, CWC(Circulation Water Channel) 회류수조

ABSTRACT: 조류발전장치의 지지방식은 크게 자중고정식, 파일고정식, 계류식 크게 3 가지로 분류된다. 부유식 조류발전장치는 수중에서 부력체와 계류삭을 이용하여 조류발전장치의 자세유지성능을 확보한다. 부유식 지지방식은 설치 수심에 제한이 없고 착저를 위한 지지구조물이 필요 없어 시공절차의 간소화를 통해 소요비용을 크게 줄일 수 있는 장점이 있다. 하지만 타 지지방식과 비교하여 구조물의 거동이 비교적 크게 발생하기 때문에 발전량 최적화와 안정성 확보를 위해 부유체의 거동 특성 및 계류라인 인장력 등의 연구가 필수적이다. 본 연구에서는 상용 프로그램인 OrcaFlex 10.1a를 사용하여 시간영역에서의 부유체의 6자유도 운동성능 및 계류라인의 인장력 등을 평가하였으며, 인하대학교 회류수조를 이용한 수리모형 실험과의 비교를 통해 해석기법에 대한 신뢰성을 평가하였다.

1. 서 론

조류발전은 타 신재생에너지원에 비해 에너지의 밀도가 높고 발전량을 정확히 예측 가능하며 날씨나 계절에 관계없이 연속적인 발전이 가능한 신뢰성이 높은 에너지원이다. 특히 국내 서남해안은 많은 섬들 사이의 좁은 수로 형성 등의 지형적인 특성으로 인해 세계적으로 손꼽히는 에너지 부존량을 갖고 있다(Byun, D.S et al, 1999). 국내 조류발전에 관한 연구는 주로 파일 고정방식(Jo C.H. et al, 2013)이나 케이슨 구조물을 이용한 자중 고정방식(고광오 등, 2016)에 의한 지지방식에 대한 연구가 주로 수행되었다. 그러나 이러한 지지구조는 제작 및 시공에 많은 비용이 소요되며 수심이 깊은 지역에는 설치가 불가능한 제약조건이 있어 적용성에 한계가 있다. 이를 극복하기 위해 최근 계류식 지지방식을 적용한 조류발전장치에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 계류식 지지방식은 기존의 타 지지구조방식에 비해 설치 및 구조물의 비용이 절감되고 제작 및 유지 보수 시 설치 및 회수가 용이하며 설치 수심의 제한이 적어 적용성이 높다.

조철희 등(2017)은 터빈과 덕트만을 적용하여 수중에 계류할 수 있는 수중 일점 계류식 조류발전 시스템을 고안하고 수치해석 및 모형실험을 이용하여 운동성능을 분석하였다. 영국에서 개발된 200 kW급 조류발전장치인 PLAT-O#2는 4개의 터빈이 설치된 수중 플랫폼을 계류식으로 지지하였으며, 수치해석 및 실험을 통해 6자유도 운동성능 및 계류라인 인장력 등을 비교 검증하였다(Ilie Bivol et al., 2017).

계류식 지지구조가 적용된 해양플랫폼의 안정성을 확보하기 위해서는 해양플랫폼의 동적응답과 계류라인의 동적하중을 검토하는 것이 중요하다. 차주환 등(2012)은 부유식 해양플랫폼의 계류형태와 계류라인의 인장강성 변화에 따른 동적 운동응답 및 하중의 특성을 연구하였다. 김유일 등(2013)은 복합 재생 에너지 플랫폼을 대상으로 주파수 및 시간응답해석을 통하여 계류라인의 효과적 배치에 관한 연구를 수행하고 피로해석을 통해 계류라인의 안전성을 검토하였다.

본 연구에서는 수중 조류발전장치의 발전량에 주요한 영향을 미치는 pitch 운동 응답을 최소화하기 위해 계류라인의 hang-off angle, azimuth angle 등의 매개변수에 따른 수중 조류발전장치의 동적응답 및 계류라인의 인장력을 분석하였다. 수치해석은 상용 프로그램인 OrcaFlex 10.1a을 사용하였으며 수리모형실험을 진행하여 수치 해석 결과를 비교 검증하였다. 또한 도출된 최적 계류 시스템의 안정성을 평가하기 위해 극한 환경에서의 계류라인 안전계수를 검토하였다.

2. 수중체 및 계류라인 제원

수중 조류발전장치 해석 모델의 형상과 제원은 Table 1 및 Fig. 1과 같다. 수중 조류발전장치는 유속을 증폭시키는 박판형 덕트, 해수펌프를 이용하여 부력조절이 가능한 부력체, 유향에 따른 회전이 가능한 요제어 스트럿, 수평축 터빈 등으로 구성된다. 터빈의 동적효과를 고려하기 위해 추력 계수 0.96, 모멘트

1.176 kN.m를 적용하였으며 전체 시스템의 비중은 1.7로 설정하였다.

수중 조류발전장치를 지지하기 위해 4점 긴장계류방식의 계류시스템을 적용하였다. 계류라인은 20 mm 6x19 IWRC wire rope를 사용하였으며 허용하중은 252.1 kN이다. 계류라인의 주요 제원은 Table 2에 나타내었다.

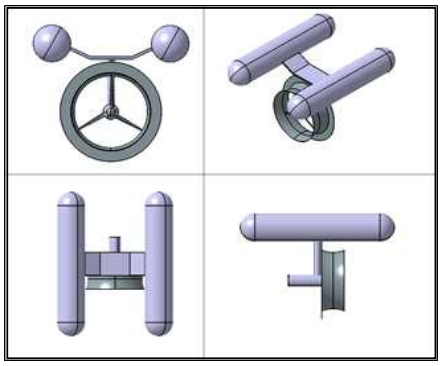


Fig. 1 Modelling of floating TCP

Table 1 Principal dimensions of floating TCP

Description	Value
Length [m]	6.2
Width [m]	4.42
Height [m]	3.2
Buoy Dia. [m]	1.4
Turbine Dia. [m]	3.7
Turbine thrust coeff.	0.96
Turbine moment [kN·m]	1.176
Total weight [kg]	5,306
Total buoyancy [kg]	23,085
Ballast water [kg]	13,579
1/S.G	1.7

Table 2 Mechanical properties of mooring line

Description	Value
Diameter [mm] (6X19 IWRC wire rope)	20
Mass in air [kg/m]	1.6
Breaking load [kN]	252.1
Axial stiffness [kN]	16,160

3. 수치 해석

3.1 해석 조건 및 변수 설정

OrcaFlex 10.1a 모델링과 해석조건은 Fig. 2 및 Table 3와 같다. 파랑하중은 전남 진도에 위치한 울돌목의 해양환경을 적용하여 유의파고 1.1m, 첨두주기 3.6s로 설정하였다(고광오 등, 2016). 천해 조건과 국내 연안의 해양 환경을 구현하기 위하여 우리나라 연안에서 적용하기 가장 적합한 주파수 스펙트럼으로 알려진 TMA 스펙트럼을 적용하였다. 조류하중은 조류터빈의 설계유속인 1.5 m/s를 적용하였다. 수중 조류발전장치의 운전조건에서의 계류라인 안정성을 평가하기 위해 환경 외력은 터빈에 수직하게 입사하는 조건을 고려하였다.

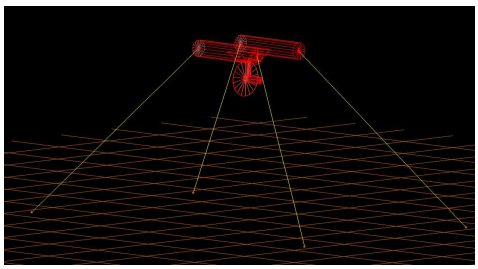


Fig. 2 OrcaFlex 10.1a modelling

Table 3 Environmental condition

Description	Value	
Current speed (at turbine) [m/s]	1.5	3.1
Significant wave height (H_S) [m]	1.1	1.6
Peak period (T_P) [s]	3.6	4.4
Wave type	TMA spectrum	
Environmental force direction	Perpendicular	
Water depth [m]	-20	
Location [m]	-10	

최적설계를 위해 Fig. 3 및 Table 4와 같이 계류라인의 hang-off angle과 azimuth angle을 매개변수로 하여 해석을 수행하였다. Hang-off angle은 실해역의 설치면적 (50X50 m^2)을 고려하여 최대 64°로 설정하였으며, azimuth angle은 4점 계류라인의 방사각인 45°와 실해역의 유향분포를 고려한 30°로 설정하였다.

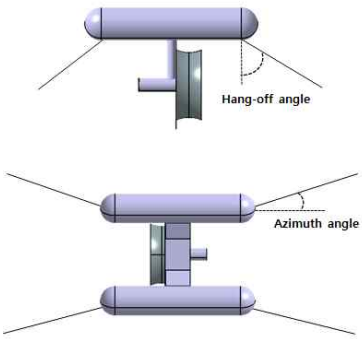


Fig. 3 Hang-off & azimuth angle definition

Table 4 Key parameters for analysis

Description	Value
Hang-off angle [deg.]	50° ~ 64°, 2° 간격
Azimuth angle [deg.]	30° , 45°

3.2 해석 결과

Hang-off angle에 따른 시간영역 pitch 운동 응답 및 계류라인 하중의 최댓값은 각각 Fig. 4 및 5와 같다. Hang-off angle이 증가함에 따라 계류라인 인장력이 증가하면서 수중 조류발전장치의 운동응답이 억제되면서 pitch 동적응답이 감소하였다. 또한 azimuth angle 및 fairlead point가 감소함에 따라 pitch 운동이 감소하는 경향이 나타났다. 해석 결과를 바탕으로 단일 라인 계류시스템의 최적조건은 hang-off angle 64°, azimuth angle 30°로 도출되었으며, 이때 발생하는 최대 pitch 응답은 5.33° 이다.

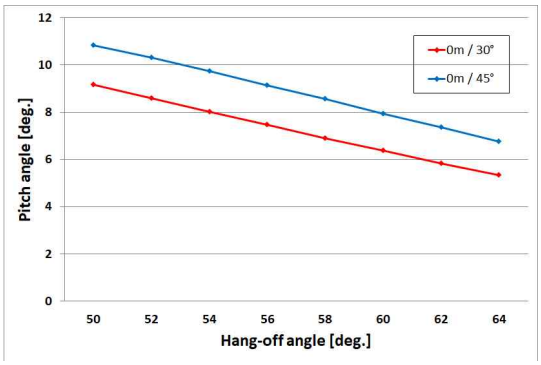


Fig. 4 Time domain pitch response with parameters

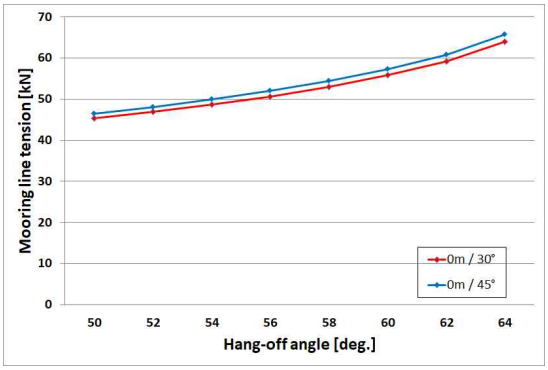


Fig. 5 Time domain mooring tension with parameters

4. 수리 모형 실험

4.1 실험 장비

OrcaFlex 해석 결과를 비교 검증하기 위하여 Fig. 6와 같이 1/12 스케일의 모형 수중체를 제작하였다. 수중체 내부에 모션 센서를 장착하고, 도르래 및 로드셀을 이용하여 수면 위에서 각 라인에 작용하는 계류 인장력을 측정하였다(Fig. 7). 실험 장비 제원 및 조건은 Table 5, 6에 나타내었다. 1.42kg의 무게추를 통해 1.7의 비중을 고려하였으며, 도르래를 통해 대표적으로 50°, 56°, 64°의 hang-off angle을 고려하였다. 또한 프루드 상사를 통해 0.43m/s, 0.89m/s의 대응 유속으로 설정하였으며, 회류수조의 특성상 파랑 조건은 고려하지 않았다.

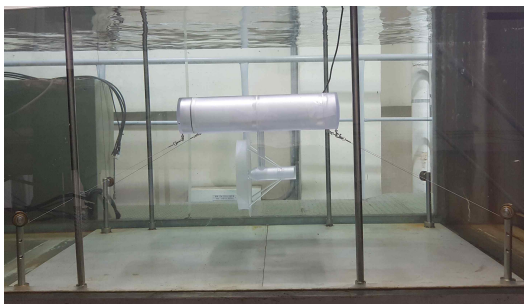


Fig. 6 Experiment arrangement



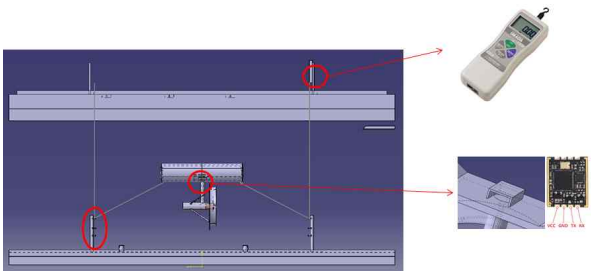


Fig. 7 Schematic modelling of experiments

Table 5 Specification of physical model

Description	Real model [kg]	Experiment [kg]
Total buoyancy	23,085	13.36
Total weight	5,306	5.02
Ballast weight (1/S.G 1.7)	8,273	1.42

Table 6 Experiments condition

Description	Specification
1/S.G	1.7
Current speed [m/s]	0.43 / 0.89
Hang-off angle [°]	50 / 56 / 64

4.1 실험 결과

Table 7은 hang-off angle, 유속에 따른 전방 및 후방 계류라인의 인장력을 나타낸다. hang-off angle이 증가함에 따라 계류라인에 작용하는 pre-tension이 증가함을 확인하였으며, 이로 인

해 수중체의 운동 안정성이 결정된다. Table 8은 유속 및 hang-off angle에 따른 pitch 운동을 나타낸다. 계류라인에 작용하는 pre-tension에 반비례하여 pitch 운동이 발생하는 것을 확인 할 수 있으며, 특히 수치해석결과 선정된 최적 조건의 경우(비중 1.7, hang-off angle 64°), 유속 0.43m/s에서 수치해석과 실험결과는 각각 5.33°, 5.29°로 매우 근사한 결과값을 나타내었다.



Fig. 8 Platform model test (Current speed : 0.43m/s (up), 0.89m/s (down))

Table 7 Result - Upstream & down stream mooring line tension

1/S.G	Hang-off angle [°]	Current speed [m/s]	Upstream line tension [kg]	Down stream line tension [kg]
1.7	50	0	1.23	
		0.48	1.56 ~ 1.77	1.09 ~ 1.15
		0.89	1.89 ~ 2.42	0.53 ~ 0.66
	56	0	1.73	
		0.48	2.10 ~ 2.17	1.65 ~ 1.69
		0.89	2.55 ~ 2.68	1.07 ~ 1.14
	64	0	2.46	
		0.48	2.70 ~ 2.80	2.20 ~ 2.30
		0.89	2.90 ~ 3.02	1.56 ~ 1.68

Table 8 Result - Pitch angle results

		Pitch angle [°]		
Current speed [m/s]	Hang-off angle [°]	Max	Min	Average
0.43	50	7.95	6.17	6.95
	56	7.10	5.96	6.45
	64	5.29	4.45	4.82
0.89	50	22.43	16.85	19.59
	56	18.23	12.82	14.82
	64	13.17	9.40	11.50

5. 결론

본 연구에서는 계류식 수중 조류발전장치의 최적 계류설계를 위해 시간영역 해석을 통해 hang-off angle, azimuth angle 등 다양한 매개변수에 따른 운동응답 및 인장력을 분석하였다. 발전 효율에 직접적인 영향을 미치는 설계 환경에서의 pitch 운동을 기준으로 최적설계를 수행하였으며, 최적 계류시스템의 안정성을 평가하기 위해 극한환경조건에서의 계류라인의 안전계수를 분석하였다. 해석 결과 최적 도출된 계류시스템은 설계환경 시 최대 pitch 운동 5.33°가 발생하였으며, 극한환경 시 계류라인의 안전계수는 2.00을 만족하였다.

후 기

이 논문은 2018년 해양수산부 재원으로 해양수산과학기술진흥원 (해양에너지 융복합 인력양성) 과 산업통상자원부(MOTIE)와 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구과제입니다. (No. 20163030071850)”

참 고 문 헌

고광오, 이강희, 박창범, & 조철희. (2016). “Tidal Bladed 를 이용한 조류발전 지지구조물 설계”. 한국연안방재학회지, 3, 113-127.

정준모, 전기영, & 김유일. (2013). 부유식 복합 재생에너지 플랫폼 계류선의 효과적 배치에 관한 연구. Journal of Ocean Engineering and Technology, 27(4), 22-32.

조철희, 박홍재, 조봉근, & 김명주. (2017). 수치 해석 및 모형실험을 이용한 수중 일점 계류식 조류발전 장치의 운동성능 고찰. Trans. of Korean Hydrogen and New Energy Society, 28(2), 212-219.

차주환, 문창일, & 송창용. (2012). 동수력학 해석 기반 부유식 해양 플랫폼의 동적 운동 및 계류력 산정. 한국해양공학회지, 26(2), 48-57.

Bivol, I., Jeffcoate, P., Johanning, L., & Nicoll, R. (2017). PLAT-O# 2 at FloWave: A tank-scale validation of ProteusDS dynamic response software.

Byun, D. S., Hart, D. E., & Jeong, W. J. (2013). Tidal current energy resources off the South and West coasts of Korea: Preliminary observation-derived estimates. Energies, 6(2), 566-578.

Jo, C. H., Kim, D. Y., Rho, Y. H., Lee, K. H., & Johnstone, C. (2013). FSI analysis of deformation along offshore pile structure for tidal current power. Renewable energy, 54, 248-252.

Coast" Journal of Korean Society of Coastal and Ocean Engineers Vol.20 No.4, pp.342-354

연안 환경 관측을 위한 광대역 음향 송수신 시스템

강진성 · 이기배 · 허강수 · 최미흥
경원산업(주) 기업부설연구소

Development of Wide-band Acoustic Transceiver for Observation at The Coastal Environments

Jin Seong Kang, Kibae Lee, Kang Soo Heo, Miheung Choe

Research Institute, Kyungwon Industry Co, Ltd, Siheung, Korea

KEY WORDS: Coastal Acoustic Tomography 연안 음향 토모그래피, Acoustic transceiver 음향 송수신기, Multiple band transducer 다중 대역 트랜스듀서

ABSTRACT: Since the 1980's, many Coastal Acoustic Tomography System(CATS) have been designed with the traditional techniques, for monitoring the oceanographic process in harbors, bays, straits, and inland seas. The techniques measure the sound speed and current field with ray travel times by acoustic signals that are transmitted among the multiple acoustic stations. In order to obtain sufficient time accuracy by digital signal processing, wide band transceivers and their transducers are indispensable. This paper propose the Wide band Coastal Acoustic Tomography System(WCATS) consisting of the multiple band transducers and matching networking transformer.

1. 서 론

해양 안전, 오염 등의 문제에 즉각적인 대응을 위해 해양 환경의 지속적인 관측이 요구된다. 1980년 이후, Ray path를 이용한 해양 음향 토모그래피 시스템이 개발되었으나, 이는 얕은 수심과 복잡한 해저 지형을 가지는 연안 환경에서의 적용에 어려움을 가진다(Dushaw et al, 2001, 2010; Munk et al, 1995). 따라서, 연안 환경의 정확한 관측을 위해 다중 주파수 신호에 대한 Ray path의 통계적 분석 연구가 진행된 바 있다(Dushaw et al, 2001, 2010).

본 논문에서는 연안 환경 관측을 위한 광대역 음향 토모그래피 시스템을 제안한다. 이 시스템은 광대역 음향 트랜스듀서와 송수신기로 구성된다. 광대역 트랜스듀서는 서로 다른 주파수 대역을 가지는 4개의 단일 센서의 배열로 구현되며, 이를 결합하는 매칭 네트워크 기반의 송신기가 수반된다. 또한, 음향 토모그래피 시스템은 Ray path의 추정을 위해 높은 시간 정확도를 요구하며, 이는 광대역의 음향 송수신기를 기반으로 한다(Munk et al, 1995). 따라서, 본 논문에서는 이와 같은 음향 송수신 시스템을 설계 및 제작하고, 실험을 통해 성능을 평가한다.

논문의 구성은 다음과 같다. 2장에서는 PZT(Piezoelectric) 압전소자를 포함한 광대역 음향 송수신 시스템에 대해 전반적으로 설명한다. 3장에서는 제안된 시스템을 제작하고 실험을 통해 이를 검증한다. 4장에서는 앞서 서술된 시스템에 대해 토의하고 향후 연구 방향을 제시한다.

2. 광대역 음향 송수신 시스템

수중에서 음향 신호의 감쇠는 주파수에 따라 다르게 나타난다. 따라서, 음향 토모그래피를 위한 주파수 대역은 관측 범위에 따라 다르게 설정되며, 주로 수백 Hz에서 수백 kHz까지 사용된다. 음향 트랜스듀서의 주파수 대역폭은 중심 주파수로부터 분산되어 나타나며, 이는 저주파 대역에서 대역폭 확장에 어려움을 유발한다. 특히, 약 2.5kHz의 공진에는 큰 어려움이 따르며, 이를 위해 본 논문에서는 FFR(Free Flodded Ring) 트랜스듀서 형상을 채택한다(Charles et al, 2007). FFR 트랜스듀서는 d33 모드의 원통형 PZT를 기반으로 하며, 이는 그림 1과 같다.

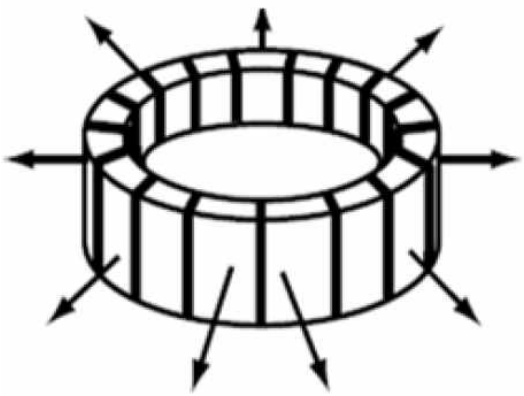


Fig 1. Cylindrical PZT with d-33 mode

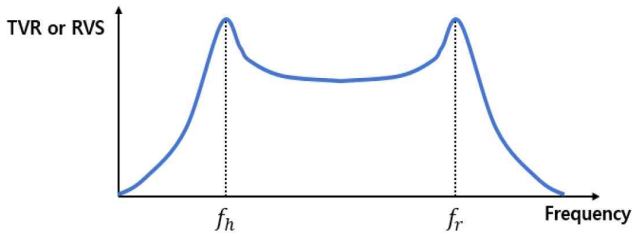


Fig 2. Frequency response of the FFR transducer

FFR 트랜스듀서는 ring 공진 주파수 f_r과 helmholtz 공진 주파수 f_h를 가지며, 이와 같은 두 개의 공진 주파수를 사용하면 그림 2와 같이 보다 넓은 대역을 얻을 수 있다(Charles et al, 2007). FFR 트랜스듀서의 helmholtz 공진 주파수 f_h는 다음과 같이 도출된다(Charles et al, 2007).

$$\frac{2\pi f_h a}{c_0}\left(\frac{h}{2a}+0.633\right)-0.106\left(\frac{2\pi f_h a}{c_0}\right)^2=\frac{\pi}{2} \quad (1)$$

$$c_0 = c\left(1+\frac{2Ba}{Y_{11t}}\right)^{-\frac{1}{2}} \quad (2)$$

여기서, h와 a는 트랜스듀서 높이와 내부 직경, t는 PZT 두께, B는 공기의 체적 탄성률, Y_{11}은 PZT의 영률(youg's modulus), c는 음속을 나타낸다. ring 공진 주파수 f_r은 다음과 같이 계산된다(Charles et al, 2007).

$$f_r = \left(\frac{1}{2\pi a}\right)\left(\frac{1}{\rho s_{33}^E}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (3)$$

여기서, ρ와 s_{33}^E는 각각 PZT의 밀도와 탄성 용량(elastic compliance)를 나타낸다.

제안하는 시스템은 광대역 트랜스듀서와 이를 구동하는 송수신기로 구성된다. 여기서, 광대역 트랜스듀서는 서로 다른 주파수 대역을 가지는 4개의 단일 센서의 배열로써 구현된다. 이러한 단일 센서의 동시 구동을 위해, 본 논문에서는 그림 3과 같이 매칭 네트워크 기반의 송신기를 제안한다. 그림 3에서 트랜스듀서와 전력증폭기 사이에 매칭 네트워크는 임피던스 정합하여 효율을 증가시킨다. 또한, 이는 4개의 센서와 단일 전력증폭기를 결합하여 광대역 음향 송신기를 구현한다.

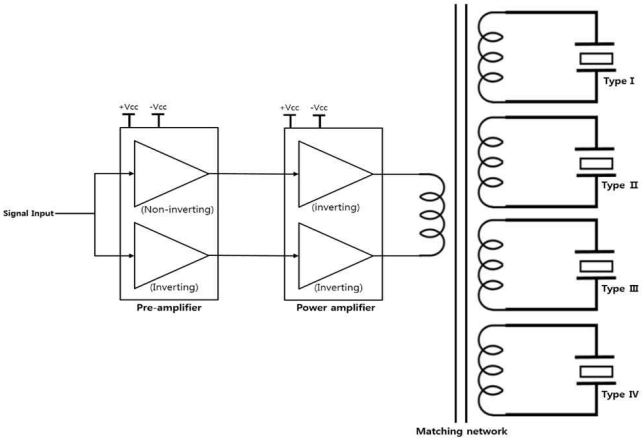


Fig. 3. Coupling between power amplifier and transducers

추가적으로, 본 논문에서는 단일 트랜스듀서, 커플링 트랜스포머, 대역 통과 필터, 증폭단으로 구성된 수신기를 구현한다. 수신기는 송신기와 비교하여 단일 채널을 이용한 광대역 확보가 비교적 쉽게 수행될 수 있다.

3. 제작 및 실험

본 논문에서는 그림 4와 같이 배열 트랜스듀서와 송수신기를 제작하고 평가한다. 수조 실험을 통해 배열 트랜스듀서의 음향 특성을 평가한 결과, TVR(Transmit Voltage Response)은 118.8dB에서 144.3dB, RVS(Receiving Voltage Sensitivity)는 -216.8dB에서 -173.6dB를 가진다. 그림 5는 주파수에 따른 음

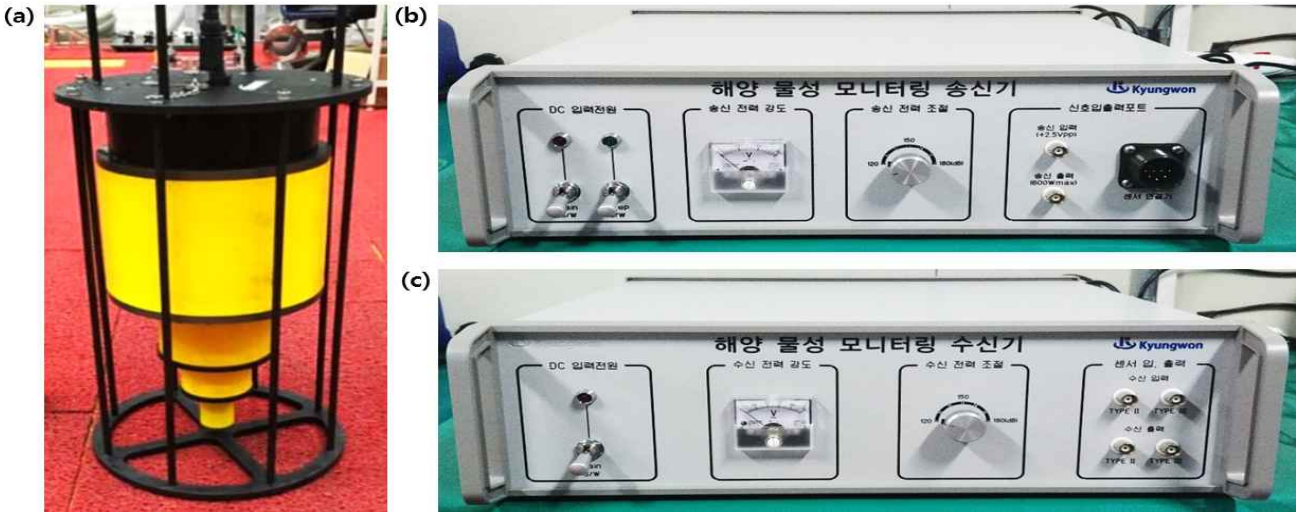


Fig. 4. (a) Transducer array, (b) Transmit amplifier, (c) Receiver

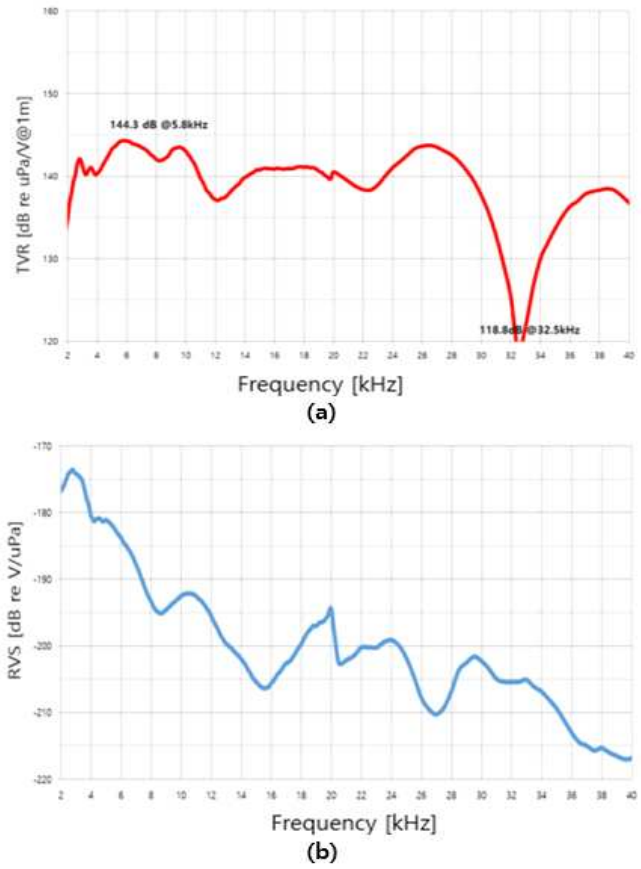


Fig. 5. Frequency response of transducer. (a) TVR, (b) RVS

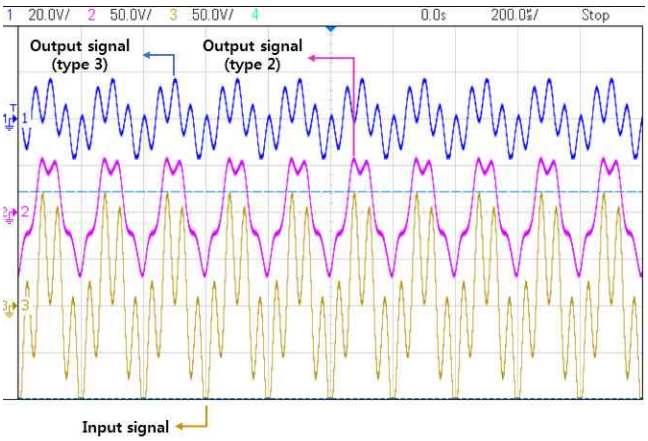


Fig. 6. Input and output signal for transmitting amplifier

향 특성 실험 결과를 보여준다.

그림 6은 송신기에 5kHz와 20kHz의 다중 대역 신호를 입력하였을 때, Type 2(5kHz to 10kHz) 센서와 Type 3(10kHz to 20kHz) 센서에 인가되는 전압을 나타낸다. 여기서, 다중 대역 신호로부터 매칭 네트워크를 통해 각각의 센서에 해당 대역 신호를 전달하는 것을 확인할 수 있다.

4. 결 론

본 논문에서는 연안 환경의 지속적 관측을 위한 광대역 음향 토모그래피 시스템을 제안하였다. 제안된 시스템은 광대역 트랜스듀서와 송수신기로 구성하였다. 트랜스듀서는 서로 다른 주파수 대역을 가지는 4개의 단일 센서 배열로 구현하였다. 또한, 매칭 네트워크를 기반으로 각각의 센서를 동시에 구동하는 송신기를 함께 제안하였다. 끝으로, 제안된 시스템은 실험을 통해 운용 가능함을 검증하였다. 향후, 이 시스템을 기반으로 연안 해역에서의 Ray path 추정 연구가 진행되어야 하며, 이러한 연구는 해양 사고를 방지하고 어업 활동에 편이성을 제공할 것으로 기대한다.

후 기

이 논문은 2018년 해양수산부 재원으로 해양수산과학기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구임(해양 음향 측심 물성 모니터링 기기 국산화개발)

참 고 문 헌

Dushaw, B. D., et al.,*A review of ocean current and vorticity measurements using long-range reciprocal ocean climate observation,* Observing the Oceans in the 21st Century,(2001)391-418.

Dushaw, B. D., et al.,*A global ocean acoustic observing network,* Proceedings of OceanObs'09: Sustained Ocean Observations and Information for Society, 2 (2010).

Munk, W., P. F. Worcester, and C. Wunsch,*Ocean acoustic tomography,*Cambridge Univ. Press, N. Y., (1995).

P. Elisseff, et al.,*Acoustic tomography of a castal front in haro strait, British Columbia,* Journal of the Acoustical Society of America, 106 (1) (1999) 169-184.

D. S. Ko, H. A. DeFerrari, and P. Malanotte-Rizzoli, *Acoustic tomography in the Florida Strait: Temperature, current, and vorticity measurements,* Journal of Geophysical Research: Oceans, 94 (5) (1989) 6197-6211.

H. Zheng, et al., *Reciprocal sound transmission experiment for current measurement in the Seto Inland Sea, Japan,* Journal of Oceanography, 53 (1997) 117-127.

X. H. Zhu, et al., *Mapping tidal current structures in Zhitouyang Bay, China, using coastal acoustic tomography,* IEEE Journal of Oceanic Engineering, 38 (2) (2013) 285-296.

N. Taniguchi, and C. F. Huang, *Simulated tomographic reconstruction of ocean current profiles in a bottom-limited sound channel,* Journal of Geophysical Research: Oceans, 119 (8) (2014) 4999-5016.

Charles, H., and John, L. Butler, *Transducers and arrays for underwater sound,* Springer, (2007).

해양 재난 사고 대응을 위한 다수 자율 이동체의 임무 계획

윤석민 · 도학기 · 김진환
카이스트 기계공학과

Mission planning for maritime disaster response using multiple autonomous vehicles

Sukmin Yoon, Haggi Do, Jinwhan Kim
Department of Mechanical Engineering, KAIST, Daejeon, Korea

KEY WORDS: Maritime search 해양 탐색, Multiple unamnned system 다수 무인시스템, Mission planning 임무계획, Fleet size optimization 함대 최적화

ABSTRACT: In recent years, the aftermath and the complexity of disasters have increased, which has rendered the cooperative operation of a group of multi-vehicle systems essential for an effective response to an event of a disaster. Mission planning is crucial for an effective collaboration between multiple vehicle systems. This study presents a mission planning algorithm that enables responding to maritime disasters using multiple unmanned vehicles. Disaster response missions such as search and rescue and oil spill tracking are complicated and unpredictable in nature. To deal with this challenging nature of the disasters, this study decomposes the mission into several simple tasks which can be efficiently executed by multiple autonomous vehicles and presents a new path planning algorithm for task allocation with consideration of position uncertainty. The performance and feasibility of the proposed planner and the algorithms are evaluated with numerical simulation.

1. 서 론

재난 사고로 인한 피해를 최소화하기 위해 초기 대응의 중요성이 강조되고 연구되어 왔다. 하지만 근래 발생한 아이티 대지진, 후쿠시마 원전사고와 같은 재난 사고 사례에서 보듯이 실제 사고 발생 시에는 유해 물질/기타 잔해물 등 많은 요소들에 의해 사고 초기에 구조 인력이 접근조차 어려운 경우가 많다. 특히 최근 발생하는 재난 사고들은 사고의 피해 규모가 크고, 형태가 복잡해지고 있어 이러한 상황에서 구조 인력을 대신하여 위험하고 복잡한 환경에서도 사고 대응 임무를 효율적으로 수행할 수 있는 다수 자율 이동체의 활용이 많은 관심을 받고 있다(Murphy, 2014, Tadokoro, 2009).

기존에 많은 연구들이 자율 이동체를 정보 감시 및 정찰(Meuth et al., 2009, Maza et al., 2011), 조난자 수색 구조(Beck et al., 2018, Pham et al., 2017), 산불 및 유출유 대응(Woerner et al., 2017)에 이용하기 위한 알고리즘 개발을 시도해 왔다. 이 연구들에서는 임무 수행을 위한 핵심 요소들이라고 할 수 있는 임무 계획기(mission planner) 구조 설계, 수색을 위한 경로 계획, 작업 할당 등을 부분적으로 다루거나 또는 전체적으로 다루고 있다. 그러나 대부분의 연구들이 사고 및 주어진 운동체(센서 및 운동 특성)를 특정하여 확장성이 제한적이며 새로운 임무 및 운동체들을 위해서는 완전히 새로운 임무 계획을 설계해야 하는 어려움이 존재한다. 본 논문에서는 기존 연구의 한계를 극복하고자 상대적으로 확장이 용이한 임무 계획기를 설계하고 그에 맞는 요소 알고리즘인 작업 할당 알고리즘을 제시하고자 한다.

해양 환경에서의 조난자 수색 구조, 유출유 경계선 검출, 위험물질 탐지와 같이 임무(mission)에 다수의 자율 이동체를 이용할 때, 각각의 개별 시스템은 플랫폼 레벨에서는 운용 기법 및 자율성(degree of autonomy)이 상이하기 때문에 이들을 효과적으로 운용하기 위해서는 임무를 각각의 자율 운동체들이 수행할 수 있는 수준의 작업(task) 단위로 적절히 분해(decompose)하여 정의하여야 한다. 또한, 각기 특성이 다른 개별 시스템들에 공통으로 적용할 수 있는 상위레벨의 알고리즘을 설계하고 이를 체계적으로 수행하기 위한 방법과 수색 알고리즘 및 작업 할당 알고리즘을 필요로 한다. 따라서 본 논문에서는 1) 센서들의 특성을 고려한 작업의 정의 및 임무 계획기 설계, 그리고 2) 다수 작업, 다수 운동체가 주어져있고 각 노드들에 위치 불확실성이 있는 상황에서의 작업 할당 알고리즘에 대해 중점적으로 다루고, 수치 시뮬레이션을 통해 임무 계획기 및 작업할당 알고리즘들의 성능을 보이고자 한다.

2. 제안 알고리즘

본 장에서는 제시하고자 하는 임무계획기의 전반에 대해서 설명하고, 강인성을 고려한 제약 프로그래밍 기반의 알고리즘 및 강인성 평가를 위한 불확실성(uncertainty) 및 민감도(sensitivity)에 대해서 정의하고 설명한다.

2.1 임무 계획기(mission planner)

본 논문에서 제시하고자 하는 임무 계획기의 구조는 그림 1과 같이 시나리오(scenario) 단계, 계획(planning) 단계, 그리고 마지막 실행(execution) 단계로 구성되어 있으며 기본 구조에 대한 설명은 기술된 바 있다(Yoon, 2016). 따라서, 본 논문에서는 보완된 부분과 논문에서 새롭게 제시하는 부분에 대해 중점적으로 설명하고자 한다.

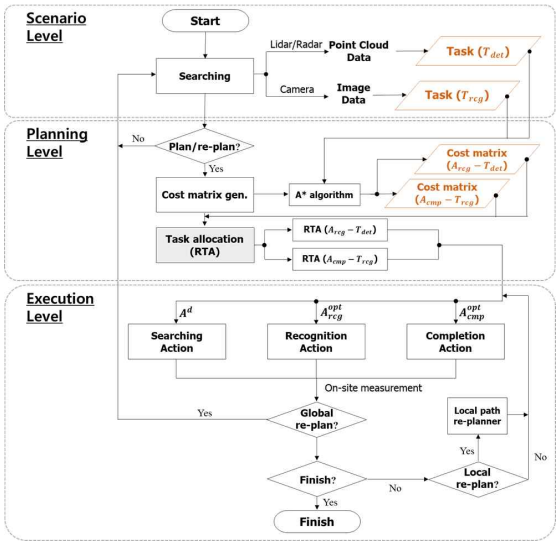


Fig. 1 Mission planning architecture: dark grey box indicates a module for robust task allocation (RTA) and orange colored parts indicate the decomposition of a task set and an agent set

2.1.1 시나리오 단계(Scenario level)

시나리오 단계에서는 입력된 사고 정보를 바탕으로 초기 수색을 수행하게 된다. 이 때, 자율 이동체들은 세밀한 수색을 위해 주어진 경로를 추종하면서 수색을 수행한다. 수색을 할 때 자율 이동체는 레이다/라이다, 카메라 등의 센서를 이용해 환경을 인식한다. 이러한 센서들은 크게 탐지(detection)센서, 식별(recognition)센서로 구분할 수 있다. 예를 들면, 레이다/라이다는 점 군집(point cloud) 형태의 데이터를 얻을 수 있고 해당 정보만으로는 어떤 물체가 있다는 탐지는 할 수 있지만, 정확히 식별을 하기에는 한계가 있다. 그리고 카메라와 같은 경우에는 근접한 거리에서 촬영하여 식별을 할 수 있다. 따라서 본 논문에서는 센서에 따라서 작업을 분류하는데 탐색된 작업($T_{\det}$), 식별된 작업(T_{rcg})으로 구분하고, 각각의 작업은 식별 기능이 있는 운동체와 완료 작업이 가능한 운동체들에 의해 수행될 수 있도록 각각 설정하였다.

2.1.2 계획/실행 단계(Planning/Execution level)

계획 단계에서는 세분화하여 정의된 각각의 작업들과 운동체들에 대해서 운용 대수 최적화 및 위치 불확실성을 고려한 작업 할당 알고리즘을 수행하여 각각의 운동체의 경로를 계산한다. 이 때, 작업 할당을 위해서는 비용 행렬의 계산이 필요한데, 이는 각 노드들(작업, 운동체) 사이의 거리의 평균값을 A* 알고리즘을 통하여 구하고, 분산 값은 접힌 정규 분포로 근사하여 추정하였다 (2.2절 참조). 그리고 각각의 작업이 할당된 운동체 (A^{opt}_{rcg}, A^{opt}_{cmp}) 들은 주어진 작업들을 수행하며 운행하고, 남은 운동체들 (A^d: dummy agent)은 초기 수색 알고리즘을 계속 수행할 수 있도록 하였다. 그리고 운항 상태들을 모니터링 하면서 전역 재계획(global re-planning)을 수행할 수 있도록 하였으며, 본 논문에서는 재계획 부분은 자세히 다루지 않으며 통제관이 직접 입력한다고 설정하였다.

2.2 작업 할당 알고리즘(task allocation algorithm)

작업 할당 문제는 그래프 $G=(V,E)$를 통해 정의할 수 있으며, 노드 V는 실제 운동체와 작업 노드 그리고 가상의 작업 노드의 합집합으로 구성되어 있다. 그리고 E는 두 노드를 잇는 변의 집합을 나타낸다. 이 때, 가상의 작업 노드는 전체 비용에 영향을 주지 않을 만큼 운동체 가까이 위치시켜 추후 최적의 운용 대수를 효율적으로 계산할 수 있도록 설정해 주었다. 이를 활용해서 이동 거리의 제곱(C)을 최소화하면서 불확실성에 강인한 (R) 해를 찾는 것을 목적 함수로 다목적 최적화 문제를 정의하였다(Yoon 2018). 그리고 주어진 문제를 효율적으로 풀기 위해서 제약 프로그래밍(constraint-programming) 기반의 작업 할당 알고리즘을 적용하였다.

2.2.1 제약 프로그래밍 기반 작업 할당 알고리즘

해당 알고리즘은 번들 생성 단계(bundle construction), 우회 해소 단계(path stretching)와 같이 두 단계로 이루어져 있으며, Algorithm 1에 전체 흐름을 나타내었다. 아래의 알고리즘에서 번들(b_k)은 각 운동체 k에 할당된 작업들과 그 순서를 나타내며, 번들에서 지역적인 수정을 거쳐 개선된 할당 결과를 경로(r_k)로 정의한다. 그리고 O_{cur}은 현재 계산 스텝에서의 목적 함수 값을 나타내며, O_{best}는 현재까지 탐색한 해들 중 가장 좋은 해의 목적 함수 값을 나타낸다. 또한, 해의 강인선(R)을 계산하고 (2.2.1절 참조), 현재 해가 제약 조건을 만족하면서 가장 좋은 해임을 확인하는 단계를 거쳐 O_{best}, 제약 조건(D) 그리고 비용 행렬 C_m)을 업데이트 하고 번들을 결정한다. 그리고 계산된 번들에서 가상의 작업만을 수행하도록 할당 받은 운동체들을 비활성화된 운동체(dummy agent)로 판단하여 최적의 운동 대수 (F_{opt})를 구할 수 있고, 추가적으로 자명하게 최적이 아님을 알 수 있는 우회 경로에 대해 이를 해소해 줌으로써 최적의 운용 대수와 경로를 구할 수 있다.

Algorithm 1	Overview of the constraint-programming based algo.
1:	**Input:** Coordinate of nodes
2:	**Output:** Optimal fleet (F_{opt}) and Route (r_k)
3:	
4:	**Initialization**
5:	
6:	**Phase I : Bundle construction**

while (1) **do**
  $[b_k,\ O_{cur}]$ = HungarianMunkres(C_m)
  R = CalculateRobustness(b_k, C_m)
  $[b_k,\ O_{best}]$ = FeasibilityCheck(b_k, O_{cur}, O_{best}, R)
  Update D and C_m
  if ($lvl \equiv \max.lvl$ or $eration \equiv tres.$) **then**
    break
  end if
end while
$F_{opt} = V_A^a - V_A^d$

Phase II : Path stretching
while crossing **do**
  crossing = EdgeCrossingCheck(b_k)
  if crossing **then**
    r_k = EdgeSwap(b_k)
  end if
end while

return Optimal fleet (F_{opt}) and Route (r_k)

2.2.2 강인성 평가

해당 절에서는 작업 할당 결과의 강인성을 평가하기 위한 방법에 대해 설명한다. 강인성은 비용 행렬의 불확실성과 해의 민감도를 모두 고려할 수 있는 방법을 사용하였다. 본 논문에서는 전체 이해를 돕기 위한 간단한 설명만을 추가하였다(Liu, 2011, Yoon, 2018).

A) 비용 행렬의 불확실성(Uncertainty): 비용 행렬의 불확실성은 두 점사이의 거리 분포가 음수 값을 가지지 않도록 접힌 정규 분포(folded normal distribution)로 근사하였다. 이변량 정규분포(bivariate nomarl distribution)로 표현된 노드들의 위치 오차($x_i \sim N(\mu_i, \Sigma_i),\ \forall i \in V$)로부터 두 점 사이의 제곱 거리의 분포($z_{ij}$)를 식 (1)의 특성방정식으로부터 식 (2) ~ (4)와 같이 구할 수 있다.

$$\phi(\omega) = \left| I + 2j\omega\Sigma_{z_{ij}} \right|^{-\frac{1}{2}} e^{\left(-j\omega\mu_{z_{ij}}^T \left(I+2j\omega\Sigma_{z_{ij}}\right)^{-1}\mu_{z_{ij}}\right)} \quad (1)$$

$$\mu_{z_{ij}} = E\left[z_{ij}^T z_{ij}\right] = Im\left(\frac{\partial\phi}{\partial\omega}\Big|_{\omega=0}\right) \quad (2)$$

$$\Sigma_{z_{ij}} = Var\left[z_{ij}^T z_{ij}\right] = -\frac{\partial^2\phi}{\partial\omega^2}\Big|_{\omega=0} - E\left[z_{ij}^T z_{ij}\right]^2 \quad (3)$$

$$f_{ij}(y;\mu_{z_{ij}},\Sigma_{z_{ij}}) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\Sigma_{z_{ij}}}}\left[e^{-\frac{y^2+\mu_{z_{ij}}^2}{2\Sigma_{z_{ij}}}} + e^{-\frac{y^2-\mu_{z_{ij}}^2}{2\Sigma_{z_{ij}}}}\right] \quad (4)$$

B) 해의 민감도(Sensitivity): 작업할당 결과의 민감도는 Interval Hungarian 알고리즘을 활용하여 구하였다(Liu, 2011). 해당 알고리즘을 이용하면 비용 행렬의 민감도 구간($C'(i,j)$)를 식 (5)와 같이 구할 수 있으며, 이 구간은 두 점 사이의 거리가 불확실성에 의한 변화가 마진(margin, ϵ_{ij})보다 작으면, 구해진 변은 계속 최적 경로에 이용됨을 의미하며, 그렇지 않은 경우에는 최적 경로가 바뀌게 됨을 의미한다.

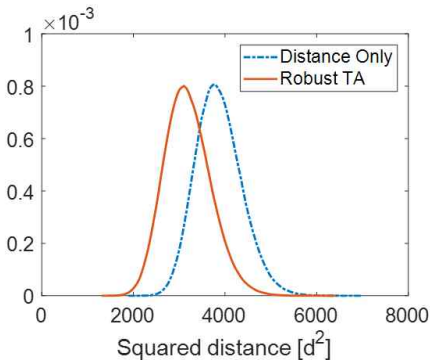
$$C'(i,j) = (-\infty, \mu_{z_{ij}} + \epsilon_{ij}] \quad (5)$$

위의 설명에서처럼 정량화된 불확실성과 민감도를 이용해 강인성을 정의하면 다음과 같이 구할 수 있다. 이는 비용의 불확실성 분포를 민감도 구간만큼 적분한 것으로써 불확실성과 민감도를 모두 고려해 해의 강인성을 정의하는 것을 볼 수 있다. 이를 통해, 불확실성의 크기와 그 영향을 민감도로 나타내어 강인성을 적절히 평가했다고 할 수 있다.

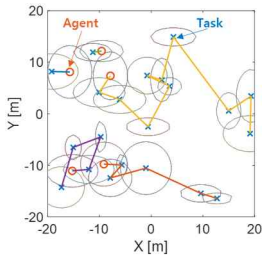
$$R(i,j) = 100 \times \int_{-\infty}^{\mu_{z_{ij}}+\epsilon_{ij}} f_{ij}(y)dy,\ \forall i,j = \{i,j | e_{ij} = 1\} \quad (6)$$

3. 시뮬레이션 결과

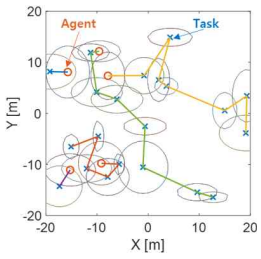
본 논문에서 제안하는 강인한 작업 할당 알고리즘 및 임무 계획기의 성능을 평가하기 위해 수치 시뮬레이션을 수행하였다. 먼저, 운동체 5개($N_A = 5$), 작업 21개($N_T = 21$)인 크기의 문제에 대해 강인성(R)과 이동 거리의 제곱(d^2)를 목적 함수로 한 다목적 최적화 문제를 정의하고, 각각의 노드가 불확실성을 가지는 상황에서 강인성을 고려하지 않은 경우와 고려한 경우의 결과를 비교하였다 (그림 2). 결과에서 제곱 거리의 분포는 각 노드에 10^6 개의 입자(particle)를 설정한 몬테카를로(Monte-Carlo) 시뮬레이션 결과로부터 구하였으며, 강인성을 고려한 경우가 그렇지 않은 경우에 비해 더 좋은 경로를 얻을 수 있음을 확인할 수 있었다.



(a) Distribution of squared distance



(b) Obtained route of robust task allocation (Robust TA)



(c) Route of distance only task allocation

Fig. 2 Comparison of the distribution of the squared distance and the obtained route according to the node uncertainty (grey circle in figure (b) and (c))

또한, 임무 계획기의 성능을 평가하기 위해 모의 시나리오를 설정하고 이를 수행함으로써 설계한 임무 계획기가 유용하게 동작하는지 확인해 보았다. 시나리오는 모두 카메라만을 장착한 무인기 2대, 무인선 2대가 총 20개의 작업을 수행해야 하는 상황을 가정했다. 이 때, 무인기는 정찰만을 수행하고, 카메라 센서로부터 인식된 작업(T_{req})들은 무인선에 의해서만 완료될 수 있다고 가정하였다. 시뮬레이션에 사용된 무인 시스템들의 주된 재원은 표 1에 나타내었으며, 시뮬레이션 환경 및 결과는 그림 3에 나타내었다. 결과 비교를 위해 최적의 운용 대수를 구하면서 작업 할당을 수행하는 경우와 모든 운동체를 사용한다고 가정하고 작업 할당을 수행했을 때의 결과를 비교해 보았다. 결과에서 알 수 있듯이 최적의 운용대수를 고려한 경우에 좀 더 작업들을 빠르게 완료해 나가는 것을 볼 수 있었으며, 두 가지 모두 다 임무 계획 절차에 맞게 임무를 수행해 나가는 것을 확인할 수 있었다.

Table 1 Vehicle specifications for numerical simulation

	무인선 #1	무인선 #2	무인기 #1	무인기 #2
탐지 각/거리	$120^{\circ}/7m$	$120^{\circ}/10m$	$100^{\circ}/20m$	$120^{\circ}/20m$
최고 속도	$1.0m/s$	$1.0m/s$	$8.0m/s$	$7.0m/s$
운용 고도	$0m$	$0m$	$20m$	$20m$
운용 시간	30min	240min	20min	20min

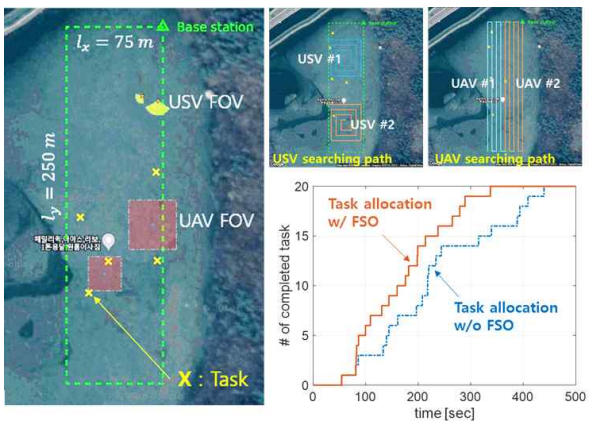


Fig. 3 A Simulation environment, and the comparison of the task completion rate between the task allocation with fleet size optimization and the other

4. 결 론

본 논문에서는 해양사고 대응에 무인 시스템을 활용하기 위한 임무 계획기 설계 및 노드들에 위치 불확실성이 있는 상황에서의 작업 할당 알고리즘에 대해 중점적으로 다루었다. 수치 시뮬레이션을 통해 불확실성이 있는 상황에서 더 좋은 해를 구할 수 있는 강인한 작업 할당 알고리즘의 성능을 확인하였으며, 해양자율 탐색 시나리오 수행을 통한 임무 계획기의 유용성 및 최적의 운용 대수를 고려한 작업 할당 알고리즘의 유용성 또한 확인할 수 있었다.

후 기

이 논문은 2018년 해양수산부 재원으로 한국해양과학기술진흥원(고신뢰성 무인선 운용기술 및 인프라 구축)과 미래창조과학부 및 정보통신기술진흥센터의 정보통신●방송 연구개발사업의 일환으로 수행하였음. [R-20150223-000167, 고신뢰성 다종 무인이동체 통신 및 보안 SW기술 개발]

참 고 문 헌

Robin R. Murphy (2014)., "Introduction, " Disaster robotics, MIT press, ch. 1, pp. 1-19.

Satoshi Tadokoro (2009)., "Earthquake Disaster and Expectation for Robotics," Rescue Robotics: DDT Project on Robots and Systems for Urban Search and Rescue, Springer Science & Business Media, ch. 1, pp. 1-16.

Ryan J. Meuth, Emad W. Saad, Donald C. Wunsch, and John Vian (2009)., "Adaptive task allocation for search area coverage," IEEE International Conference on Technologies for Practical Robot Applications (TePRA), IEEE, pp. 67-74.

Ivan Maza, Fernando Cavallero, Jesus Captian, Martinez-de-Dios, Jose Ramiro, and Anibal Ollero (2011)., "Experimental results in multi-UAV coordination for disaster management and civil security applications," Journal of Intelligent & robotic systems, vol. 61, no. 1, pp. 563-585

Zoltan Beck, W.T. Luke Teach, Alex Rogers and Nicholas R. Jennings (2018)., "Collaborative online planning for automated victim search in disaster response," Robotics and Autonomous systems, vol. 100, pp. 251-266.

Huy X. Pham, Hung M. La, David Feil-Seifer, and Matthew Deans (2017)., "A Distributed Control Framework for a Team of Unmanned Aerial Vehicles for Dynamic Wildfire Tracking," IEEE/RSJ International Conference on Intellignet Robots and Systems (IROS), pp. 6648-6653.

Kyle L. Woerner, Michael R. Benjamin, and Henrik Schmidt, (2017)., "Collaborative Autonomous Multi-vessel Detection, Bounding and Containment for Maritime Environment Disaster," OCEANS, IEEE, pp. 1-7.

Lantao Liu, and Dylan A. Shell (2011)., "Assessing optimal assignment under uncertainty: An interval-based algorithm," The International Journal of Robotics Research, vol. 30, no. 7, pp. 936-953.

Sukmin Yoon, and Jinwhan Kim (2016)., "Mission planning of multiple heterogeneous unmanned systems for autonomous search in marine environment," Proceedings of KSOE, pp. 491-494.

Sukmin Yoon, and Jinwhan Kim (2018), "Task allocation for multi-vehicle operation under position uncertainty," Proceedings of 33th Institute of Control, Robotics and Systems, pp. 28-29.

단안 카메라 영상을 이용한 합성곱 신경망 기반 선박 탐지 및 추적

김종휘* · 김근환* · 이찬규* · 김진환* · 이필엽**
*카이스트 기계공학과
**한화시스템 해양연구소

Ship Detection and Tracking With an Onboard Monocular Camera using Convolutional Neural Network

Jonghwi Kim*, Keunhwan Kim*, Changyu Lee*, Jinwhan Kim* and Philyeob Lee**
*Department of Mechanical Engineering, KAIST, Daejeon, Korea
**Naval R&D center, Hanwha Systems Co., Ltd, Gumi, Korea

KEY WORDS: Deep learning 딥러닝, Unmanned surface vehicles 무인선, Computer vision 컴퓨터비전

ABSTRACT: *Recently, unmanned surface vehicles (USVs) have been actively researched and developed as the increasing needs for effective exploration and surveillance in maritime environments. This paper addresses the automatic ship detection and tracking with an onboard monocular camera using a convolutional neural network. In maritime environments, visual feature anomalies such as glint and wake make the ship detection challenging, and feature based computer vision algorithms often have difficulties in detecting ships. In this study, Single Shot Multibox Detector (SSD) is utilized to reliably detect ships in a single image and tightening the bounding box around the detected ships. Then, the relative position measurements of the target ships are obtained using the water horizon and camera geometry. The extended Kalman filter (EKF) is applied to estimate the positions, velocities and courses of the target ships. The performance of the proposed method was verified using the images from real sea experiments and compared with the performance of the traditional computer vision method.*

1. 서 론

최근 센서를 비롯한 각종 하드웨어와 딥러닝(Deep learning)으로 대표되는 소프트웨어 기술의 발전과 함께 로봇기술은 빠르게 발전하고 있으며, 지상, 항공, 그리고 해양 등 다양한 환경에서 무인시스템(Unmanned vehicle system)의 형태로 적용되고 있다. 그중에서도 최근 해양환경의 중요성이 부각되면서 해양환경에서의 감시, 탐사, 사고대응 등의 임무에 무인시스템을 활용하기 위한 노력들이 행해지고 있으며, 유인 선박에 비해 비용 절감과 운항 효율에서 장점을 가지는 무인선(USVs: Unmanned surface vehicles)에 대한 관심이 증가하고 있다.

기존에 운용되고 있는 대부분의 무인선은 보통 원격조정에 의해 임무를 수행하며, 무인자동차나 무인항공기에 비해 아직 자율운항 기술의 성숙도가 떨어지는 편이다 (박정홍 등, 2017). 무인선이 해양환경에서의 추적, 조사 등의 임무를 효과적으로 수행하기 위해서는 먼저 주변 환경과 장애물의 능동적 탐지 및 인식과정이 수반되어야 한다. 무인선의 자율적인 장애물 탐지를 위해서 레이다, 라이다 그리고 카메라 등의 센서가 활용되며, 유인 선박에서도 항해 보조도구로 사용되는 레이다의 경우 원거리의 장애물을 탐지 가능하나 해상도가 낮으며 센서가 갖는 한계로 인하여 근거리의 장애물 탐지에는 활용하기 힘들다는 단점이 있다. 라이다는 반대로 근거리의 장애물을 탐지하는데 효과적인 센서이며 상대 거리와 방위각정보를 정확하게 계측할 수 있지만, 원거리의 장애물 탐지에는 활용할 수 없으며 레이다와 마찬가지로 장애물의 종류를 인식할 수 없다는 단점이 존재한다. 카메라는 장애물의 크기에 따라 근거리부터 어느 정도 원거리 까지 장애물의 탐지가 가능하며, 무엇보다도 색상 정보를 포함하고 있기 때문에 인간의 시각정보를 대체하여 장애물의 종류를 식별하는데 활용할 수 있다는 장점이 있다.

카메라의 장점을 활용하여 무인자동차 분야에서 주행 중인 차량과 보행자 등을 인식하고 구분하는 연구에 활발히 적용되고 있으며, 무인선 분야에서도 카메라를 이용하여 운항하는 선박들을 자동으로 탐지하는 연구들이 수행되고 있다. 기존의 컴퓨터 비전 알고리즘을 적용한 선박 탐지 연구 (박정홍 등, 2017, Zhang et al, 2017)는 최근까지 수행되어왔으나, 일반적으로 선박 운항에 의한 후류항적이나 빛에 의한 수면 반사효과 등의 잡음에 민감하고, 매개 변수(Parameter)를 환경에 맞춰 수동으로 바꿔야 한다는 단점이 존재한다. 이에 최근에는, 활발히 연구되고 있는 심층 합성곱 신경망(DCNN: Deep convolutional neural network)을 이용한 물체검출(Object detection)알고리즘으로 사진에서 선박을 검출하는 연구 (김광현 등, 2017, Shao, Z. et al, 2018)가 증가하고 있다.

따라서 본 연구에서는 합성곱 신경망 기반 물체 검출 알고리즘 중 하나인 SSD(Single shot multibox detector)를 이용해 무인선에 설치된 단안 카메라에서 얻은 사진에서 주위 선박을 탐지하고, 수평선의 위치와 카메라 위치와의 기하학적 관계를

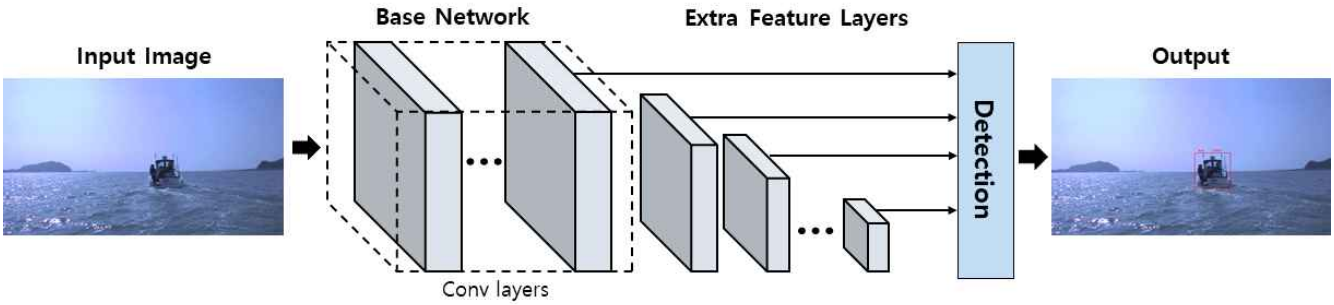


Fig. 1 SSD architecture

이용해 무인선과 탐지된 선박의 상대거리와 방위각을 계산하였다. 또한 계산된 선박의 상대 위치 정보를 확장칼만필터(Extended Kalman filter) 기반 추적필터에 적용해 운항 경로를 지속적으로 추정하였다. 마지막으로, 고전적인 영상처리 알고리즘을 이용한 기존 연구와 비교하여 딥러닝 기반 알고리즘을 적용해 선박을 탐지한 제안한 방법이 기존 연구의 대안으로 제시될 수 있음을 보였다.

2. SSD를 적용한 선박 검출 알고리즘

2.1 SSD 네트워크 구조

딥러닝 알고리즘이 발전하면서 기존 영상처리 알고리즘으로는 높은 성능을 내지 못했던 물체 검출에 관한 연구가 활발히 이루어지고 있으며, 대표적으로 Faster-RCNN (Ren, S. et al., 2015), YOLO (Redmon, J. and Farhadi, A., 2017), SSD (Liu, W. et al., 2016)등의 물체 검출 알고리즘이 제안되었다. 위 제안된 물체검출 알고리즘 중 실시간성이 보장되며 준수한 탐지능력을 가지는 SSD 알고리즘을 적용하였다.

SSD는 Fig. 1과 같이 두 부분으로 나눌 수 있다. SSD의 앞쪽 층(Layer)에서는 VGG-16과 같이 이미지 분류에 좋은 성능을 보이는 기반네트워크(Base network)가 위치하며, 뒤쪽 층에 위치하는 추가적인 특징층(Extra feature layer)에서는 이미지 상에서 물체가 어디에 위치해 있는지 검출하는 네트워크 구조가 사용된다. 이때 뒤쪽 층은 층이 깊어질수록 층의 크기가 작아지게 설계되어 여러 크기의 물체를 빠르게 검출할 수 있으며, 각각의 층에서 물체의 위치 경계박스(Bounding box)와 종류에 대한 점수를 계산해 마지막 층에서 취합하여 전체 이미지에서 물체의 위치와 종류를 탐지한다.

2.2 데이터셋(Dataset)

신경망을 학습시키기 위해서는 용도에 맞는 데이터셋이 필요하며, 널리 사용되는 PASCAL VOC (Everingham, M. et al., 2010)와 같은 데이터셋에는 해양환경에 특화된 자료가 포함되어있지 않기 때문에, PASCAL VOC의 선박 사진과 싱가포르 해양 데이터셋 (Prasad, D.K. et al., 2017), 그리고 해양 실험을 통해 얻은 총 1727개의 이미지로 구성된 데이터셋을 구축하여 신경망을 학습시켰다. 본 연구에서 쓰일 네트워크는 선박 탐지를 주요 목적으로 하므로 단일 클래스(Class)를 사용하였다.

2.3 고전 영상처리 알고리즘을 사용하는 기존 연구와의 비교

본 연구에서 성능을 비교하려는 기존 연구 (박정홍 등, 2017)에서는 FAST(Features from accelerated segment test) 코너 검출 기법과 이동평균필터(Moving average filter)를 사용하여 영상 내에서 탐지할 물체가 위치할 가능성이 높은 영역을 추출하고, 주술한 이미지에서 MSER(Maximally stable extremal regions)기법을 사용해 정확한 선박을 추출한다. 위 방법은 사람이 직접 시간이나 날씨와 같은 환경조건에 따라 설정해야하는 매개변수들이 존재한다. 본 연구에서는 여러 종류의 환경 조건과 선박을 포함하는 데이터셋을 SSD 네트워크에 학습시켜 무인선을 사용할 때마다 매개변수를 조절하지 않고도 좋은 탐지성능을 유지하는 것을 목표로 한다.

3. 선박 상대위치정보 계산 알고리즘

3.1 수평선 위치 검출

단안 카메라만을 이용해 탐지된 선박까지의 상대위치정보를 측정하기 위해 기존 연구의 방법을 이용하여 수평선의 위치와 카메라 이미지 좌표계와의 기하학적 관계를 이용한 상대위치 측정 방법을 적용하였다. 수평선을 이미지 상에서 검출하기 위해 수평선이 영상 내 직선이라는 가정을 하였으며, 이를 위해 모폴로지 필터(Morphology filter), 캐니 에지 검출기(Canny edge detector), 그리고 허프 변환(Hough transform)을 차례로 적용하였고, 검출된 직선 성분 중 가장 길이가 긴 것을 수평선으로 가정하였다.

3.2 선박과의 상대거리 계산

카메라 이미지 내에서 수평선에 근접한 물체는 거리가 멀다는 특성을 고려하면, 탐지한 이미지 상에서 선박의 위치와 수평선 위치, 그리고 카메라와의 기하학적 위치를 이용하여 상대 거리와 방위각 정보를 계산할 수 있다. 본 연구에서는 탐지한 선박 경계박스의 중앙 하단의 점을 이미지 상에서 선박의 위치라고 가정하였다. 카메라의 실제 화각과 이미지 상에서의 폭, 그리고 수평선의 기울어진 정도를 이용하여 탐지된 물체의 방위각을 계산하였고, 해수면에서 카메라까지의 높이와 이미지 상에서 수평선과 탐지된 물체와의 픽셀거리를 이용해 상대거리를 추정하였다 (Park, J. et al., 2015).

4. 추적필터 설계

4.1 시스템모델

선박의 상대 위치정보로부터 운항경로를 지속적으로 추적하기 위해 확장칼만필터를 기반으로 한 추적필터를 설계하였다. 다음 식 (4-6)은 차례대로 필터의 상태벡터 $\mathbf{x}$, 무인선의 위치, 방위, 속도에 관한 상태벡터 $\mathbf{x_0}$, 그리고 목표 선박의 위치, 방위, 속도에 관한 상태벡터 $\mathbf{x_{Ti}}$를 나타낸다.

$$\mathbf{x} = [\mathbf{x_0}\ \mathbf{x_{T1}}\ \mathbf{x_{T2}}\ \cdots\ \mathbf{x_{Tn}}]^{\mathrm{T}} \tag{4}$$

$$\mathbf{x_0} = [x_O\ y_O\ V_O\ \psi_O]^{\mathrm{T}} \tag{5}$$

$$\mathbf{x_{Ti}} = [x_{Ti}\ y_{Ti}\ V_{Ti}\ \psi_{Ti}]^{\mathrm{T}} \tag{6}$$

등속운동모델로 가정하여 필터의 운동 모델을 다음 식 (7)과 같이 표현하였다. $\mathbf{w}$는 환경외란을 포함하는 프로세스 잡음(process noise)으로 정규분포를 따른다고 가정하였다.

$$\dot{\mathbf{x}} = [\dot{\mathbf{x}}_0^{\mathrm{T}}\ \dot{\mathbf{x}}_{\mathbf{T1}}^{\mathrm{T}}\ \dot{\mathbf{x}}_{\mathbf{T2}}^{\mathrm{T}}\ \cdots\ \dot{\mathbf{x}}_{\mathbf{Tn}}^{\mathrm{T}}]^{\mathrm{T}} + \mathbf{w} \tag{7}$$

4.2 계측모델

시스템 모델을 이용해 무인선과 목표 선박의 위치를 예상한 후, 무인선의 항법 센서와 카메라로부터 계측한 목표 선박의 상대 방위 및 거리정보를 이용해 추적필터를 업데이트한다. 다음 식 (8)에서는 추적필터의 계측모델을 표현하였고, 식 (8-10)에서 차례대로 추적필터의 계측치행렬 $\mathbf{z}$, 무인선의 위치, 방위, 속도에 관한 계측치 $\mathbf{z_0}$, 그리고 목표 선박들의 무인선에 대한 상대거리와 상대방위각에 관한 계측치 $\mathbf{z_T}$를 나타내었다. 여기서 $\mathbf{v}$는 측정 잡음(measurement noise)으로 카메라의 계측 특성을 고려하여 적용하였다.

$$\mathbf{z} = [\mathbf{z_0}^{\mathrm{T}}\ \mathbf{z_T}^{\mathrm{T}}]^{\mathrm{T}} + \mathbf{v} \tag{8}$$

$$\mathbf{z_0} = [x_O\ y_O\ V_O\ \psi_O]^{\mathrm{T}} \tag{9}$$

$$\mathbf{z_T} = [\rho_1\ \beta_1\ \rho_2\ \beta_2\ \cdots\ \rho_n\ \beta_n]^{\mathrm{T}} \tag{10}$$

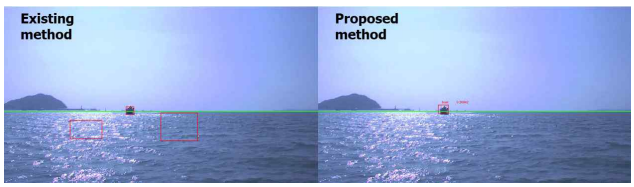
5. 실해역 실험 및 결과

5.1 실험 플랫폼 및 시나리오

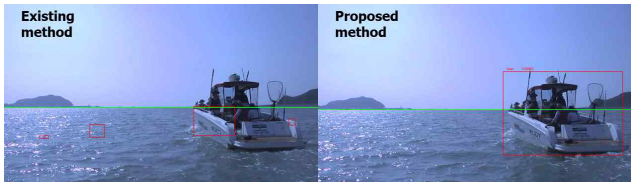


(a) USV (b) Target ship

Fig. 2 USV and target ship used in the experiments



(a) Ship detection result at a long range



(b) Ship detection result at a short range

Fig. 3 Comparison of the proposed method's ship detection result with the existing method's

무인선을 이용하여 화성시 전곡항 인근 해역에서 직접 실험을 통해 취득한 데이터에 제안한 알고리즘을 적용하였다. 실험에 사용된 무인선과 목표 선박은 Fig. 2와 같다. 목표 선박이 무인선의 정면에서 마주보고 접근하는 시나리오와 목표선박이 무인선을 추월해 멀어지는 시나리오, 총 두 개의 상황에서 실험을 진행하였다. 무인선에 탑재된 카메라로부터 취득한 이미지의 해상도는 1280×720이며, 10fps로 영상을 수신하였고, 추적필터의 주기는 10Hz로 설정하였다.

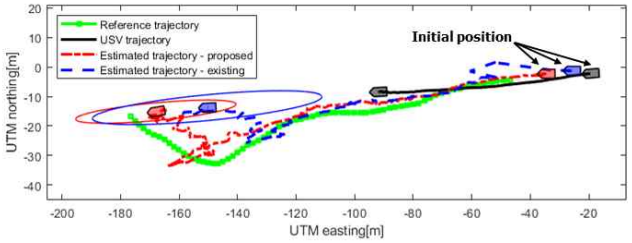
5.2 실험 결과 및 분석

기존 알고리즘과 제안한 알고리즘을 이용한 이미지 상에서의 선박 탐지 결과를 Fig. 3에 나타내었다. 일반적으로 목표 선박과의 거리가 가까우면 기존 알고리즘은 특징점(Feature)의 분포에 따라 배의 일부분은 분리되어 탐지하는 경향을 보였으며, 거리가 멀어지면 성능 차이가 줄어들었다. 또, 기존 알고리즘은 후류항적, 빛에 의한 수면 반사, 또는 육지 부분을 배로 오인하여 잘못 탐지하는 경우가 많았다.

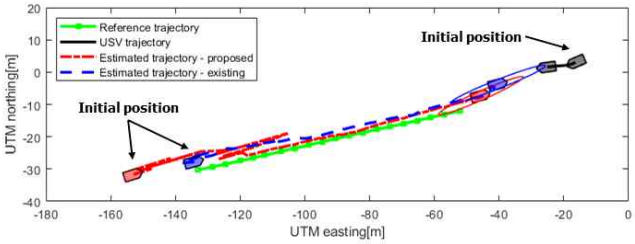
Fig. 4에는 각 실험 시나리오에서 무인선의 실제 경로, 각 알고리즘으로 추정한 목표 선박의 경로, 그리고 GPS로부터 획득한 목표 선박의 실제 경로를 도시하였다. 이 때, 추정한 경로의 최종 오차공분산을 타원으로 나타내었고, 카메라로부터 인식이 원활히 수행되어 계측치가 연속적으로 업데이트 되면 오차공분산이 줄어드는 것을 확인하였다.

Fig. 5에서는 각 실험 시나리오에서 제안한 방법과 기존 방법으로 추정한 목표 선박의 거리와 방위각을 분석하였다. 목표 선박이 무인선을 추월하는 시나리오의 경우 후류항적과 빛의 수면반사에 의한 잡음이 많이 탐지되었고, 따라서 추적 성능이 상대적으로 좋지 못했으며 상대 거리와 방위각이 실제의 값과 차이가 컸다. 하지만 목표 선박과 무인선이 마주보고 접근하는 시나리오에서는 기존 연구의 방법도 좋은 탐지 결과를 제공하는 경우가 많았고, 그에 따라 일정 구간에서는 좋은 추적 성능을 보였다.

6. 결 론

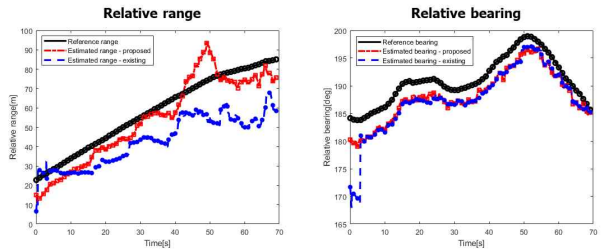


(a) Overtaking scenario

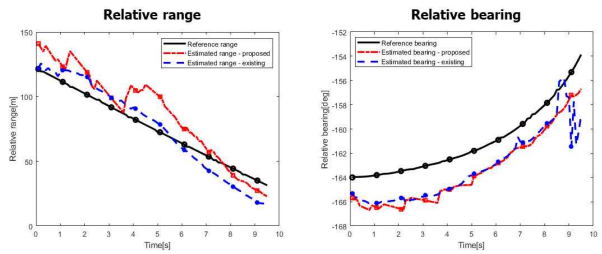


(b) Crossing scenario

Fig. 4 Comparison of the estimated trajectories



(a) Overtaking scenario



(b) Crossing scenario

Fig. 5 Comparison of the estimated relative range and bearing

본 논문에서는 합성곱 신경망 기반 물체 검출 알고리즘 중 하나인 SSD를 이용해 무인선에 설치된 단안 카메라에서 얻은 영상에서 주위 선박를 탐지하였으며, 탐지된 선박의 상대거리와 방위각을 계산하고 추적필터를 설계해 지속적으로 운항경로를 추정하였다. 고전적인 영상처리 알고리즘을 적용한 기존의 방법과 비교하여 해양환경에서 자주 발생하는 후류항적이나 빛의 수면반사와 같은 잡음에 강인함을 확인했으며, 여러 환경 조건에서 상대적으로 적은 매개변수로 알고리즘이 원활히 작동한다는 것을 보였다.

후 기

본 논문은 (주)한화시스템의 "COLREG기반 자율운항기술 개발(UC150007DD)"에 의하여 지원되었으며, 연구비 지원에 감사드립니다.

참 고 문 헌

김광현, 홍성준, 최배훈, 김일호, 김은태 (2017). "Faster R-CNN을 이용한 해양에서의 선박 검출", 정보 및 제어 논문집, Vol 2017, No 10, pp 158-159.

박정홍, 한정욱, 김진환, 손남선, 김선영 (2017). "무인수상선의 자율운항을 위한 단안 카메라 기반의 근거리 선박 자동 탐지", 제어로봇시스템학회논문지, Vol 23, No 6, pp 416-423.

Everingham, M., Van G,L., Williams, C.K., Winn, J., and Zisserman, A. (2010). "The Pascal Visual Object Classes (VOC) Challenge", International Journal of Computer Vision, Vol 88, No 2, pp 303-338.

Liu, W., Anguelov, D., Erhan, D., Szegedy, C., Reed, S., Fu, C.Y., and Berg, A.C. (2016). "SSD: Single Shot Multibox Detector", Proceedings of European conference on computer vision, pp 21-37.

Park, J., Kim, J., and Son, N. S. (2015). "Passive Target Tracking of Marine Traffic Ships Using Onboard Monocular Camera for Unmanned Surface Vessel", Electronics Letters, Vol 51, No 13, pp 987-989.

Prasad, D.K., Rajan, D., Rachmawati, L., Rajabally, E., and Quek, C. (2017). "Video Processing From Electro-Optical Sensors for Object Detection and Tracking in a Maritime Environment: A Survey". IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems, Vol 18, No 8, pp 1993-2016.

Shao, Z., Wu, W., Wang, Z., Du, W. and Li, C. (2018). "SeaShips: A Large-Scale Precisely Annotated Dataset for Ship Detection", IEEE Transactions on Multimedia, Vol 20, No 10, pp 2593-2604.

Redmon, J. and Farhadi, A., (2017). "YOLO9000: Better, Faster, Stronger", Proceedings of the IEEE Conference on Computer Vision and Pattern Recognition, pp 6517-6525.

Ren, S., He, K., Girshick, R., and Sun, J. (2015). "Faster R-CNN: Towards Real-Time Object Detection with Region Proposal Networks", Proceedings of Advances in neural information processing systems, pp 91-99.

Zhang, Y., Li, Q.Z., and Zang, F.N. (2017). "Ship detection for visual maritime surveillance from non-stationary platforms", Ocean Engineering, Vol 141, pp 53-63.

심층강화학습을 이용한 무인수상선의 충돌회피

우주현* · 김낙완**
*서울대학교 공학연구원
**서울대학교 해양시스템공학연구소

Deep Reinforcement Learning based Collision Avoidance of an Unmanned Surface Vehicle

Joohyun Woo* and Nakwan Kim**

*IOER, Seoul National University, Seoul, Korea
**RIMSE, Seoul National University, Seoul, Korea

KEY WORDS: Deep reinforcement learning 심층강화학습, Collision avoidance 충돌 회피, Unmanned Surface Vehicle 무인수상선, Artificial intellegence 인공지능

ABSTRACT: *In this work, a deep reinforcement learning based collision avoidance method for an USV is proposed. The proposed method is suggested in order to overcome the limitation of the previous ship collision avoidance method, which is handling of multiple target ship in complex encounter situation. By representing encounter situation near the USV using a Grid map representation, the USV can understand the complex encounter situation and possess insight on the collision risk of any given encounter situation. Proposed method is validated through an USV collision avoidance simulation with multiple target ships are located near the USV.*

1. 서 론

최근 들어 무인시스템에 대한 사회적 요구가 증가하고 있다. 무인 시스템은 인간이 수행하기 힘든 작업을 인간을 대신하여 수행함으로써 안전성을 향상시키고, 임무수행의 효율성을 증대시키는 장점이 존재한다. 다양한 무인시스템 중 해양분야 에서는 무인잠수정 또는 무인수상선에 대한 연구가 활발히 이루어지고 있는데, 이 중 무인수상선의 경우, 잠수함 추적 임무(Sea hunter, DARPA U.S), 연안경비(Protector, Israel), 해양 데이터 관측, 해상 운반(DNV GL, Norway) 등의 임무수행을 목적으로 다양한 형태의 무인수상선 들이 개발되어지고 있다. 이러한 다양한 무인수상선들은 서로 상이한 임무수행을 목적으로 개발되어지고 있지만, 성공적 임무수행을 위해서는 장애물을 스스로 인식하고, 회피하는 자율충돌회피 능력을 보유하고 있어야 한다는 공통점을 가진다.

특히, 선박의 충돌사고는 재산상의 손실뿐만 아니라, 기름유출로 인한 환경오염, 심지어 인명피해까지 야기 시킬 수 있기 때문에 자율적으로 운항하는 무인수상선의 경우 반드시 인간 수준의, 혹은 그 이상의 충돌회피 성능을 확보해야한다.

선박의 충돌회피는 크게 장애물 탐지, 회피여부 판단, 회피 경로계획, 회피 경로추종 제어 4단계로 구분할 수 있다. 본 연구에서는 각종 장애물 탐지 센서로부터 계측된 장애물들의 위치 및 운동정보를 바탕으로 충돌회피 수행여부를 판단하는 충돌회피 여부 판단 알고리즘을 연구대상으로 정의하였다.

2. 선박의 충돌회피

선박의 충돌회피는 1972년 국제 해사기구(IMO)가 제정한 국제 해상충돌 예방규칙((International regulations for preventing collisions atsea, COLREGs)을 기반으로 이루어지는 것이 일반적이다. COLREGs는 각 조우상황에 대하여 선박의 피항의무 여부에 대하여 규정하고 있고, 피항의무선(give way vessel)과 진로유지선(stand onvessel)의 바람직한 운항방법에 대하여 기술하고 있다. COLREGs는 국제적으로 통용되는 충돌예방규칙임과 동시에 세계 각국의 해상교통안전법과 밀접한 관련이 있으므로, 운항자가 탐승하는 유인선박뿐만 아니라 무인수상선의 경우에도 이를 반영하여 행동계획을 수립해야 한다. Fig.1은 COLREGs에 의거한 각 조우상황별 피항 의무선과 진로유지선의 바람직한 피항행위를 나타내고 있다.

자선과 타선과의 충돌회피여부를 판단하는 충돌회피 알고리즘은 1970년대부터 수많은 연구자들에 의해 개발되어져 왔다. 그 중 대표적인 기법으로는 자선 주변에 임의의 선박안전영역(ship domain)을 정의하고, 해당 영역 내에 장애물이 침범할 경우 이를 위험상황으로 판단하는 기법, Closest Point of Approach(CPA)를 이용하여 자선과 상대 장애물간의 최단접근거리(DCPA, Distance at the closest point of approach) 및 최단접근시간(TCPA, Time to the closest point of approach)을 이용하는 기법 등이 있다. 이와 같은 기법들은 자선에 대한 타선의 충돌위험성을 변수화(parameterize)하여 표현한다는 특징이 있다.

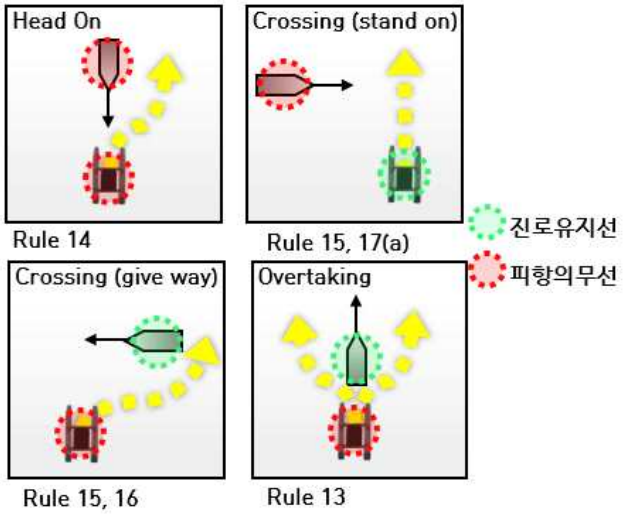


Fig. 1 Desired collision avoidance behavior according to encounter situation

CPA를 이용한 충돌회피 기법의 경우, 자선과 타선간의 조우상황의 위험성을 DCPA와 TCPA라는 변수로 현재 조우상황의 위험성을 변환하고, 이들 변수를 토대로 충돌위험도를 판단한다. 선박안전영역을 이용하는 경우 타선의 안전영역 내 포함 여부 변수를 이용하여 충돌위험도를 판단한다. 이들 충돌회피 기법을 이용하여 충돌위험도를 평가하는 방법들은 자선과 타선의 1:1 조우상황에 대한 위험성을 판단하는 형태로 구성되어져 왔고, 조우상황에 다수의 선박이 존재할 경우 이들 기법을 반복적으로 이용하여 각각의 타선에 대한 충돌위험도를 독립적으로 계산하는 것이 일반적이다. 하지만 이와 같은 경우, 다수의 선박이 존재하는 복잡한 조우상황을 지나치게 단순화 하는 한계가 발생할 수 있다. Fig.2의 조우상황을 예로 들어본다면, 초기에 선박이 경로를(파란색 점선) 추종하던 중 동일방향으로 이동하는 선박을 조우하게 되고, Overtaking 조우상황에 대한 COLREGs에 따라 좌현 또는 우현방향으로 회피를 수행하게된다. 이 경우, Overtaking 대상 선박이 자선기준 좌현방향에 위치하고 있으므로, 1:1 조우상황으로 가정한다면 우현회피를 수행하는 것이 바람직한 회피기동일 것이다.



Fig. 2 A specific encounter situation with multiple target ships are approaching

하지만 선박의 경로방향에서는 2대의 선박이 자선 방향으로 접근해오고 있다. 따라서 우현회피를 수행할 경우, 연속적으로 회피기동을 수행해야만 하고, 이는 선박의 안전성을 저해시키는 요인이다. 결과적으로, 이와 같은 예시에서 바람직한 충돌회피 기동은 Overtaking 대상 선박에 대한 좌현회피를 수행하는 것인데, 이는 기존 충돌회피 알고리즘에서처럼 다중 선박에 대한 충돌회피를 독립적인 1:1 충돌회피를 반복적으로 여러 번 계산하는 방식으로는 도출해 낼 수 없는 결과이다.

3. 심층강화학습 기반 충돌회피

앞서 언급한 기존 선박 충돌회피 기법들의 한계를 극복하기 위해서 본 연구에서는 선박간의 조우상황을 충돌상황 특징변수(Feature)로 변수화 하지 않고, 조우상황 자체로 인식하는 방법을 통해 회피에 대한 판단을 수행하는 기법을 제안하였다. 이를 위해 심층강화학습이라는 기법이 사용되었는데, 해당 기법에서는 현재 자선의 주변 장애물 및 경로에 대한 상황인식을 84 × 84 크기의 격자지도 형태로 입력받고, 이를 바탕으로 충돌회피에 대한 판단을 수행한다. Fig.3은 기존 기법과 본 연구에서 제안하는 심층강화학습 기반의 충돌회피 기법을 도식화 하여 비교한 그림이고, Fig.4는 본 연구에서 사용한 격자지도를 바탕으로 자선의 조우상황을 표현하는 방법에 대하여 나타내고 있다.

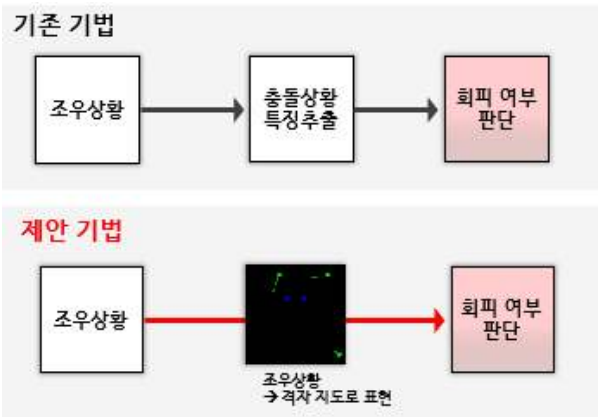


Fig. 3 Comparison between conventional collision avoidance method and proposed deep reinforcement learning based method

Fig.4의 상단에 위치한 그림은 실제 무인수상선과 그 주변에 위치한 장애물들을 나타내고 있다. 무인수상선을 중심으로 두고 위치한 사각형의 영역은 무인수상선을 기준으로 동일한 운동방향으로 움직이는 일종의 가상의 창(window)인데, 이 창 내에 존재하는 장애물들은 잠정적인 위험대상으로 판단하고, 하단의 격자지도(grid Map)에 이를 표현한다. 격자지도는 총 3개의 레이어로 구성이 되어있는데, 각각 경로, 동적장애물, 정적장애물의 위치를 표현한다. 동적장애물의 경우, 장애물의 운동 속도를 표현할 수 있어야한다. 따라서, 본 연구에서는 동적장애물의 경우 운동방향으로 돌출된 직선을 추가하여 해당 동적 장애물의 속도 방향과 크기를 시각적 정보로 변환하여 심층강화학습 신경망에서 이해할 수 있도록 구성하였다.

본 연구에서는 심층신경망이 선택할 수 있는 행동변수를 1) 장애물에 대한 좌현변침을 통한 회피, 2) 우현변침을 통한 회피 3) 기존 목표 경로 추종 의 총 3가지 행동으로 구성하고, 현재의

조우상황 격자지도에 바람직한 회피기동을 선택하도록 반복적인 강화학습 시뮬레이션을 통한 학습을 수행하였다.

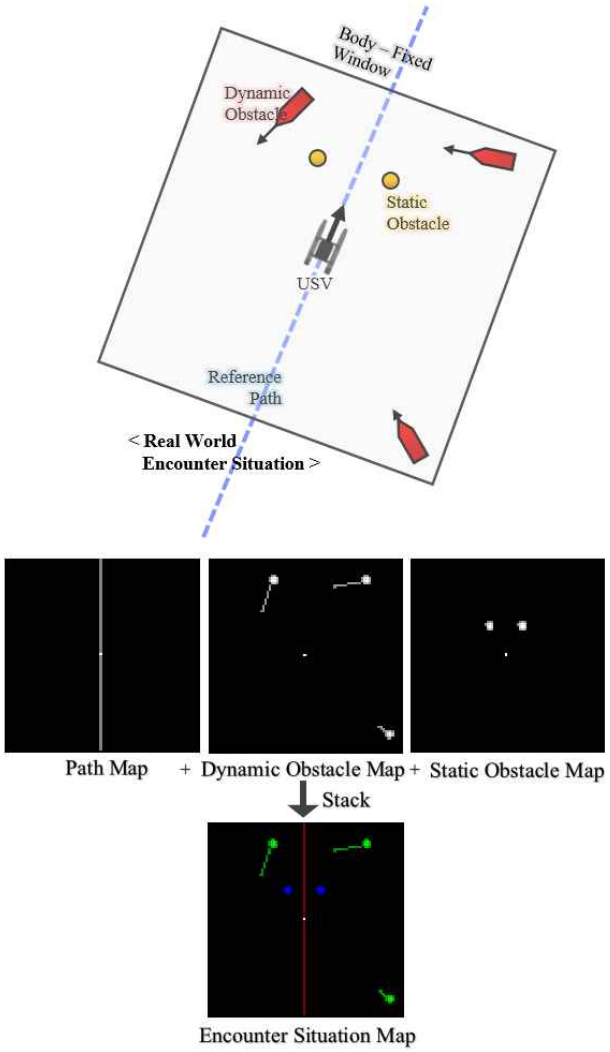


Fig. 4 Encounter situation representation by using grid map

4. 결과

기존 충돌회피기법의 한계점으로 인식되는 복잡한 조우상황에 대한 인식가능 여부를 판단하기 위해 Fig.2에서 제안한 조우상황에 대한 충돌회피 시뮬레이션을 수행해보았다. 검증을 위해 정의된 조우상황은 Fig.5와 같다.

시뮬레이션 결과, 첫 번째로 조우하는 대상선박(Overtaking 조우상황)에 대하여 좌현변침을 통한 충돌회피를 수행하는 것을 확인할 수 있었다. 이는 반복적인 강화학습 학습단계를 통해 해당 상황에서 우현변침을 수행할 경우, 추후 접근해오는 타선들을 회피하기 위하여 반복적으로 추가적인 회피기동을 수행해야 하는 상황을 조기에 인식한 결과로 볼 수 있다. 이는 기존의 기법들에서 다중 선박에 대한 조우상황을 다수의 1:1 조우상황으로 인식하는 것이 아닌, 서로 유기적인 하나의 복잡한 조우상황으로 인식할 수 있음을 나타낸다.

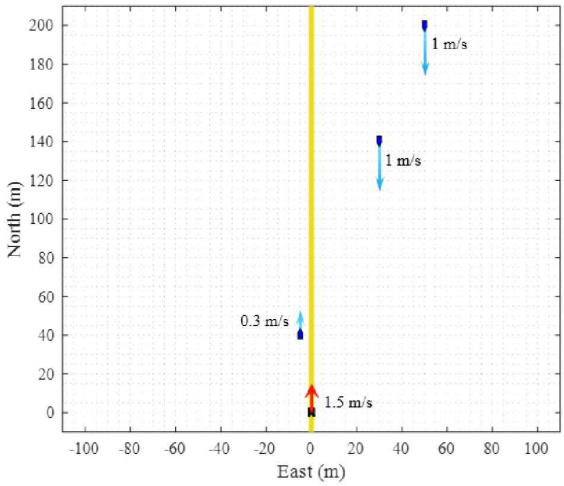


Fig. 5 Encounter situation for validation of proposed method

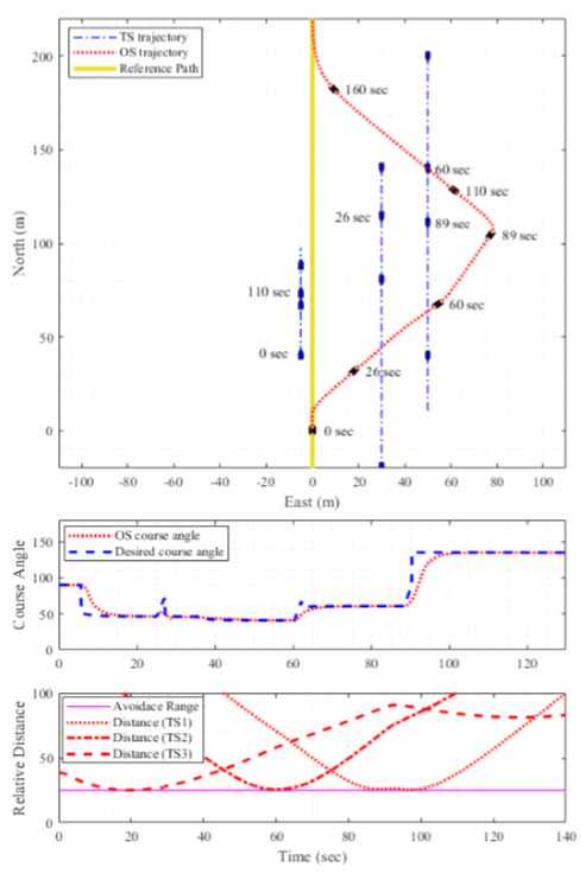


Fig. 6 Collision avoidance simulation result using the proposed method in complex encounter situation with multiple target ships

참 고 문 헌

Elisabeth M Goodwin. A statistical study of ship domains. The Journal of Navigation, 28(3):328 – 344, 1975.

Kazuhiko Hasegawa and Akihiko Kouzuki. Automatic collision avoidance system for ships using fuzzy control. Journal of the Kansai Society of Naval Architects, (205), 1987.

PV Davis, MJ Dove, and CT Stockel. A computer simulation of marine traffic using domains and arenas. The journal of Navigation, 33(2):215–222, 1980.

TG Coldwell. Marine traffic behaviour in restricted waters. The Journal of Navigation, 36(3):430–444, 1983.

Yahei Fujii and Kenichi Tanaka. Traffic capacity. The Journal of Navigation, 24(4):543–552, 1971.

수중 환경 데이터 획득을 위한 무인 수상선 형의 로봇 개발

이윤건*·박정홍*·최진우*·정종대*·최현택*
*선박해양플랜트연구소 해양ICT연구본부

Development of an Unmanned Surface Vehicle Type Robot for Data Acquisition of Underwater Environment

Yoongeon Lee*, Jeonghong Park*, Jinwoo Choi*, Jongdae Jung* and Hyun-Taek Choi*

Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering, KRISO, Daejon, Korea

KEY WORDS: Unmanned surface vehicle 무인 수상선, Marine robotics 해양 로봇, Autonomous navigation 자율 주행

ABSTRACT: Unmanned surface vehicles have been used in various fields such as environmental protection, military and underwater environmental information acquisition. To accomplish this task, unmanned watercraft hardware and various driving algorithms and sensors are required to provide stable driving performance. In this paper, we introduce an unmanned surface vehicle type robot. The robot is made of twin hull type and easy to disassemble and assemble. In addition, way point tracking algorithm and navigation system based on global positioning system are equipped for autonomous navigation.

1. 서 론

무인 수상선은 환경 보호, 국방, 수중 환경 정보 획득 등 여러 분야의 연구에 활용되고 있다. 환경 보호를 목적으로 하는 무인 수상선은 녹조를 제거 하거나 해파리를 제거하는데 사용되기도 한다 (Jung, D 등, 2017). 국방 목적으로는 해안탐색, 기뢰탐지, 불법어선 감시 등 다양한 방법으로 사용된다. 뿐만 아니라 인간의 접근이 제한적인 물속 환경 정보를 획득하는데 사용되기도 한다 (김태진 등, 2015). 위와 같은 작업을 수행하기 위한 무인 수상선은 가장 기본적으로 안정적인 주행 능력을 필요로 한다. 이를 위해서는 안정적으로 주행할 수 있는 능력이 있는 하드웨어와 주행을 위한 제어 알고리듬이 필요하다. 추가로 무선 통신을 기반으로 자율 주행 및 장애물 회피 기술이 필요하다 (박정홍 등, 2018). 여러 분야 연구의 융합을 통해 무인 수상선에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.

본 논문에서는 자율 주행 및 장애물 회피 알고리듬을 탑재할 수 있는 무인 수상선형의 로봇 하드웨어 설계에 대한 소개를 한다. 개발 중인 로봇은 이송, 보관에 용이하도록 부품들을 모듈화 하여 분리할 수 있도록 제작하였으며 운행 중 원활한 수리를 할 수 있는 구조를 가지고 있다. 또한 지상 제어 스테이션과 원거리 무선 통신이 가능하며 Fiber Optic Gyro (FOG), Doppler Velocity Log (DVL), 지상용 Global Positioning System (GPS) 등의 센서 데이터를 활용해 주행에 필요한 정보를 획득한다. 이를 통한 로봇의 자율 주행 및 장애물 회피 기능을 개발 중에 있다.

2. 하드웨어 설계

개발 중인 로봇은 Fig. 1과 같다.



Fig. 1 Prototype of the robot

로봇의 크기는 가로 약 4.1 m, 세로 약 2.5 m 높이 약 2 m이며 선체 사이에 빈 공간을 가진 형태이다. 부력재로 사용된 고

무보트는 지름이 약 530 mm 이다. 고무보트에 알루미늄 프레임을 부착시킨 2개의 선체과 전장부 탑재 및 선체 고정을 위한 앞쪽 프레임 3개와 판 1개, 후미 센서 거치를 위한 뒤쪽 프레임 2개, 추진기 장착을 위한 파드 2개로 이루어져 있다. 3개의 앞쪽 프레임과 전장부 탑재용 판 결합하기 위한 블럭에 아이볼트를 삽입하여 크레인을 이용한 진수 및 인양 시 사용한다. 선체로 사용된 고무보트는 상용품 이므로 유사시 교체할 수 있다는 장점이 있다. 추진기를 고무보트에 바로 설치를 할 수 없기 때문에 양쪽 선미에 파드를 설치하고 파드에 추진기를 거치하게 된다. 리어 프레임에는 주행 알고리듬 구동에 필요한 센서들이 부착된다. 로봇은 2개의 선체를 부력재로 사용하는 쌍동선 형태이기 때문에 주행 시 Roll축 회전이 단동선에 비해 적기 때문에 보다 안정적으로 주행하며 원하는 데이터를 취득할 수 있다.

주행을 위해 부착되는 센서는 위치추정을 위한 지상용 GPS, 자세 데이터 확인을 위한 FOG, 로봇의 이동 속도를 측정하기 위한 DVL이 부착된다. Fig. 2를 보면 센서 모듈은 수직방향으로 움직임이 가능하다.

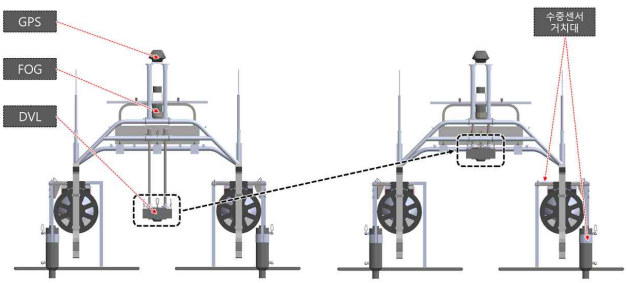


Fig. 2 Movable sensor module

이와 같이 설계한 이유는 Fig. 3에서 확인할 수 있다. 로봇을 구성한 프레임들은 아치형태 이므로 선체와 판 사이에 공간이 있다. 이 공간을 활용해 물위에 떠있는 데크 위로 로봇이 정박할 수 있다. 로봇이 데크 위로 들어올 때 뒤쪽 프레임에 부착된 DVL과 데크의 간섭을 피하기 위해 DVL이 위아래로 움직일 수 있게 설계하였다. 이 구조는 실험 시 매우 유용하다. Fig. 3과 같이 수상선이 데크 위에 정박을 하게 되면 작업자는 수상 데크 위에서 전장부나 하드웨어를 수리할 수 있다. 30 kg에 육박하는 배터리나 충격에 민감한 센서 탈부착 작업도 데크위에서 가능하게 된다. 로봇은 가로 1.3 m, 세로 0.6 m 이하 크기의 수상 데크위에 정박이 가능하도록 설계되었다. 이 기능 없다면 작업자는 다른 보트를 타고 물위에서 작업하거나 데크에 매달린 형태로 작업을 해야 하는데 이는 작업하는데 육체적으로 힘들 뿐만 아니라 작업자에게 매우 위험한 작업 방법이다.

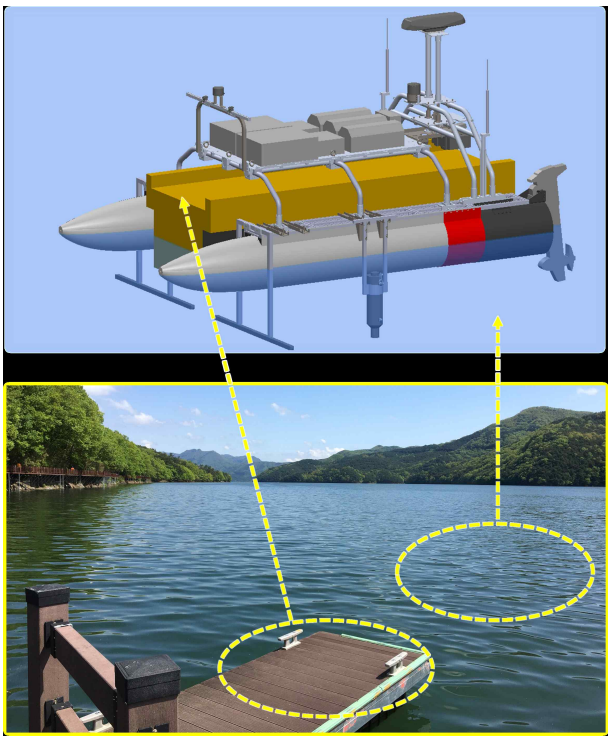


Fig. 3 Anchorable above the floating dock

로봇이 수중 환경 정보를 획득하기 위해서는 수중용 센서가 장착되어야 한다. 선체의 앞과 중간에 수중용 센서를 거치 할 수 있게끔 거치대가 장착되어 있다. 로봇을 설계하기 전 기본적으로 장착이 예정되어있는 센서들에 대한 정보는 있지만 앞으로 실험이 진행되면서 기능을 확장시키기 위해 장착될 수중용 센서는 불확정적이다. 따라서 추가될 모든 센서를 손쉽게 장착할 수 있게끔 규격화 되어있는 알루미늄 프로파일을 이용해 센서를 거치할 수 있는 형태로 제작하였다. 현재 장착이 예정되어 있는 센서는 앞쪽 자기장 센서, 측면에 수중 음향 장비이다. 측면 수중 음향 장비의 경우 무게가 약 3kg 정도 나가기 때문에 선체가 최고속력으로 주행했을 때 센서 거치부가 파손될 가능성을 염두에 두어 직각 삼각형 형태의 지지대을 추가하였다. 전방과 측면에 장착되는 센서들을 통해 수중 환경 정보를 획득하게 된다. 또한 전장부 공간 전방에는 라이다와 카메라가 장착되어 있다. 이곳에 장착되는 센서를 통해 전방에 장애물을 탐지하고 자율적으로 피해가는 작업을 수행할 것이다. 무선 통신을 위한 안테나가 부착되는데 통신용 안테나는 장애물에 가려 통신이 불안정한 상황을 피하기 위해 거치대를 통해 수면에서 약 2 m 떨어진 정도에 위치 시켜 장애물 간섭에 의한 통신장애를 최소화 시켰다.

로봇의 크기나 무게 때문에 사람이 직접 옮길 수 없기 때문에 호수나 바다 실험 시 이동하는데 어려움이 있다. 개발된 로봇은 이동 및 보관 시 어려움을 해결하고자 하나의 몸체가 아닌 하드웨어 파트들을 기능별로 모듈화 하여 분해 및 조립이 가능한 구조로 설계하였다. 부력을 발생시키는 선체 모듈, 전장부를 탑재하기 위한 판, 전장부 판를 거치하기 위한 프레임, 후미 센서를 거치하기 위한 프레임으로 크게 4개의 뼈대로 구성되어 있다.

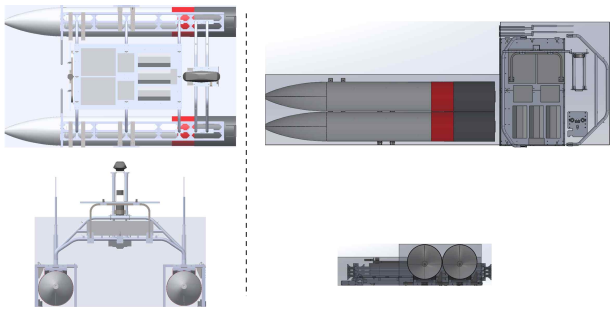


Fig. 4 Comparing the volume of assembly and disassembly state

Fig. 4를 보면 전체 부피가 현저하게 줄어든 것을 확인 할 수 있다. 완전히 조립된 상태 모듈별로 분리 하였을 때 부피를 비교했을 때 분리하게 되면 약 49 % 감소하는 것을 확인 할 수 있다. 장기 보관 시 부력재로 사용된 고무보트에 바람을 뺀다면 더욱 줄어들 것이다.

3. 전장부

로봇의 전장부는 크기가 다른 하드 케이스 5개와 3개의 배터리로 구성되어 있다. 하드 케이스와 배터리는 가로 1.9 m, 세로 1.2 m 크기의 전장부 판에 장착이 되고 스트랩으로 고정이 된다. 3개의 배터리 중 2개는 2개의 추진기에 전원을 공급하는데 사용되고 나머지 1개의 배터리는 전장부를 동작시키는데 사용된다. 전장부는 크게 전원 및 추진 제어 파트, 항법 파트, 수중 및 수상 환경 데이터 획득 파트로 나눌 수 있다. 전원 파트는 각 파트와 추진기에 전원을 공급하고 운행을 급히 중지시키기 위해 필요한 비상 정시 시스템을 포함하고 있다. 비상 정지 시스템은 사용자가 로봇의 운행을 중지시키고자 할 때 또는 지상의 제어 스테이션과 로봇의 통신이 끊겼을 때 추진기로 전달되는 전력을 차단시켜 운행을 중지 시키는 기능을 한다. 항법 파트는 주행에 필요한 센서 데이터를 취합하고 자율 주행 시에는 경유점 추종 및 GPS 기반 항법을 통해 주행하도록 하고 수동 조작 시에는 조이스틱 조작을 통해 주행할 수 있도록 한다. 수중 환경 데이터 획득 파트는 로봇의 전방, 후방 및 측면에 장착될 수중용 센서 데이터를 취합하고 저장하는 기능을 한다. 저장된 데이터들은 후 처리를 통해 수중 지형지도 등을 생성하는데 사용된다. 전장부의 구성을 도식화 하면 Fig. 5 와 같다.

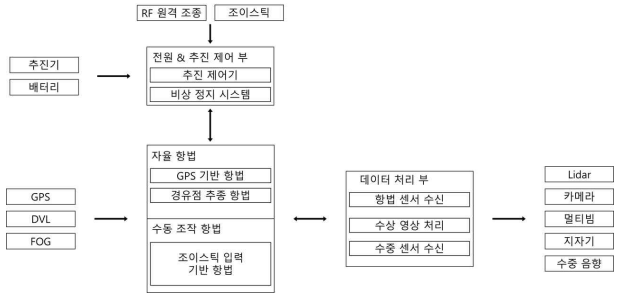


Fig. 5 Control system configuration

4. 결 론

본 논문은 수중 환경 데이터 획득을 위한 로봇 개발에 대한 설명을 한다. 개발된 로봇은 분해 및 조립이 용이하여 보관 및 이동이 쉽다는 장점을 가지고 있다. 설계 시 고려되지 않은 센서를 추가로 장착하기 수월하게 설계되었으므로 탐사 범위 및 방법의 확장성이 좋다고 판단된다. 또한 실험 시 수상 데크에 정박 후 안정적으로 전장부 수리가 가능하고 선체 또한 상용고무보트를 개조하여 만들었기 때문에 유사시 빠른 교체가 가능하다.

로봇은 선박해양플랜트 연구소에 위치한 대형 수조에서 기초 주행테스트를 진행한 후 국내에 위치한 호수 및 바다의 수중 데이터 획득실험이 진행될 예정이다. 앞으로는 추가적인 장비 장착을 통하여 녹조나 해파리를 제거하는 환경 보호나 해안 탐색 등 다양한 작업을 수행하기를 기대한다.

후 기

본 연구는 한국해양과학기술원 부설 선박해양플랜트연구소의 '광역항법을 위한 수중환경인식과 지능 자율항법의 기반 기술 개발' 과제의 지원을 받아 수행하였습니다.

참 고 문 헌

김동훈, 신재욱, 김형진, 김한근, 이동화, 이승목, 명현 (2013). "해파리 퇴치용 자율 수상 로봇의 설계 및 구현", 로봇학회 논문지, 제8권, 제1호, pp 51-57

김태진, 최진우, 이영준, 최현택 (2015). "다목적 무인 수상선 개발", 2015 정보 및 제어 학술대회, pp 41-42.

박정홍, 최진우, 최현택 (2018). "경로 예측의 불확실성을 고려한 무인수상선의 충돌 위험 평가 및 회피 경로 계획", 제어·로봇·시스템학회 논문지, 제24권, 제7호, pp 608-616.

Jung, S., Cho, H., Kim, D., Kim, K., Han, J.I. and Myung, H., (2017). "Development of Algal Bloom Removal System Using Unmanned Aerial Vehicle and Surface Vehicle", IEEE Journal of Access, Vol 5, pp 22166-22176

이 발표논문집은 2018년도 정부재원(과학기술진흥기금 및 복권기금)으로
한국과학기술단체총연합회의 지원을 받아 발간되었음
This work was supported by the Korean Federation of Science and Technology Societies(KOFST) Grant funded by the Korean Government.