



공학석사 학위논문

선박용 로프절단장치 국산화를 위한 구조해석 및 실증 연구

An Empirical Study and Structural Analysis for localization of Ship's Rope cutter

지도교수 이 원 주

2020년 08월

한국해양대학교 해사산업대학원

기관공학과

설 영 윤

본 논문을 설영윤의 공학석사 학위논문으로 인준함.

- 위원장 이지웅 (인)
- 위원 이재웅 (인)
 - 위원 이원주 (인)

2020년 07월 17일

한국해양대학교 해사산업대학원

Collection @ kmou

목 차

| List of Tables | I |
|--|--------|
| List of Figures vi | i |
| Abstract vi | Ü |
| | |
| 1. 서 론 ······ | 1 |
| 1.1 연구 배경 | 1 |
| 1.2 연구 목적 및 내용 | 4 |
| | |
| 2. 실험 장치 및 방법 | 8 |
| 2.1 로프절단장치 소개 | 8 |
| 2.2 구조해석 | 1 |
| 2.2.1 유한요소 모델링 | 1 |
| 2.2.2 로프절단장치 적정 두께 및 각도 | 4 |
| 2.3 인장강도 및 염수분무 시험 | 4 |
| 2.4 Lab 테스트 | 5 |
| 2.5 실선 실증 시험 | 6 |
| 2.5.1 대상 선박 | 6 |
| 2.5.2 실험 방법 | 7 |
| | |
| 3 식헌격과 및 고착 | 9 |
| 31 구조해선 | g |
| 311 유하요소 해선 | g |
| 312 로프죄다자치 저저 두께 면 가도 | 6 |
| 32 이자가도 및 역수부무 시험 | 7 |
| 33 Lah 테스트 ··································· | ' 8 |
| | 0 |

Collection @ kmou

| 4. 결 론 | ••••••••••••••••••••••••••••••••••••••• | 41 |
|--------|---|----|
| 참고문헌 | | 43 |





List of Tables

| Table 1 | 해양수산부 해난사고통계표 |
|---------|-------------------------------|
| Table 2 | Dimensions of rope cutters9 |
| Table 3 | Nodes & Elements of F.E.M 11 |
| Table 4 | 실선 실험의 선박 제원 |
| Table 5 | Locations for cutting test 18 |
| Table 6 | Scissors type 해석 결과 정리 |
| Table 7 | 인장강도 시험 결과 |
| Table 8 | 염수분무 시험 결과 |



List of Figures

| Fig. | 1 | 프로펠러 해양폐기물(로프)감김 사고 | • 2 |
|------|----|--|-----|
| Fig. | 2 | 로프 감김으로 인한 사고 사례 | • 3 |
| Fig. | 3 | 추진기 로프감기 관련 뉴스_17.10.26 조선일보 | • 4 |
| Fig. | 4 | 선종별 감김사고 분포 및 연도별 사고 추이 | • 5 |
| Fig. | 5 | 기존 로프절단장치의 문제발생 유형 | • 6 |
| Fig. | 6 | Scissor type 로프절단장치 ······ | • 9 |
| Fig. | 7 | Disc type 로프절단장치 | 10 |
| Fig. | 8 | Shaver type 로프절단장치 ······ | 10 |
| Fig. | 9 | Element information | 12 |
| Fig. | 10 | Scissors type 로프절단장치 모델 ····· | 12 |
| Fig. | 11 | 하중 및 구속 조건 | 13 |
| Fig. | 12 | 적정 두께 선정을 위한 4가지 유형 | 14 |
| Fig. | 13 | 인장강도 및 염수분무 시험 장치 | 15 |
| Fig. | 14 | Lab 테스트 시험 장치 | 16 |
| Fig. | 15 | Propeller shaft of test ship a) before installing, | |
| | | b) after installing rope cutter | 17 |
| Fig. | 16 | Scissors type 두께변화에 따른 해석 결과 변동 추이 | 21 |
| Fig. | 17 | 변형 및 응력분포 (Case 7) | 23 |
| Fig. | 18 | 변형 및 응력분포 (Case 8) | 23 |
| Fig. | 19 | 변형 및 응력분포 (Case 9) | 24 |
| Fig. | 20 | 변형 및 응력분포 (Case 10) | 24 |
| Fig. | 21 | 변형 및 응력분포 (Case 11) | 25 |
| Fig. | 22 | torque 1/10의 적정 두께 결과 (유형 1) | 27 |
| Fig. | 23 | torque 1/100의 적정 두께 결과 (유형 1) | 27 |
| Fig. | 21 | torque 1/1000의 적정 두께 결과 (유형 1) | 28 |
| 0 | 24 | | |

| Fig. | 26 | torque 1/100의 적정 두께 결과 (유형 2) | 29 |
|------|----|--------------------------------|----|
| Fig. | 27 | torque 1/1000의 적정 두께 결과 (유형 2) | 30 |
| Fig. | 28 | torque 1/10의 적정 두께 결과 (유형 3) | 31 |
| Fig. | 29 | torque 1/100의 적정 두께 결과 (유형 3) | 31 |
| Fig. | 30 | torque 1/1000의 적정 두께 결과 (유형 3) | 32 |
| Fig. | 31 | torque 1/10의 적정 두께 결과 (유형 3) | 33 |
| Fig. | 32 | torque 1/100의 적정 두께 결과 (유형 4) | 33 |
| Fig. | 33 | torque 1/1000의 적정 두께 결과 (유형 4) | 34 |
| Fig. | 34 | 적정 각도 결과 (유형 l) | 35 |
| Fig. | 35 | 적정 각도 결과 (유형 2) | 35 |
| Fig. | 36 | 적정 각도 결과 (유형 3) | 36 |
| Fig. | 37 | 적정 각도 결과 (유형 4) | 36 |
| Fig. | 38 | 염수분무 시험 결과 | 37 |
| Fig. | 39 | Lab 테스트 절삭 결과 | 38 |
| Fig. | 40 | 1차 실증 실선 시험 | 39 |
| Fig. | 41 | 2,3차 실증 실선 시험 | 40 |



선박용 로프절단장치 국산화를 위한 구조해석 및 실증 연구

설 영 윤

한국해양대학교 해사산업대학원 기관공학과

요 지

현재 국내의 해상 부유물로 인한 선박 추진기 감김 사고는 주 1회 이상 지속 적으로 발생하고 있다. 사고의 대부분은 단시간 운항 지연에 그치지만 기상 악 화, 복원력 감소 등의 추가적인 사고 요소가 더해졌을 때에는 서해 훼리호 침몰 사고(1993년 10월, 사망자 292명), 돌고래호 전복사고(2015년 9월, 사망자 18명) 와 같은 대형 인명 사고의 직접적인 원인이 될 수 있다. 뿐만 아니라 추진기에 감긴 로프를 제거하기 위해 충분한 안전 조치가 이루어지지 않은 상황에서 잠 수부(diver) 혹은 선원들이 잠수작업을 함으로써 2차 인명사고의 우려가 있다.

관련 부처에서는 유사사고를 예방하기 위한 조치로써 폐어망, 폐로프 등의 원 인물질 발생을 억제하고 수거를 강화하고 있으나 많은 현실적 어려움이 있으며 보다 효과적인 사고 방지를 위해서는 다양한 예방책이 필요하다. 현재 선박 추 진기 감김 사고를 예방하기 위한 일환으로 국외의 민간분야에서 개발된 로프절 단장치(Rope cutter)를 수입하여 국내 일부 소형 선박 및 관공선에 장착하여 사 용하고 있으나, 그 안전성과 효용성에 대한 검증은 거의 이루어지지 않고 있다. 또한 전량 외자제품에 의존하므로 현재 한국 해역에서 발생되는 외자제품의 문 제점을 국산화 로프절단장치의 기능 고도화의 출발점으로 삼는다.

따라서 본 연구에서는 해상에서 빈번하게 발생하는 추진기 로프 감김 사고를 예방하기 위해 국산화 로프절단장치의 개발 방향에 대해 조사하고, 전산시뮬레 이션을 통하여 로프절단장치의 구조해석을 수행하였으며, 시험수조 절단테스트 (lab test) 및 실선 실증시험을 수행하였다. 본 연구를 통해 외산과 동등한 수준 의 절단성능을 가진 로프절단장치의 국산화를 실현하였으며, 이러한 연구 결과 를 바탕으로 현재 한국 해역에서 발생되는 로프절단장치의 문제점과 이를 해결 하기 위한 추가 연구의 방향에 대해 제시하였다.

주제어: 선박 추진기; 감김 사고; 로프절단장치; 구조해석; 절단 테스트; 실선 시험





An Empirical Study and Structural Analysis for localization of Ship's Rope cutter

Sul, Young-yun

Department of Maritime Engineering Graduate School of Maritime Industries Korea Maritime & Ocean University

Abstract

Currently, ship propulsion wind-up(entanglement) accidents caused by offshore suspended solids in Korea continue to occur more than once a week. Most of the accidents are only short-term delays, but when additional factors such as tough weather conditions and reduced restoration force are added, they can caused to major human accidents such as the sinking of West Sea ferry (October 1993, 292 deaths) and chater boat the dolphin (September 2015, 18 deaths). In addition, there is a risk of secondary casualties as divers or crew members dive while not enough safety measures have been taken to remove ropes and net around the propulsion system.

As a measure to prevent similar accidents, related ministries are strengthening the collection and suppressing the generation of causative substances such as waste fishing nets and waste ropes, but there are many practical difficulties and various preventive measures are needed to prevent accidents more effectively. Currently, as part of efforts to prevent ship thrusters from wind-winding accidents, rope cutting devices developed in the private sector of foreign countries are imported and used to attach them to some small vessels and government vessels in Korea, but little verification of their safety and effectiveness has been made. Also, since it relies on foreign-invested products, the



– viii –

problems of foreign-invested products currently occurring in Korean waters are used as a starting point for upgrading the functions of locally produced rope cutting devices.

Therefore, in order to prevent frequent accident of propeller rope at sea, the direction of development of localized rope cutter system was investigated, the structural stability and simulation analysis of localized rope cutting devices were introduced, and the results of lab test and chater boat yard test. Based on these points, I would like to present the current problems of ropecutters in Korean ocean and the direction of further research.

KEY WORDS: Ship propeller; Entanglement accident; Rope cutter; Structural analysis; Cutting test; Actual ship test





제1장 서 론

1.1 연구 배경

한류 열풍 확산과 크루즈 사업 유치로 인해 부산, 인천, 제주 등 우리나라 주 요 항을 통해 국내를 찾는 외국 관광객이 급증하고 있으며, 주 5일제도 정착과 힐링 라이프에 대한 관심이 높아지면서 해양 및 어촌 관광에 대한 대내외적 수 요가 증가하고 있다. 또한 국내 연안 해역은 양식업, 어업, 관광 등 연안을 집 약적으로 사용하는 해양연관산업이 발달하면서 선박사용 수요는 해마다 증가하 고 있다. 선박 사용 증가와 함께 조난, 화재, 기관고장 등 관련 해양 사고도 증 가하고 있다. 특히 조류를 타고 연안 가까이 부유하는 해양폐기물이 운항중인 선박 추진기에 감겨 운항 불능까지 이어지는 폐기물 감김 사고가 주 1회 이상 꾸준히 발생하고 있다.

| 년도 | 총계 | 것~ 너희 | 전갑 초ㄱ | 좌초 | 전 복 | 화 재/ 폭 발 | 침 몰 | 기 관 손 상 | 안 전 사 고 | 부 유 물 감 김 | 운 항 저 해 | 해 양 오 염 | 기 타 |
|------|-------|-------|-------|-----|--------|-------------------|--------|------------------|------------------|--------------|---------------|------------------|--------|
| 2016 | 2,307 | 209 | 23 | 137 | 49 | 113 | 27 | 755 | 131 | 390 | | | 473 |
| 2017 | 2,582 | 258 | 25 | 149 | 65 | 96 | 29 | 838 | 160 | 311 | 131 | | 520 |
| 2018 | 2,671 | 250 | 20 | 142 | 46 | 119 | 38 | 856 | 162 | 278 | 155 | 80 | 525 |
| 2019 | 2,971 | 244 | 38 | 140 | 110 | 132 | 61 | 888 | 228 | 346 | 151 | 94 | 539 |

Table 1 해양수산부 중앙해양안전심판원 「해양사고현황」

Collection @ kmou

제3차 해양쓰레기 관리 기본계획(2019~2023) 및 해양환경 관리법 제24조 제1 항에 의거하여 로프, 폐어망, 쓰레기 등 폐기물의 해양 투기 단속이 강화되었다 고 하나, 아직도 일부에서는 폐기물을 바다에 투기하다 적발되고 있으며, 이러 한 폐기물은 해양 쓰레기와 결합되어 선박 냉각장치에 흡입되거나 추진기에 감 겨 선박 운항에 지장을 주고 있다.



Fig. 1 프로펠러 해양폐기물(로프)감김 사고

또한 추진기에 감긴 폐기물을 제거하기 위해 비전문가인 선원들이 잠수해 폐 기물을 제거하면서 충분한 안전 조치가 이루어지지 않아 잠재적인 2차 사고를 내포하고 있으며, 조업 및 운항을 중지한 채 귀항해 폐기물을 제거해야 하기 때문에 유휴손실 증가하는 피해로 이어지고 있다.

이러한 추진기 폐기물 감김 사고는 대부분 1~2시간 운항 지연에 그치지만 기 상악화, 복원력 약화 등의 추가적 요소가 더해졌을 때에는 서해훼리호 침몰사 고(1993년 10월 사망 292명), 돌고래호 전복사고(2015년 9월 사망 15명, 실종 3 명)와 같은 대형해양사고의 직접적인 원인이 될 수 있다.

🕖 Collection @ kmou



Fig. 2 로프 감김으로 인한 사고 사례

해양 폐기물 사고를 줄이고자 정부는 『어구관리법』,『해양폐기물법』 등 관 련 규정을 제정하여 어구의 단계별 관리체계 및 해양 폐기물 배출을 금지하고 있으며, 제3차 해양쓰레기 관리 기본계획(2019~2023 해수부 관보 고시)으로 폐 어망, 폐로프의 발생 총량을 관리하고자 하지만 현실적으로 제한적이다. 어망 및 로프는 어선에서 가장 기본적으로 사용되는 어업도구로 이를 사용 후 바다 에 폐기하는 사례가 적지 않기 때문에 해상 폐기물로 인한 추진기 로프 감김 사고는 지속적으로 발생하고 있으며, 해외어선의 국내해역 입어 증가로 인해 폐로프의 총량 또한 매년 증가하는 추세이다. 관련 부처에서는 유사사고를 예 방하기 위한 조치로써 폐어망, 폐로프 등의 원인물질 발생을 억제하고 수거를 강화하고 있으나 많은 현실적 어려움이 있으며 보다 효과적인 사고 방지를 위 해서는 다양한 예방책이 필요하다.

1.2 연구 목적 및 내용

2016년 기준 한 해 동안 연안여객선 추진기에 폐어망과 로프가 감겨 운항이 저해된 사고가 총 53건 발생하였으며, 이는 전체 연안여객선 사고 102건 중 절 반이 넘는 비율이다. 발생 건수로는 2014년에는 165건, 2015년에는 249건으로 51% 증가하였으며, 2016년에는 279건으로 12% 증가하였다.



Fig. 3 추진기 로프감김 관련 뉴스

또한 중앙해양안전심판원과 해상안전정책과의 자료에 따르면 2011년부터 16년 까지 발생한 감김 사고 현황은 총 1,211건으로 연평균 201.8건이 발생하였고, 선종별 사고 발생은 어선(958건, 79.1%), 여객선(40건, 3.3%), 예인선(35건, 2.9%) 등의 순이며 관공선은 164건(13.5%)이 발생하였다.

특히 해군, 해경, 어업지도선 등 신속한 출동을 요하는 선박의 경우 운항 중 추진기 감김 사고는 임무 수행성 하락 및 공공 목적 선박의 정시 출, 도착의 약속 이행 저하로 인한 공공 행정의 신뢰도 하락이라는 사회적 손실이 예상된 다. 이러한 유, 무형의 피해를 야기할 수 있기 때문에 이를 방지할 수 있는 기 술개발이 시급하다. 이러한 감김 사고는 앞으로도 증가할 것으로 예상 되며 이 에 따라 로프절단장치 산업 또한 성장할 것으로 판단된다.



추진기 폐기물 감김 사고는 선박 추진 시스템 중 프로펠러 추진 시스템에서 주로 발생하는데, 이러한 프로펠러 추진 시스템은 소형어선에서부터 여객선, 대 형 상선까지 다양하게 적용되고 있기 때문에 국내 실정에 맞는 로프절단장치가 개발된다면 신규 시장 창출이 가능하다.

우리나라는 지리적 특성상 서해는 해수면이 낮아 조업 그물 및 로프에 대한 사고가 많으며, 남해 및 동해는 양식업과 어구를 이용한 조업이 발달하여 해양 폐기물에 대한 사고 발생이 많다. 특히 과거 그물 및 로프 등에 대한 관련규정 (어구관리법)의 관리감독이 허술할 때 발생한 다양한 규격 및 재질의 어구로 인해 선박 추진기에 감기는 해양 폐기물 제거가 어려운 실정이다.

또한 최근에는 매년 제주 및 중국에서 발생한 팽생이 모자반에 의한 추진기 감김 사고도 증가하고 있어서 다양한 폐기물에 대한 로프절단장치 개발이 필요 하다.





Fig. 5 기존 로프절단장치의 문제발생 유형

기존 해외제품의 국내 사용에서 발생되는 대표적인 발생 유형을 정리하면 칼 날 파단의 경우가 가장 많으며, 몸체 손상, 휘어짐, 체결부 파손, 미끌림 현상 등 다양하게 나타고 있으나 상기 모든 상황이 로프절단장치의 제 기능을 상실 한다는 점에서 구조적 문제를 내포하고 있다.

해외 로프절단장치는 대체적으로 사용자의 만족도가 높으나 국내 서해 및 연 안 등 일부 해역에서 감김 사고 및 칼날의 마모, 부러짐 현상이 많아지면서 수 입 제품에 대한 성능 개선 요구가 대두되고 있다. 수입 제품은 안정적인 물량 공급이 어렵고 로프절단장치 문제점 발생 시 수리 및 교환 등에 있어 상당한 시간이 소요되어, 국산화에 대한 사용자의 필요성이 증가하고 있으며, 국내 로 프절단장치 시장은 시작단계 기술로 국산화 개발에 따른 기존 수입제품 설치 고객, 신규 설치 고객 등 충분한 시장창출이 가능하다고 판단된다.

또한 로프절단장치 개발국인 미국보다 낮은 제조 원가로 경쟁력 우위에 있으 며, 중국 등 저가 제품은 기술/품질 차이가 선진 제품에 비해 뚜렷한 차이가 난 다. 또한 추진축 규격화를 진행 단계별 제품 생산을 통해 원가 절감을 통한 신 규 시장 확보가 가능하다.



본 연구에서는 국내에 도입된 로프절단장치 중에 가장 많이 사용되고 있는 가 위형의 로프절단장치(scissors type)을 대상으로 상용해석프로그램인 ANSYS 프 로그램을 사용한 구조해석을 통해 장치의 안전성을 평가하였다. 국내에서 로프 절단장치 사용 시 가장 많이 발생하는 칼날 파손을 줄여주기 위해 최적의 칼날 두께 및 길이를 알아보기 위해 구조해석을 시행하였다. 그리고 염수분무 시험 을 통해 장치의 내부식성을 평가하였다. 또한 장치의 효용성 검증을 위해 각기 다른 크기의 두 대의 로프절단장치가 장착된 실제 선박 2척을 활용하여 운항 중 로프 및 어망이 추진기에 감겼을 때의 절단 가능 여부를 수중 카메라로 확 인하는 실선 실험을 진행하였다.





제2장 실험 장치 및 방법

2.1 로프절단장치 종류

로프절단장치는 선박이 운항 중 프로펠러에 로프, 어망, 부유성 폐기물 등이 감겼을 때 프로펠러축과 함께 회전하는 날카로운 날을 이용하여 감긴 이물질을 잘라내어 심각한 추진기 감김으로 인한 기관 및 축계 손상을 방지하는 역할을 한다. 현재 상용화된 로프절단장치의 종류로는 Scissor type, Disc type, Shaver type이 있으며, 국내의 로프절단장치를 장착한 선박 대부분이 Scissor type을 사 용하고 있다.

Scissor type의 장치는 고정블레이드(Stationary blade)와 회전블레이드(Rotating blade)로 구성되어 있으며, 회전블레이드가 프로펠러축과 함께 회전하면서 고정 블레이드에 전단력을 가하여 가위처럼 로프를 자르는 원리로 작동된다. 설치가 간단하고 안전한 구조이며, 절삭 날, 날 강성, 블레이드 간의 간격에 따라서 성 능이 좌우되며 주요한 설계 인자로 볼 수 있다. 설치 가능한 Shaft size는 3/4" to 10" (Metric sizes 20mm-255mm)이며, 로프, 라인, 잡초, 그물 및 플라스틱 시트에 대해 상당히 높은 수준의 효과를 제공한다.

본 연구에서는 가장 널리 사용되고 있는 상기의 Scissor type 로프절단장치를 실험 대상으로 선정하였으며, 실험에 사용된 로프절단장치의 제원 및 사진은 Table 2와 Fig. 6과 같다.

현재 해외에서 상용 중인 3가지 종류(scissor type, disc type, shaver type)의 로프절단장치는 Fig. 6~8에 나타나 있으며, 그 특징은 다음과 같다.

1) Scissor type cutters

🕖 Collection @ kmou

설치가 간단하며 고정블레이드와 회전블레이드의 구조로서 추진축에 설치된 회전 블레이드가 돌아가면서 고정블레이드에 전단력을 주어 절단하는 방식으 로, 회전축 절단기 날은 추진축과 함께 회전하고 선체에 고정된 고정날로 가위 의 절단 방식 및 축계의 전단력을 이용하여 외부 이물질을 절단한다.

| 제 원 | 치 수 |
|----------------------|------------|
| Propeller Shaft Dia. | 80~120 mm |
| Rope Cutter Dia. | 145~200 mm |
| Cutter Length | 343 mm |
| Thickness | 43 mm |

| Table | 2 | Dimensions | of | rope | cutters |
|-------|---|------------|----|------|---------|
|-------|---|------------|----|------|---------|



Fig. 6 Scissor type 로프절단장치

2) Disc type cutters

회전축과 함께 회전하는 디스크에 의해 절단되는 형태이며, 로프를 절단하기 위해서는 디스크가 날카로운 칼날을 가져야 한다. 절단물은 스트러트와 프로펠 라에 동시에 걸려 장력이 발생하여야 하며 그 정도에 의해 절단 성능이 좌우 되며, 절단물이 기준치 이상을 초과하여 형성되면 절단 능력이 떨어진다.

디스크 절단 장치는 절단기 허브가 넓어 프로펠러 앞에 난류를 일으켜 케비 테이션 현상(cavitation)을 증폭시킬 수 있으며 이 때문에 고속 선박에 사용하 기에는 비실용적이다.





Fig. 7 Disc type 로프절단장치

3) Shaver type cutters

쉐이버 타입 절단 장치는 프로펠러가 잡은 로프, 폐기물 또는 기타 찌꺼기를 지속적으로 면도 하듯이 잘라낸다. 스풀을 통과한 로프나 폐기물을 고정된 위 치의 수직 블레이드를 사용하여 잘라내며, 전방 블레이드와 후방 블레이드로 구분된다. 선박에 설치가 scissor type과 disc type 절단장치에 비하여 복잡하 며, 일반적으로 숙련되고 공인된 전문가를 고용하여 설치를 수행해야 한다.



Fig. 8 Shaver type 로프절단장치

2.2 구조해석

2.2.1 유한요소 모델링

본 연구에서는 해석프로그램인 ANSYS를 사용하여 적정 두께와 각도를 알아 보기 위한 구조해석을 수행하였다.

로프절단장치는 프로펠러의 축과 연결되어 있으며, 프로펠러의 축은 정상적으 로 작동하고 로프절단장치의 Edge에 이물질이 걸려 움직이지 못하는 최악의 상황을 가정하여 구조물의 강도를 평가한다. 로프절단장치와 프로펠러축이 만 나는 면에 프로펠러 축 토크 값을 적용하였으며 로프절단장치의 Edge 한 면을 움직이지 않도록 고정한다. **Table 3과 Fig. 9는** Scissors type 로프절단장치 모 델 및 모델 정보이다. 해석에서는 로프절단장치의 두께를 10mm에서 14mm로 설정하였고, 이는 기존 수입제품의 두께가 10mm이므로 이보다 더 강해지는 적정 두께를 찾기 위함이며, Node와 Element는 다음과 같이 설정하였다.

| Case No. | Node (EA) | Element (EA) |
|-----------|-----------|--------------|
| 7 (t:10) | 71,570 | 14,360 |
| 8 (t:11) | 71,570 | 14,360 |
| 9 (t:12) | 86,650 | 17,950 |
| 10 (t:13) | 86,650 | 17,950 |
| 11 (t:14) | 86,650 | 17,950 |

Table 3 Nodes & Elements of FEM

SOLID186

3-D 20-Node Structural Solid 20 nodes 3-D space DOF: UX, UY, UZ

Collection @ kmou



Fig. 9 Element information

Fig. 10과 같이 하중 및 구속 경계 조건은 다음과 같이 설정하였다. 하중 조건 으로 프로펠러축의 토크 값을 축과 연결되어 있는 로프절단장치 면에 적용하고 구속 조건으로 로프절단장치 Edge의 한 면이 움직이지 않도록 해당 면의 모든 자유도를 구속하였다. 모든 케이스의 하중 및 구속 조건이 동일하게 적용하였 다.



Fig. 10 하중 및 구속 조건

Fig. 11은 유한요소해석을 수행하기 위한 3d 모델링 케이스를 보여준다.



Fig. 11 Scissors type 로프절단장치 모델

2.2.2 로프절단장치 적정 두께 및 각도

Fig. 12는 로프절단장치 적정 두께를 선정하기 위한 4가지 유형으로 설정한 것이다. 로프절단장치가 이물질을 절삭 할 때 발생할 수 있는 4가지 유형을 가 정하여 해석하였다.

유형1은 절단 장치 블레이드의 중앙부에만 외력이 작용하고 유형2는 목 부분 부터 중앙부까지 외력을 작용하였다. 유형3은 절단 장치 블레이드 전면에 외력 이 작용하고 유형4는 중앙부에서 끝단까지 외력을 작용하였다. 각 유형에 따라 엔진의 토크를 1/10, 1/100, 1/1000로 적용하여 구조적 강성을 확보할 수 있는 적정 두께를 해석하였다. 또한 각 유형에 따라 적정 각도를 선정하기 위해 35°~50°로 설정하여 실험하였다.



Fig. 12 적정 두께 선정을 위한 4가지 유형

2.3 인장강도 및 염수분무 시험

🗗 Collection @ kmou

해양에서의 사용 적합성 여부를 판단하기 위해 로프절단장치의 인장강도와 염 수분무 시험을 실시하였다. Fig. 13은 인장강도와 염수분무를 시험한 장치이다. 인장강도는 KS B 0802 규격으로 인장강도, 항복강도, 연신율을 시험하였다. 염 수분무시험은 KS D 9502 규격으로 염화나트륨 5% 240시간 동안 염수분무 시험 하였다.



Fig. 13 인장강도 및 염수분무 시험 장치

2.4 Lab 시뮬레이터 테스트

Fig. 14는 실험실 수조를 통한 Lab 테스트 시험 장치로써 레저보트, 요트 및 어선의 프로펠러를 축소 제작한 프로펠러를 시뮬레이터에 설치하여 시험하였 다. 수조의 크기는 가로 800mm, 세로 1200mm, 높이 1000mm으로 제작하였으 며, 저장 가능한 수량은 약 1,000L 정도이다. Lab 테스트 통해서 로프절단장치 와 프로펠러의 유동 장애 흐름을 육안으로 확인하고 실제 추진기에 폐로프 및 폐어망이 감기는 상황을 실제 구현하였다. 로프(5mm, 8mm, 12mm) 및, 어망 (3.5mm)을 수조에 투여하여 로프절단장치의 절단 성능 시험을 하였다.



Fig. 14 Lab 시뮬레이터 테스트 장치

2.5 실선 실증 시험

구조해석, 인장강도 및 염수분무, Lab 시뮬레이터 테스트를 수행한 결과를 시 제품에 적용하여, 실제 실험 대상 선박에 설치 후 실해역에서 신뢰성 확보를 위한 로프 및 그물 절단 시험을 수행하였다.

2.5.1 대상 선박

Collection @ kmou

본 연구에서는 Scissor type 로프절단장치의 성능 평가를 하기 위하여 두가지 사이즈의 절단장치를 실험할 수 있는 두 척의 선박을 대상으로 하였으며, 실선 실험의 선박의 제원은 Table 4와 같다.

두 척의 선박 중 2, 3차 실험 선박은 로프절단장치가 기설치된 선박이나, 1차 선박인 범블비호는 절단장치가 미설치된 선박이어서 실험 전 조선소에 입거하 여 로프절단장치를 장착하였으며, 장착 전·후의 사진은 Fig. 15 과 같다.

Table 4 실선 실험의 선박 제원

| | 1차 실험 | 2차 실험 | 3차 실험 |
|------------|--------------|--------------|--------------|
| 선명 | 범블비호 | 강동호 | 강동호 |
| 총톤수 | 9.97 t | 5.53 t | 5.53 t |
| 주기관 출력 | 890 hp | 380 hp | 380 hp |
| 허가 | 연안복합 | 연안자망, 들망 | 연안자망, 들망 |
| 샤프트 직경 | 85파이 | 80파이 | 80파이 |
| 최대 회전수(평균) | 1,850(1,300) | 1,700(1,200) | 1,700(1,200) |
| 최대 속도(평균) | 26 knot(18) | 17 knot(12) | 17 knot(12) |
| 기어감속비 | 2.25 : 1 | 4:1 | 4 : 1 |



Fig. 15 Propeller shaft of test ship a) before installing, b) after installing rope cutter

2.5.2 실험 방법

실험 해역은 대상 선박의 기항지와 선박 통항 안전을 고려하여 **Table 5와** 같 이 선정하였다. 각 해역에서 로프 및 어망이 연결된 부이(bouy)를 설치하고 실 험 대상선박이 그 위를 통과하여 장치의 절단 성능을 평가하는 방법과 로프를 다이버가 수중에서 추진기 감김 사고를 재현하여 그 당시에 절단 유무를 확인 하는 방법으로 기획하였으며, 절단 영상을 촬영하기 위해 프로펠러 인근에 수 중 카메라 및 수중 R.O.V를 이용하여 사진 및 영상을 확보하였다.

실험에 사용한 로프는 10mm, 30mm, 50mm, 65mm의 굵기를 가진 PP(Poly Propylene)와 어망은 3mm의 굵기를 가진 PE(Poly Epriopylene)을 사용하였다. 선박 추진 시스템에 미치는 영향을 고려하여 실험은 얇은 로프 순으로 진행하 였다. Table 5는 각 실험별 실험 위치를 나타내고 있다.

서해, 남해 해역별 대표적인 어업의 형태가 서해는 근해, 개량안강망 및 닻자 망 등의 조류를 이용한 어업의 형태가 많으며 남해는 통발, 자망 등 어구를 이 용한 어업이 많아 본 실증 연구 또한 서해와 남해 두 해역(충남 보령, 부산)에 서 실시하였다

| 1st test location (보령시, 오천항) | |
|---------------------------------|--|
| 2nd test location (부산시, 민락항) | |
| 3nd test location (부산시, 민락항) | |

Table 5 Locations for cutting test

제 3장 실험 결과 및 고찰

3.1 구조해석

3.1.1 유한요소 해석

Collection @ kmou

4가지 케이스를 정의하여 유한요소 해석을 통해 변형분포 및 응력분포를 도출 하고 결과를 평가하였다. 유한요소 해석은 선박 엔진에서 발생하는 토크에 의 하여 샤프트가 회전하고 있는 블레이드에 로프가 걸려 회전이 되지 않는 가장 극한상태에서의 진행한 것으로 2개의 블레이드 중 상부의 블레이드에 로프가 걸렸을 경우에 대한 해석을 두께 별로 진행한 것이다.

상부의 블레이드가 로프 걸림에 의하여 회전하지 않을 경우 엔진에서 발생하는 지속적인 토크의 회전으로 인하여 로프절단장치는 비틀림이 발생하고 유한 요소 해석 상 자유도가 구속되어 있지 않은 하부의 블레이드에서 가장 높은 변 형이 발생하는 것을 확인 할 수 있었으며, Case 7~11에서 발생하는 변형은 3.87~2.76mm로 구조물의 크기에 비하여 미비한 변형이므로 극한상태에서도 소 성변형이 발생하지 않을 것으로 판단된다.

해석을 수행한 모든 케이스에서 발생하는 최대응력은 구성 재료인 SUS630을 초과하지 않으며 가장 높은 응력이 발생한 케이스7도 항복강도 대비 최대 응력 이 안전율 1.34를 확보하고 있어 해당 구조물의 구조적 안정성 확보가 가능하 다.

아래 구조해석 결과 값 및 결과 Fig. 16에서 볼 수 있다시피 최대 변형량은 블레이드 끝단부에서 발생하며 최대 응력을 블레이드의 노치 부위에서 발생한 것으로 보인다. 본 구조에 대한 안전율은 케이스별 최저 1.34로 도출 되었으며, 이는 실제 사용 안전하게 사용할 수 있다고 판단 할 수 있다.

각 케이스 별로 구조체의 두께가 두꺼워 질수록 변형량은 줄어들고 최대발생 응력은 낮아져 안전율이 증가하는 결과 값을 얻을 수 있었다. 모든 조건의 분포에서 블레이드와 보스가 접합되는 부분에서 가장 높은 응력 이 집중되었는데 본 결과는 로프 걸림에 의해 상부 블레이드의 한 면이 고정된 다고 정의하여 해석 조건 상 모든 방향 자유도를 구속하여 실제 현상과 동일한 조건의 해석경계조건을 부여하였고 로프절단장치에서 발생하는 응력을 유한요 소 해석으로 예측한 것으로 실제 현상에서는 로프가 걸려 블레이드 한 면은 고 정되지만 토크가 작용하여 상부 블레이드에 고정되지 않은 면이 고정된 면으로 회전하려고 하중이 작용하며, 굽힘 응력이 발생하고 이에 따라 최대응력이 발 생하는 것으로 판단된다.

본 응력은 실제 로프절단장치의 사고사례에서도 가장 빈번하게 발생되는 손상 으로 최대 응력 발생 부의 응력집중에 의한 굽힘하중의 집중이나 굽힘하중의 수직 하중 변환으로 인한 전단손상을 예방하기 위하여 차후 설계에서 해당 부 분을 곡면 처리하여 하중을 분산 시켜 줄 필요가 있을 것으로 판단된다.





Fig. 16 Scissors type 두께변화에 따른 해석 결과 변동 추이

Collection @ kmou

| Case No. | Mox | Max. | Yield | |
|-------------|---------------------|---------------------|-----------|---------------|
| | Deformation (mm) | Equivalent strength | strength | Sofaty Fostor |
| | | stress | of SUS603 | Salety Factor |
| | | (MPa) | (MPa) | |
| 7 (t:10) | 3.87 | 819.11 | | 1.34 |
| 8 (t:11) | 3.52 | 742.19 | | 1.48 |
| 9 (t:12) | 3.22 | 676.94 | 1105 | 1.63 |
| 10 (t : 13) | 2.97 | 622.89 | | 1.77 |
| 11 (t:14) | 2.76 | 576.58 | | 1.91 |

Table 6 Scissors type 해석 결과 정리

케이스 7의 두께가 외국제품과 동일한 비교 대상이며 이전의 케이스(case1~6) 의 결과와 케이스(case7~9)까지의 변화의 폭이 동일하여 생략하였다.

해석 수행한 모든 케이스에서 강종의 항복강도 1,105 MPa 보다 작게 나왔으 므로 안전율을 확보하고 있다고 판단된다. 변형률의 급간 차이가 유의미하게 변하는 지점인 12mm에서 13mm 구간이 본 해석 그래프의 변곡지점이며 13mm 두께이상이면 안전하다고 할 수 있다.

단지 제작상의 효율 등의 사항을 고려할 때 기능고도화 로프절단장치의 두께 는 13mm로 결정하였다. Fig. 17과 같이 case 7에서는 최대 변형량은 블레이드 끝단부에서 3.87mm 발생하며 최대 응력은 블레이드의 노치 부위에서 819.11MPa가 발생하였다.



Fig. 17 변형 및 응력분포 (Case 7)

Fig. 18과 같이 case 8에서는 최대 변형량은 블레이드 끝단부에서 3.52mm 발생하며 최대 응력은 블레이드의 노치 부위에서 742.19MPa가 발생하였다.





Fig. 18 변형 및 응력분포 (Case 8)

Fig. 19와 같이 case 9에서는 최대 변형량은 블레이드 끝단부에서 2.97mm 발생 하며 최대 응력은 블레이드의 노치 부위에서 676.94MPa가 발생하였다.



Fig. 19 변형 및 응력분포 (Case 9)

Fig. 20과 같이 case 10에서는 최대 변형량은 블레이드 끝단부에서 2.76mm 발생하며 최대 응력은 블레이드의 노치 부위에서 622.89MPa가 발생하였다.

Collection @ kmou



Fig. 20 변형 및 응력분포 (Case 10)

Fig. 21과 같이 case 11에서는 최대 변형량은 블레이드 끝단부에서 3.87mm 발생하며 최대 응력은 블레이드의 노치 부위에서 576.58MPa가 발생하였다.



Fig. 21 변형 및 응력분포 (Case 11)

3.1.2 로프절단장치 적정 두께 및 각도

4가지 하중 유형을 정의하여 유한요소 해석을 통해 적정한 두께 결과를 평가 하였다. 하중 유형 1의 경우 Fig. 22~24와 같이 엔진의 토크와 상관없이 블레이 드의 두께가 13mm이상인 경우 구조적 강성의 경우가 정비례하므로 적정 두께 로 판단된다. 하중 유형 2의 경우 Fig. 25~27와 같이 12mm, 하중 유형3은 12mm, 하중 유형4는 12mm이상이면 구조적 강성에는 문제가 없을 것으로 판단 된다.

하중 유형 1의 최대 변형량은 Fig. 22~24와 같이 블레이드 끝단부에서, torque 1/10의 경우 0.04mm, torque 1/100의 경우 0.004mm, torque 1/100의 경우 0.0004mm 발생하였다. 최대 응력은 블레이드의 노치 부위에서, torque 1/10의 경우 260.63MPa, 1/100의 경우 26MPa, torque 1/1000의 경우 2.6MPa가 발생하였다.

즉, 하중 유형 1에서는 12mm와 13mm 구간에서 가장 많은 절점과 요소가 투 입되었고 여타 구간의 등간 척도 차이가 12mm와 13mm 구간에서 보다 급간 차이가 적었음을 알 수 있다.

하중 유형 1의 경우 실제 상황에서도 가장 많은 사례를 나타내고 있다. 연안 해역을 운항하는 선박의 추진기에 부유하는 작은 로프(예를 들어 10~24mm 폐 로프 등)가 로프 절단 장치 블레이드 정 중앙에 걸리는 상황을 가정한 사례이 다.



- 26 -

하중 유형 1) torque 1/10



Fig. 22 Torque 1/10의 적정 두께 결과 (유형 1)

하중 유형 1) torque 1/100

Collection @ kmou

| Table of | Design Points | | 10 | AE | | |
|----------|----------------|---------------------|--------------------------------|----------------------------------|----------|-------|
| | A | B | c | D | | |
| 1 | Name 💌 | P3 - Extrude2.FD1 💌 | P5 - Total Deformation Maximum | P6 - Equivalent Stress Maximum 💌 | | |
| 2 | Units | mm 📃 | mm | MPa | | |
| 3 | DP 0 (Current) | 10 | 0.0052822 | 34.347 | 0.000476 | 3.131 |
| 4 | DP 1 | 11 | 0.0048063 | 31.216 | 0.000397 | 2.604 |
| 5 | DP 2 | 12 | 0.0044092 | 28.612 | 0.000325 | 2.549 |
| 6 | DP 3 | 13 | 0.0040843 | 26.063 | 0.000288 | 1.864 |
| 7 | DP 4 | 14 | 0.0037961 | 24.199 | 0.00025 | 1.611 |
| 8 | DP 5 | 15 | 0.0035459 | 22.588 | 0.000219 | 1.407 |
| 9 | DP 6 | 16 | 0.0033266 | 21.181 | 0.000194 | 1.24 |
| 10 | DP 7 | 17 | 0.0031328 | 19.941 | 0.000173 | 1.1 |
| 11 | DP 8 | 18 | 0.0029603 | 18.841 | 0.000149 | 1.169 |
| 12 | DP 9 | 19 | 0.0028117 | 17.672 | 0.000139 | 0.876 |
| 13 | DP 10 | 20 | 0.0026724 | 16.796 | | |



Fig. 23 Torque 1/100의 적정 두께 결과 (유형 1)

하중 유형 1) torque 1/1000



Fig. 24 Torque 1/1000의 적정 두께 결과 (유형 1)

하중 유형 2의 최대 변형량은 Fig. 25~27와 같이 블레이드 끝단부에서, torque 1/10의 경우 0.04mm, torque 1/100의 경우 0.004mm, torque 1/100의 경우 0.0004mm 발생하였다. 최대 응력은 블레이드의 노치 부위에서, torque 1/10의 경우 10MPa, 1/100의 경우 10.8MPa, torque 1/1000의 경우 1MPa가 발생하였다. 하중 유형 2의 경우는 두께가 12mm 이상이면 여타 급간의 구간적 차이보다 적으므로 이상 없음을 알 수 있다. 또한 실제 해역에서 부유하는 폐어망, 로프 약 18~40mm의 중간정도 굵기를 상정하여 절단 장치 블레이드에 걸리는 상황을 가정하였다. 이 또한 실제 야드에서 빈번히 발생되는 상황이며 적은 규모의 그 물이 걸리는 상황 또한 동일하다 할 수 있다.



- 28 -

하중 유형 2) torque 1/10

| | A | В | с | D | | |
|---|----------------|----------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|----------|-------|
| 1 | Name 💌 | P12 - Extrude2.FD1 💌 | P13 - Equivalent Stress Maximum 💌 | P14 - Total Deformation Maximum 💽 | | |
| 2 | Units | mm 💌 | MPa | mm | | |
| 3 | DP 0 (Current) | 10 | 131.74 | 0.048967 | 0.00446 | 12.84 |
| 4 | DP 1 | 11 | 118.9 | 0.044507 | 0.003717 | 10.53 |
| 5 | DP 2 | 12 | 108.37 | 0.04079 | 0.003145 | 7.72 |
| 5 | DP 3 | 13 | 100.65 | 0.037645 | 0.002697 | 7.749 |
| 7 | DP 4 | 14 | 92.901 | 0.034948 | 0.002337 | 6.677 |
| 3 | DP 5 | 15 | 86.224 | 0.032611 | 0.002046 | 5.723 |
| , | DP 6 | 16 | 80.501 | 0.030565 | 0.001805 | 5.033 |
| 0 | DP 7 | 17 | 75.468 | 0.02876 | 0.001605 | 4.46 |
| 1 | DP 8 | 18 | 71.008 | 0.027155 | 0.001436 | 3.504 |
| 2 | DP 9 | 19 | 67.504 | 0.025719 | 0.001292 | 3.68 |
| 3 | DP 10 | 20 | 63.824 | 0.024427 | | |



Fig. 25 Torque 1/1000의 적정 두께 결과 (유형 2)

하중 유형 2) torque 1/100

| | A | В | c A C | D | | |
|-------------------|----------------|-------------------|----------------------------------|----------------------------------|----------|--------------|
| | Name 💌 | P4 - Extrude2.FD1 | P7 - Equivalent Stress Maximum 💌 | P8 - Total Deformation Maximum 🝷 | | |
| | Units | mm 💌 | MPa | mm | | |
| k. | DP 0 (Current) | 10 | 13.174 | 0.0048967 | 0.000446 | 1.284 |
| | DP 1 | 11 | 11.89 | 0.0044507 | 0.000372 | 1.053 |
| 5 | DP 2 | 12 | 10.837 | 0.004079 | 0.000315 | 0.772 |
| | DP 3 | 13 | 10.065 | 0.0037645 | 0.00027 | 0.7749 |
| 7 | DP 4 | 14 | 9.2901 | 0.0034948 | 0.000234 | 0.6677 |
| 3 | DP 5 | 15 | 8.6224 | 0.0032611 | 0.000205 | 0.5723 |
| 9 | DP 6 | 16 | 8.0501 | 0.0030565 | 0.000181 | 0.5033 |
| 0 | DP 7 | 17 | 7.5468 | 0.002876 | 0.000161 | 0.446 |
| 1 | DP 8 | 18 | 7.1008 | 0.0027155 | 0.000144 | 0.3504 |
| 2 | DP 9 | 19 | 6.7504 | 0.0025719 | 0.000129 | 0.368 |
| 13 | DP 10 | 20 | 6.3824 | 0.0024427 | | |
| 0.0 0.0 0.0 | 05 | 변형 | 14 12 10 8 | 응력 | * R | esult : 12mi |
| 0.0 | 02 | | 6 | | | |

Fig. 26 Torque 1/1000의 적정 두께 결과 (유형 2)



🕖 Collection @ kmou



Fig. 27 Torque 1/1000의 적정 두께 결과 (유형 2)

하중 유형 3의 최대 변형량은 Fig. 28~30과 같이 블레이드 끝단부에서, torque 1/10의 경우 0.04mm, torque 1/100의 경우 0.004mm, torque 1/100의 경우 0.0004mm 발생하였다. 최대 응력은 블레이드의 노치 부위에서, torque 1/10의 경우 106MPa, 1/100의 경우 10.5MPa, torque 1/1000의 경우 1MPa가 발생하였다.

하중 유형3의 경우는 실제 야드에서 발생할 수 있는 가장 강력한 경우를 상정한 것이며 약 40~80mm 사이의 선박 계류색 정도의 굵기를 가진 폐로프, 어구를 가정하였다. 변곡점은 약 12mm 구간에서 발생하며 그 이상의 두께는 정률 증가함을 알 수 있다.



하중 유형 3) torque 1/10



Fig. 28 Torque 1/10의 적정 두께 결과 (유형 3)

하중 유형 3) torque 1/100

Collection @ kmou

| | A | В | c | D | | |
|----|----------------|----------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|----------|--------|
| 1 | Name 💌 | P15 - Extrude2.FD1 💌 | P16 - Equivalent Stress Maximum 💌 | P17 - Total Deformation Maximum 💌 | | |
| 2 | Units | mm 💌 | MPa | mm | | |
| 3 | DP 0 (Current) | 10 | 12.844 | 0.0058733 | 0.000535 | 1.239 |
| 4 | DP 1 | 11 | 11.605 | 0.0053387 | 0.000446 | 1.027 |
| 5 | DP 2 | 12 | 10.578 | 0.0048932 | 0.000377 | 0.7771 |
| 6 | DP 3 | 13 | 9.8009 | 0.0045159 | 0.000323 | 0.7409 |
| 7 | DP 4 | 14 | 9.06 | 0.0041927 | 0.00028 | 0.6401 |
| 8 | DP 5 | 15 | 8.4199 | 0.0039126 | 0.000245 | 0.5583 |
| 9 | DP 6 | 16 | 7.8616 | 0.0036676 | 0.000216 | 0.4911 |
| 10 | DP 7 | 17 | 7.3705 | 0.0034513 | 0.000192 | 0.4351 |
| 11 | DP 8 | 18 | 6.9354 | 0.0032591 | 0.000172 | 0 3559 |
| 12 | DP 9 | 19 | 6.5795 | 0.0030869 | 0.000155 | 0.3492 |
| 13 | DP 10 | 20 | 6.2303 | 0.0029321 | | |



Fig. 29 Torque 1/100의 적정 두께 결과 (유형 3)

🕖 Collection @ kmou



Fig. 30 Torque 1/1000의 적정 두께 결과 (유형 3)

하중 유형 4의 최대 변형량은 Fig. 31~33과 같이 블레이드 끝단부에서, torque 1/10의 경우 0.057mm, torque 1/100의 경우 0.0057mm, torque 1/100의 경우 0.00057mm 발생하였다. 최대 응력은 블레이드의 노치 부위에서, torque 1/10의 경우 103.3MPa, 1/100의 경우 10.3MPa, torque 1/1000의 경우 1.03MPa가 발생하였다.

하중 유형 4의 경우는 실제 상황에서 로프 절단 장치의 1차 절단이 이루어지 고 절단잔여물이 다시 걸리는 상황을 가정하였고, 절단 장치 블레이드 중간부 터 끝단부에 하중이 집중되는 상황이다. 블레이드 노치부에 걸리는 응력은 상 대적으로 제일 적으나 블레이드 끝단부의 변형률은 가장 높음을 알 수 있다.

상기 결과를 보면 가장 극한의 경우에도 12mm이상의 두께이면 적정하고 가장 흔한 유형인 유형1에서는 13mm이상이면 적정함을 알 수 있다.

하중 유형 4) torque 1/10



Fig. 31 Torque 1/10의 적정 두께 결과 (유형 4)

하중 유형 4) torque 1/100

Collection @ kmou

| and the | i Design Politis | | No. Contraction of the | 1.5 | | |
|------------|------------------|--------------------|---------------------------------|---------------------------------|----------|--------|
| | A | В | c | D D | | |
| | Name 💌 | P21 - Extrude2.FD1 | P22 - Equivalent Stress Maximum | P23 - Total Deformation Maximum | | |
| 2 | Units | mm 💻 | MPa | mm | | |
| | DP 0 (Current) | 10 | 12.544 | 0.0069334 | 0.000631 | 1.209 |
| E. | DP 1 | 11 | 11.335 | 0.0063027 | 0.000525 | 1.002 |
| | DP 2 | 12 | 10.333 | 0.0057773 | 0.000446 | 0.7567 |
| j @ | DP 3 | 13 | 9.5763 | 0.0053314 | 0.000381 | 0.7232 |
| 7 | DP 4 | 14 | 8.8531 | 0.0049503 | 0.00033 | 0.6248 |
| 3 | DP 5 | 15 | 8.2283 | 0.00462 | 0.000289 | 0.545 |
|) | DP 6 | 16 | 7.6833 | 0.004331 | 0.000255 | 0.4795 |
| 0 | DP 7 | 17 | 7.2038 | 0.004076 | 0.000227 | 0.4248 |
| 1 | DP 8 | 18 | 6.779 | 0.0038494 | 0.000203 | 0.346 |
| 2 | DP 9 | 19 | 6.433 | 0.003646 | 0.000183 | 0.341 |
| 3 | DP 10 | 20 | 6.092 | 0.0034635 | | |



Fig. 32 Torque 1/100의 적정 두께 결과 (유형 4)

Collection @ kmou



Fig. 33 Torque 1/1000의 적정 두께 결과 (유형 4)

다음으로는 4가지 하중 유형을 정의하여 유한요소 해석을 통해 적정한 각도 결과를 평가하였다. 적정 두께를 12t 또는 13t로 본다면 가장 이상적인 블레이 드의 절삭 각도는 35°로 도출되었다. 그러나 하중 유형4 두께 13t의 경우가 12t보다 내충격성이 강화 되었다고 본다면 절삭 각도가 기타 유형에서는 35도 를 전부 적정하다고 판단하였지만 유형 4의 경우 13t에서 40도 각도가 적정하 다고 나타내는 것은 동일 두께일 때 날의 각도가 날카로워 질수록 더욱 적정하

그러나 전술한 바와 같이 하중 유형 4의 경우는 실제상황에서 대다수를 차지 하는 상황은 아니므로 평균값이 가장 높은 35도를 채택하는 것이 올바르다고 판단된다.

실제상황에서 가장 흔하게 발생하는 유형 1에서 그림 Fig. 34와 같이 두께 12mm에서 35도의 각도일 경우 변형률 0.44mm 2861Mpa이며 13mm에서 각도 를 35도로 했을 경우 변형률 0.40mm 2606Mpa이다.

| Table of | of Design Points | | | | | | |
|----------|------------------|--------|------------|---|----------------------|-----------------------------------|-----------------------------------|
| | A | | В | | С | D | E |
| 1 | Name 💌 | P12 - | YZPlane.A7 | - | P13 - Extrude2.FD1 💌 | P10 - Total Deformation Maximum 💌 | P11 - Equivalent Stress Maximum 💌 |
| 2 | Units | degree | 2 | - | mm 💆 | mm | MPa |
| 3 | DP 0 (Current) | 17.5 | 35° | | 12 | 0.44092 | 2861.2 |
| 4 | DP 1 | 12.5 | 25° | | 12 | 0.8267 | 2956.1 |
| 5 | DP 2 | 15 | 30° | | 12 | 0.57028 | 2898.3 |
| 6 | DP 3 | 20 | 40° | | 12 Z t | 0.38497 | 2842.2 |
| 7 | DP 4 | 22.5 | 45° | | 12 | 0.34999 | 2831.3 |
| 8 | DP 5 | 25 | 50° | | 12 | 0.32649 | 2823.6 |
| 9 | DP 6 | 17.5 | 35° | | 13 | 0.40843 | 2606.2 |
| 10 | DP 7 | 12.5 | 25° | | 13 | 0.76297 | 2686.4 |
| 11 | DP 8 | 15 | 30° | | 13 | 0.52632 | 2636 |
| 12 | DP 9 | 20 | 40° | | 13 3 | 0.35672 | 2590.7 |
| 13 | DP 10 | 22.5 | 45° | | 13 | 0.32356 | 2582 |
| 14 | DP 11 | 25 | 50° | | 13 | 0.30173 | 2575.9 |
| | | | | | | | |

Result(12mm) : 35°
Result(13mm) : 35°

Fig. 34 적정 각도 결과 (유형 1)

하중 유형 2)

Collection @ kmou

| Table o | of Design Points | | | | | | |
|---------|------------------|---------|------------|----|--------------------|-----------------------------------|---------------------------------|
| | A | | в | 18 | с | D / S / | E |
| 1 | Name 💌 | P14 - Y | ZPlane.A7 | - | P15 - Extrude2.FD1 | P16 - Total Deformation Maximum 💌 | P17 - Equivalent Stress Maximum |
| 2 | Units | degree | | - | mm 💌 | mm | MPa |
| 3 | DP 0 (Current) | 17.5 | 35° | | 12 | 0.4079 | 1083.4 |
| 4 | DP 1 | 12.5 | 25° | | 12 | 0.76991 | 1874.7 |
| 5 | DP 2 | 15 | 30° | | 12 | 0.53804 | 1399.8 |
| 6 | DP 3 | 20 | 40° | | 12 12 | 0.32878 | 999.14 |
| 7 | DP 4 | 22.5 | 45° | | 12 | 0.278 | 953.97 |
| 8 | DP 5 | 25 | 50° | | 12 | 0.24393 | 926.71 |
| 9 | DP 6 | 17.5 | 35° | | 13 | 0.37645 | 1006.5 |
| 10 | DP 7 | 12.5 | 25° | | 13 | 0.71053 | 1729.9 |
| 11 | DP 8 | 15 | 30° | | 13 | 0.49655 | 1294.1 |
| 12 | DP 9 | 20 | 40° | | 13 13 | 0.30344 | 922.96 |
| 13 | DP 10 | 22.5 | 45° | | 13 | 0.25657 | 871.14 |
| 14 | DP 11 | 25 | 50° | | 13 | 0.22513 | 844.2 |

Result(12mm) : 35°
Result(13mm) : 35°

Fig. 35 적정 각도 결과 (유형 2)

하중 유형 3)

| Table o | f Design Points | | | | | | |
|---------|-----------------|------------|----------|--------------------|---------------------------------|-----------------------------------|---|
| | A | | В | С | D | E | |
| 1 | Name 💌 | P18 - YZPI | ane.A7 💌 | P19 - Extrude2.FD1 | P20 - Total Deformation Maximum | P21 - Equivalent Stress Maximum 💌 | |
| 2 | Units | degree | - | mm 💻 | mm | MPa | i |
| 3 | DP 0 (Current) | 17.5 3 | 5° | 12 | 0.48932 | 1057.6 | |
| 4 | DP 1 | 12.5 2 | 5° | 12 | 0.86962 | 1834.5 | ĺ |
| 5 | DP 2 | 15 3 | 0° | 12 | 0.62432 | 1369.1 | Ĩ |
| 6 | DP 3 | 20 4 | 0° | 12 12 | 0.4087 | 843.56 | ï |
| 7 | DP 4 | 22.5 4 | 5° | 12 | 0.35781 | 684.19 | Ĩ |
| 8 | DP 5 | 25 5 | 0° | 12 | 0.32416 | 568.58 | Ĩ |
| 9 | DP 6 | 17.5 3 | 5° | 13 | 0.45159 | 979.87 | ĺ |
| 10 | DP 7 | 12.5 2 | 5° | 13 | 0.80255 | 1693.5 | |
| 11 | DP 8 | 15 3 | 0° | 13 | 0.57617 | 1266.1 | Ĩ |
| 12 | DP 9 | 20 4 | 0° | 13 13t | 0.37719 | 781.89 | Ĩ |
| 13 | DP 10 | 22.5 4 | 5° | 13 | 0.33022 | 635.53 | ĺ |
| 14 | DP 11 | 25 5 | 0° | 13 | 0.29917 | 529.1 | ĺ |

Result(12mm) : 35°
Result(13mm) : 35°

Fig. 36 적정 각도 결과 (유형 3)

하중 유형 4)

Collection @ kmou

| Table o | of Design Points | | | | |
|---------|------------------|---|--------------------|-----------------------------------|---------------------------------|
| | A | В | C C | D | E |
| 1 | Name 💌 | P22 - YZPlane.A7 | P23 - Extrude2.FD1 | P24 - Total Deformation Maximum 💌 | P25 - Equivalent Stress Maximum |
| 2 | Units | degree 🔄 | mm 👱 | mm | MPa |
| 3 | DP 0 (Current) | 17.5 35° | 12 | 0.57773 | 1033.1 |
| 4 | DP 1 | 12.5 25° | 12 | 0.97627 | 1794.9 |
| 5 | DP 2 | 15 30° | 12 | 0.71756 | 1339.5 |
| 6 | DP 3 | 20 40° | 12 Zt | 0.49563 | 928.08 |
| 7 | DP 4 | 22.5 45° | 12 | 0.44464 | 913.22 |
| 8 | DP 5 | 25 50° | 12 | 0.41143 | 904.3 |
| 9 | DP 6 | 17.5 35° | 13 | 0.53314 | 957.43 |
| 10 | DP 7 | 12.5 25° | 13 | 0.90094 | 1657.6 |
| 11 | DP 8 | 15 30° | 13 | 0.66218 | 1239.2 |
| 12 | DP 9 | 20 40° | 13 13 | 0.45738 | 849.44 |
| 13 | DP 10 | 22.5 45° | 13 | 0.41033 | 834.47 |
| 14 | DP 11 | 25 50° | 13 | 0.37968 | 825.62 |
| | - | and the second se | | | |

Result(12mm) : 35°
Result(13mm) : 40°

Fig. 37 적정 각도 결과 (유형 4)

3.2 인장강도 및 염수분무 시험

인장강도는 KS B 0802 규격으로 시험한 결과 인장강도는 773N/mm², 항복강도 는 548N/mm², 연신율은 40%의 결과가 도출되었다. 다음 수치는 KS B 0802 규 격에 적정하다. 염수분무시험은 KS D 9502 규격으로 염화나트륨 5% 240시간 염수분무 시험한 결과 녹이 관찰되지 않은 것으로 나타났다.

Table 7 인장강도 시험 결과

| 시험항목 | 단위 | 결과 |
|----------------|----------|-----|
| 인장강도 | N/mm^2 | 773 |
| 항복강도(0.2% 오프셋) | N/mm^2 | 548 |
| 연신율 | % | 40 |

Table 8 염수분무 시험 결과

| 시험항목 | 시험기간 | 결과 |
|--------|-------|-----------|
| 염수분무시험 | 240시간 | 녹 관찰되지 않음 |
| | 1945 | |



Fig. 38 염수분무 시험 결과



3.3 Lab 시뮬레이터 테스트

Fig. 31은 Lab 시뮬레이터 테스트 수행 사진이며, 시뮬레이터의 모터의 출력은 0.4KW, Max 1700rpm, 감속비 1:10이다. 그리고 절삭 시 프로펠러의 회전수는 150에서 170rpm의 조건 환경 하에서 실시하였으며, 로프의 사이즈는 5mm, 8mm, 12mm, 어망의 사이즈는 3.5mm으로 절삭 시험을 하였다. 시험 결과 모든 로프와 어망에서 절삭되는 것을 확인하였다.



Fig. 39 Lab 시뮬레이터 절삭 결과

3.4 실선 실증 시험

(1) 1차 실증 실선 시험

Collection @ kmou

Fig. 32와 같이 1차 실증 실선 시험을 진행하였다. 로프 10mm, 30mm, 50mm 어망은 3mm로 진행하였으며, 이상 없이 절삭되는 것을 확인하였다.





Fig. 40 1차 실증 실선 시험

(2) 2,3차 실증 실선 시험

Collection @ kmou

Fig. 33과 같이 2,3차 실증 실선 시험을 진행하였다. 로프 10mm, 30mm, 50mm 어망은 3mm로 진행하였으며, 이상 없이 절삭되는 것을 확인하였다.



Fig. 41 2,3차 실증 실선 시험



제4장 결론

본 연구에서는 선박 추진기에 로프나 그물 등의 이물질 감김으로 인해서 발생 하는 해양 안전사고를 예방하기 위한 목적으로 블레이드 무게를 최소화하고 구 조적 안전성을 높이기 위해 두께 변경과 블레이드 절단 각도를 변화시켜 선박 추진축 지름 Ø125용 국산 로프절단장치를 개발하였다. 개발품에 대한 구조해 석, 인장강도 및 염수분무 테스트, 시험수조 절단 테스트, 실선 절단 테스트를 수행하였으며, 이를 통해 아래와 같은 결과를 도출하였다.

- 절단 장치의 외경을 고정하고 두께 최소값 10mm에서 1mm 단위로 최대 14mm까지 블레이드 단면의 두께를 변화시켜 이에 따른 기계적 안정성을 판단하기 위한 전산해석을 수행하였으며, 4가지 유형으로 정의하여 유한요 소 해석을 통해 변형분포 및 응력분포를 도출한 결과, 해석을 수행한 모든 케이스에서 발생하는 최대 응력은 구성 재료의 최대 응력치를 초과하지 않 으며 가장 높은 응력이 발생한 케이스7도 항복강도 대비 최대 응력이 안전 율 1.34를 확보하고 있어 개발품의 구조적 안정성 확보가 가능하였다.
- 2) 다양한 폐기물을 절단하는 국내 연안조건을 고려하여 내구성을 높이고, 장 착 후 해수에 장시간 노출됨을 고려한 부식을 억제할 수 있는 재료선정이 중요하다. 본 개발에서 SUS630 및 듀플렉스 s31803을 소재로 적용하여 인 장강도 및 염수분무 테스트를 수행한 결과 로프절단장치의 소재로써 우수 한 성능을 보임을 확인하였다.
- 3) 개발품을 활용하여 모형수조 테스트를 수행하고 실선에 장착하여 3차례 실 증 테스를 수행한 결과, 50mm 굵기의 로프 뿐만이 아니라 3mm의 그물도 완벽히 절단하는 결과를 도출하였으며, 향후 국산화된 로프절단장치의 적 용을 통해 해양 안전사고의 저감에 기여할 수 있을 것으로 사료된다.



블레이드의 각도 및 크기는 절단 성능을 결정하는 주요 변수이지만 캐비테이 션(cavitation) 발생의 변수이기도 하다. 따라서 향후에는 절단 성능을 유지하면 서 로프절단장치에서 발생하는 캐비테이션을 억제하기 위한 형상개발이 필요한 것으로 판단된다. 또한, 선박 추진기에 감기는 사고를 줄여 선박 운항의 안전성 을 높이는 추가 연구의 일환으로 해역별, 어업의 형태별 사용 어구 및 퇴적물의 종류에 따른 로프 절단 장치에 발생되는 응력을 사례별로 정리하고 lab test 및 실선 실증을 통해 더욱 향상된 로프절단장치 개발의 기준점으로 삼는 연구가 수 행되어야 할 것이다.





참 고 문 헌

[1] Park, C. H.(2008), A Study on the Resistance Performance of 39feet-class Leisure Boat with Propulsion Type of In · OutBoard Engine, Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 32, No. 8, pp. 1208-1214.

[2] Suh, S. B.(2007), Study on tunnel geometry protecting a propeller using potential based panel method, Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 31, No. 5, pp. 614–621.

[3] Han, S. H.(2017), A Study on the Improvement for a Safety Training Course of the Commercial Fishing Vessel's Crew, Jounal of Fisheries and Marine Sciences Education, Vol. 29, No. 6, pp. 1657–1669.

[4] Yang, Y. J. and S. Y. Kwon(2017), Rolling Motion Simulation in the Time Domain and Ship Motion Experiment for Algorithm Verification for Fishing Vessel Capsizing Alarm Systems, Journal of the Korean Society of Marine Environment and Safety, Vol. 23, No. 7, pp. 956–964.

[5] Lee, H. C. and H. J. Lee(2017a), Coastal Wastes Management System and Policy Trends in Japan, Jeonnam Law Review, Vol. 37, No. 3, pp. 267–292.

[6] Lee, H. C. and H. J. Lee(2017b), Study on legal regulation and improvement plan of waste from coastal ships, Chonbuk Law Review, Vol. 53, pp. 185–211.



감사의 글

연안 운항 선박의 안전 행해에 도움을 줄 수 있는 로프절단장치에 대해 학문적 규명과 성과가 전무하던 2017년 최재혁 교수님과 이원주 교수님을 처음 뵈었습니다. 이후 국내에서 전량 외국제품 수입에 의존하던 로프절단장치를 국산화 할 수 있게 길을 밝혀주시고 끊임없는 용기를 북돋아 주시는 두 분 교수님께 마음속 깊은 사의를 드립 니다.

또한 본 연구를 위해 모든 방면에서 지도를 해주신 이원주 지도교수님께 깊은 감사를 드립니다.

해석상 이견과 교정에 여러 도움을 주신 한국해양대학교 기관공학과 연구실 , 자료조사 및 심층연구 등에 도움을 주신 (재)한국조선해양기자재연구원 사업협력실 이두용 선임연 구원 및 관련 연구원들께 감사를 드립니다.

본 연구를 교정, 감독 해주신 이지응 위원장님 및 이재웅 교수님께도 깊은 사의와 함께 결과의 부족함으로 인한 송구의 말씀 올립니다.

마지막으로 본 연구를 마무리할 수 있게 묵묵히 옆에서 지원해준 제 아내 유화영과 사 랑하는 두 딸 설린, 설빛에게도 본 지면을 빌어 깊은 고마움과 사랑한다고 전해주고 싶 습니다.

앞으로도 해양 안전에 도움이 되는 선량한 기술 개발과 연구에 더욱 매진하겠습니다.

감사합니다.