



공학석사 학위논문

대형 컨테이너선의 비대칭 전가동타와 인접구조에 대한 구조강도해석

A Study on structural strength analysis for twisted full spade rudder and adjacent hull structure of large container carrier



2015年 2月

한국해양대학교 해사산업대학원

조선해양건축공학과

노 재 민

공학석사 학위논문

대형 컨테이너선의 비대칭 전가동타와 인접구조에 대한 구조강도해석

A Study on structural strength analysis for twisted full spade rudder and adjacent hull structure of large container carrier



2015年 2月

한국해양대학교 해사산업대학원

조선해양건축공학과

노 재 민



본 논문을 노재민의 공학석사 학위논문으로 인준함.



2014년 12월 19일

한국해양대학교 대학원



차

목

List	of	Tables	 V
List	of	Figures	 vi
Abs	trac	:t	xi

1. 서 론

1.1 연구의 목적과 개요	12
1.2 선박 특성	12
1.2.1 선종 및 선급	12
1.2.2 주요제원	12
1.2.3 추진기	13
1.2.4 타	13
1.2.5 조타기	13

2. 유동해석

2. 유동해석 1945	
2.1 개요 ~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~	14
2.2 유체력 추정	14
2.2.1 해석 모델	15
2.2.2 해석 조건	15
2.2.3 해석 지표	16
2.2.4 해석 결과	16
2.3 해석모델과 격자	16
2.3.1 해석 모델	16
2.3.2 격자	17
2.4 해석방법	18
2.4.1 물리적 모델	18
2.4.2 해석영역 및 경계조건	19
2.5 타각 0°결과	20
2.5.1 타에 작용하는 유체력	20



	2.5.2 해석 결과	22
2.6	타각 35°결과	25
	2.6.1 타에 작용하는 유체력	25
	2.6.2 해석 결과	27
2.7	타각 10°결과	29
	2.7.1 타에 작용하는 유체력	29
	2.7.2 해석 결과	31
2.8	결론	34

3. 유한요소해석

3.1 참고 도면	34
3.2 좌표계	35
3.3 단위	35
3.4 해석 프로그램	35
3.5 유한요소 모델링	35
3.5.1 유한요소모델	35
3.5.2 요소 타입	38
3.5.3 격자 모델링	38
3.5.4 물성치	40
3.5.5 허용응력	40
3.5.6 경계조건	40
3.5.7 하중조건	41
3.5.8 조타기 격자모델링	42
3.5.9 연결부 격자모델링	43

4. 구조강도해석

4.1	타각	0°	 45
4.2	타각	35°	 56

5. 동해석

5.1	베어링의	등가강성	 66



5.2	고유진동수와 모드형상	67
	5.2.1 타각 0°	67
	5.2.2 타각 35° ·····	71
5.3	과도응답해석	75
	5.3.1 타각 0°	76
	5.3.2 타각 35° ·····	83

6. 결론

감사의 글	 94
참고문헌	95
Bibliography	96
Appendix	97



List of Tables

Table	1 Initial guess for the steady calculations $\hdots\hdddt\hdots\hdots\hdots\hdots\hdots\hdots\hdots\hdots\hdots\hdots\hdots\hdddt\hdots\hdddt\hdots\hdddt\hdots$	20
Table	2 Number of elements and nodes at 0 $^\circ$	38
Table	3 Number of elements and nodes at 10°	39
Table	4 Number of elements and nodes at 35 $^\circ$	39
Table	5 Allowable Von Mises stress	40
Table	6 Deviation between class rule req. and analysis result	92





List of Figures

Fig.	1 I	Blade position as per defined in CAD files rudder angle = 0°	15
Fig.	2 (Calculation domain	17
Fig.	3 1	Meshing (global view)	18
Fig.	4 1	Meshing (stationary and rotating)	18
Fig.	5 I	Meshing (boundary layer)	18
Fig.	6 I	Boundary conditions	19
Fig.	7	Axial force on rudder	21
Fig.	8 7	Transverse force on rudder	21
Fig.	9 1	Vertical force on rudder	22
Fig.	10	Absolute pressure field on the rudder	23
Fig.	11	Velocity field in ship	23
Fig.	12	Velocity field on the rudder	24
Fig.	13	Streamlines in the ship wake	24
Fig.	14	Streamlines on the rudder surface (oil flow)	25
Fig.	15	Axial force on rudder	25
Fig.	16	Transverse force on	26
Fig.	17	Vertical force on rudder	26
Fig.	18	Absolute pressure field on the rudder	27
Fig.	19	Velocity field in ship	28
Fig.	20	Velocity field on the rudder	28
Fig.	21	Streamlines in the ship wake	29
Fig.	22	Streamlines on the rudder surface (oil flow)	29
Fig.	23	Axial force on rudder	30
Fig.	24	Transverse force on rudder	30
Fig.	25	Vertical force on rudder	31
Fig.	26	Absolute pressure field on the rudder	32
Fig.	27	Velocity field in ship (a,b)	32
Fig.	28	Streamlines on the rudder surface (oil flow)	33
Fig.	29	FEM model	36
Fig.	30	0° angle FEM model	36



Fig.	31	35° angle FEM model	36
Fig.	32	Rudder model	37
Fig.	33	Hull beneath steering gear deck	37
Fig.	34	Boundary conditions	40
Fig.	35	Buoyancy force	41
Fig.	36	Fluid Mesh - angle	41
Fig.	37	Fluid Mesh - angle 35°	42
Fig.	38	Steering gear	42
Fig.	39	Vertical support and upper bearing	43
Fig.	40	Lower bearing	44
Fig.	41	Rudder angle 0° Deformed model	45
Fig.	42	Rudder angle 0° Deformed model	46
Fig.	43	Rudder angle 0° Deformed model	46
Fig.	44	Rudder angle 0° Contact area between stock/disk bearing	47
Fig.	45	Rudder angle 0° Contact pressure between stock/disk bearing \cdots	47
Fig.	46	Rudder angle 0° Contact area between stock/upper bearing	48
Fig.	47	Rudder angle 0° Contact pressure between stock/upper bearing	48
Fig.	48	Rudder angle 0° Contact area between stock/lower bearing \cdots	49
Fig.	49	Rudder angle 0° Contact pressure between stock/lower bearing	49
Fig.	50	Rudder angle 0° Von Mises stresses in s/gear deck	50
Fig.	51	Rudder angle 0° Von Mises stresses in hull below s/gear deck \cdot	50
Fig.	52	Rudder angle 0° Von Mises stresses in skeg	51
Fig.	53	Rudder angle 0° Von Mises stresses in rudder blade (greater th	ıan
10 N	ИРа)	51
Fig.	54	Rudder angle 0° Von Mises stresses in skeg and rudder blade \cdot	52
Fig.	55	Rudder angle 0° Von Mises stresses in rudder stock $\cdots\!\!\!\!$	53
Fig.	56	Rudder angle 0° Von Mises stresses in the lower bearing $\cdots\!\!\!\!\!$	54
Fig.	57	Rudder angle 0° Von Mises stresses in upper bearing (greater th	ıan
10 N	ИРа)	55



Fig. 58 Rudder angle 0° Von Mises stresses in lower bearing (greater than
10 MPa)
Fig. 59 Rudder angle 35° Deformed model (scale factor deformation : 50)
Fig. 60 Rudder angle 35° Deformed model (scale factor deformation : 50)
Fig. 61 Rudder angle 35° Deformed model (scale factor deformation : 50)
Fig. 62 Rudder angle 35° Contact area between stock and disk bearing
Fig. C2 Dudden angle 25° Contract array between the and disk bearing
Fig. 63 Rudder angle 35 Contact pressure between stock and disk bearing
Fig. 64 Rudder angle 35° Contact area between stock and upper bearing
58
Fig. 65 Rudder angle 35° Contact pressure between stock and upper
bearing 59
Fig. 66 Rudder angle 35° Contact area between stock and lower bearing
Fig. 67 Rudder angle 35° Contact pressure between stock and lower
bearing
Fig. 68 Rudder angle 35° Von Mises stresses in steering gear deck 60
Fig. 69 Rudder angle 35° Von Mises stresses in hull below steering gear
deck
Fig. 70 Rudder angle 35° Von Mises stresses in skeg and rudder blade
Fig. 71 Rudder angle 35° Von Mises stresses in rudder blade (greater than
10 MPa) 62
Fig. 72 Rudder angle 35° Von Mises stresses in skeg
Fig. 73 Rudder angle 35° Von Mises stresses in rudder stock
Fig. 74 Rudder angle 35° Von Mises stresses in upper bearing



Fig. 75 Rudder angle 35° Von Mises stresses in upper bearing (greater
than 10 MPa)
Fig. 76 Rudder angle 35° Von Mises stresses in lower bearing
Fig. 77 Rudder angle 35° Von Mises stresses in lower bearing (greater than
10 MPa)
Fig. 78 Equivalent springs in the lower bearing Rudder angle 0°
Fig. 79 Equivalent springs in the bearings Rudder angle 35° 67
Fig. 80 Rudder angle 0° 1st mode – f = 2.27 Hz ····· 68
Fig. 81 Rudder angle 0° 2nd mode – f = 4.14 Hz ····· 49
Fig. 82 Rudder angle 0° 3rd mode – f = 5.26 Hz
Fig. 83 Rudder angle 0° 4th mode - f = 7.68 Hz - 71
Fig. 84 Rudder angle 35° 1st mode - f = 2.73 Hz ····· 72
Fig. 85 Rudder angle 35° 2nd mode - f = 5.03 Hz 73
Fig. 86 Rudder angle 35° 3rd mode - f = 5.72 Hz 74
Fig. 87 Rudder angle 35° 4th mode - f = 9.77 Hz
Fig. 88 Rudder angle 0° Von Mises stresses in the structure
Fig. 89 Rudder angle 0° Von Mises stresses in the structure
Fig. 90 Rudder angle 0° Von Mises stresses in skeg and rudder
Fig. 91 Rudder angle 0° Von Mises stresses in skeg and rudder
Fig. 92 Rudder angle 0° Von Mises stresses in skeg
Fig. 93 Rudder angle 0° Von Mises stresses in skeg and rudder
Fig. 94 Rudder angle 0° Von Mises stresses in rudder
Fig. 95 Rudder angle 0° Von Mises stresses in rudder stock
Fig. 96 Rudder angle 0° Von Mises stresses in rudder stock 81
Fig. 97 Rudder angle 0° Von Mises stresses in the upper bearing 81
Fig. 98 Rudder angle 0° Von Mises stresses in the lower bearing
Fig. 99 Rudder angle 35° Von Mises stresses in the structure
Fig. 100 Rudder angle 35° Von Mises stresses in the structure
Fig. 101 Rudder angle 35° Von Mises stresses in the s/gear deck 84



Fig. 102 Rudder angle 35° Von Mises stresses in hull below steering gea
deck 8
Fig. 103 Rudder angle 35° Von Mises stresses in skeg
Fig. 104 Rudder angle 35° Von Mises stresses in skeg and rudder 8 $$
Fig. 105 Rudder angle 35° Von Mises stresses in rudder
Fig. 106 Rudder angle 35° Von Mises stresses in rudder stock with sleeve
Fig. 107 Rudder angle 35° Von Mises stresses in rudder stock without
sleeve 8
Fig. 108 Rudder angle 35° Von Mises stresses in rudder stock without
sleeve 8
Fig. 109 Rudder angle 35° Von Mises stresses in the upper bearing 8
Fig. 110 Rudder angle 35° Von Mises stresses in the lower bearing 9
1945 10-
o∦ g⊧ ⊏n



A Study on structural strength analysis for twisted full spade rudder and adjacent hull structure of

large container carrier

Noh, Jae Min

Department of Naval Architecture & Ocean Engineering Graduate School of Korea Maritime University

Abstract

Recently many ship owners and ship builders are interested in energy saving device. And many shipyards have also been investing much time to develop energy saving devices. For the energy saving of the subject vessel, Twisted Full Spade Rudder(TFSR) was proposed to install to the subject vessel.

Generally, FSR is well known that it is safer than conventional rudder against cavitation erosion because it does not have cut-out on rudder surface. It is also expected that it has energy saving effect about $1\sim2\%$ compared with conventional rudder.

In this study, strength assessment of TFSR were performed to verify its structural strength and it was verified using rudder design force defined in CFD and BV(Bureau Veritas) Rule. Through this study, it was found that the FSR with has sufficient structural strength.

KEY WORDS: Twisted Full Spade Rudder 비대칭전가동타; Finite Analysis 유한요소 법;



제1장서론

1.1 연구의 목적과 개요

Collection

국제 해사기구가 이산화탄소 총량 규제 제도인 '선박제조연비지수(EEDI, Energy Efficiency Design Index)' 채택을 의무화 하면서 친환경 선박(green ship)에 대한 요구는 경제적 문제와 직결된 사항으로 부상하였다. 이에 따라 고효율, 고성능의 선박 개발이 필수사항으로 되었으며 (Jung et al. 2013) 추진기와 타 또한 예외가 될 수는 없다.

일반적으로 컨테이너선에는 혼 타를 부착하나, 혼 타는 간극 주위에 공동이 발생하여 타 침식 및 선체 진동문제가 빈번하게 발생되고 있으므로 간극 공동을 줄이는 방안으로 부가물을 부착시키거나(Choi and Chung 2007, Rhee and Kim 2008), 간극이 없는 전가동타(full spade rudder, Jang et al. 2005, Yang et al. 2006), 혹은 비대칭타(twisted rudder, Shen et al. 1997, Kim and Kim 2009) 등을 이용하고 있다[1].

최근에는 추진기 후류의 효율적인 이용과 함께 간극 공동을 줄이기 위해 간극이 없는 비대칭전가동타¹⁾가 각 조선사 별로 사용되고 있으며 그 빈도가 늘어나고 있는 추세이다.

그러나 일반적으로 타를 설계할 때는 타의 형태에 따라 예상되는 타력(rudder force), 타토크(rudder torque), 타두재의 크기, 사용강재의 두께등 주요한 사항들이 선급규칙에 의하여 결정되지만 비대칭전가동타와 관련한 규정은 준비가 미비하며 최근에서야 개정되고 있으므로 설계의 타당성 여부를 증명하기에 어려움이 있다.

따라서 본 논문에서는 선박이 운항함에 있어 비대칭전가동타와 그 인접구조에 미치는 영향을 분석해보고 설계의 타당성 여부를 검토해 보았다.

먼저 전가동타 표면과 그 주위에 작용하는 유체충격력 산정을 위해 추진기를 포함하는 유동해석을 수행하였다. 유동해석을 통해 타각 0도, 10도, 35도 상태의 타에 유입되는 추진기 후류의 특성과 유체력(transient force)을 추정하였고 이 결과를 각각의 유한요소해석 단계에 적용하였다. 유한요소해석은 타각 0도와 35도 상태의 타에 대한 정해석과 동해석을 각각 수행하였다.

추진기 후류의 유동에 포함되어 있는 선회 성분을 효과적으로 정류하여 추진기 후류에 포함된 회전 운동에너지를 흡수할 수 있도록, 타의 상반부와 하반부의 앞날 부분을 엇갈리게 살짝 비틀어 제작한 타로서 동력 절감효과가 있다.[2]



1.2 선박 특성

1.2.1 선종 및 선급

선종 : 컨테이너선

선급 : Bureau Veritas (BV)

1.2.2 주요 제원

- 전장 (LOA) : 365.5 m
- 수선간장 (LBP) : 349.5 m
- 형 폭 (Breadth moulded) : 51.2 m
- 형 깊이 (Depth moulded) : 29.9 m
- 계획만재흘수 (Draft design) : 14.0 m
- 최대만재흘수 (Draft scantling) : 14.5 m 🕥
- 선속 (Speed) : 26.54 kts

1.2.3 추진기

- 지름 (Diameter) : 9.1 m
- 전개면적비 (Ae/Ao) : 0.84
- 추진기 평균 피치 (Mean pitch of propeller): 9.314 m
- 날개 수 (Number of blades) : 6
- 날개 두께 비 (Blade thickness ratio) : 0.0585
- 날개 평균 폭 비 (mean blade width ratio) : 0.2130
- 최종 스큐각 (Total skew angle) : 34.81 deg.
- 추진기 분당 회전 수 (Propeller rotation rate) : 106.8 RPM

1.2.4 타

- 종류 : 비대칭전가동타 (Twisted Full Spade Rudder, TFSR)
- 타 면적 : 70.32 m²
- 타 길이 : 10.5 m



평균 코드길이 : 8.450 m

폭 비 (Balance ratio) : 32.54

최대 타각 : 35°

타 하부부터 축 중심까지의 거리 (Shaft height from rudder bottom) : 4.4 m

1.2.5 조타기

- 최소 토크 (Nominal torque) : 5785 kNm
- 최대 사용 압력 (Max. working pressure) : 20.4 MPa
- 세이프티 밸브 설정 압력 (Safety valve set pressure) : 25.5 MPa





제 2 장 유동해석

2.1 개요

유체의 유동과 유체력에 따른 타와 그 인접구조물의 변형을 확인하기위해서는 선체선형과 추진기에 의해 유발되는 유체력(Transient force)의 추정이 필요하다. 이러한 유체력은 각 단계 별 유동해석모델 표면에 작용하는 압력으로 추정이 가능하다.

본 유동해석의 목적을 요약하면 다음과 같다:

- 구조강도해석을 위해 타 표면에 작용하는 압력분포를 확인.
- 추진기에 작용하는 모멘트(moment)와 유체력의 평균값을 결정.

해석에는 상용 프로그램인 ANSYS Fluent를 사용하였다.

2.2 유체력 추정

2.2.1 해석모델

유동해석에 사용될 모델은 다음과 같다:

- 선박의 선미부
- 비대칭 전가동타
- 6익 추진기(with hub)

좌표계의 좌표중심은 일반적인 선박 좌표계와 같이 타두재의 중심(A.P), 선체의 중앙 횡단면(C.L), 선저부(ship bottom)로 정한다.

- X 선박 종강재 방향 (선미에서 선수)
- Y 선박 횡강재 방향 (좌현에서 우현)
- Z 수직 방향 (선저부에서 상부)



Fig. 1 Blade position as per defined in CAD files rudder angle = 0°

2.2.2 해석 조건

a) 유속

흘수는 계획 만재 흘수(Design draft)로 가정하고 해석하였다.

- 추진기 회전비 : 106.8 RPM
- 선속 : 26.54 knots
- 유속과 유동방향은 도메인(domain) 경계조건에서 설명하였으며 선박진행방향과 평행함.

b) 온도와 압력

온도와 압력은 일정하며, 일반적으로 해석에 사용되는 온도와 압력을 적용하였다. (대기압, 온도: 15°C)

c) 유체(fluid)

유체는 해수이며 특성은 다음과 같다:

- 밀도: 1025 kg/m3
- 점도: 1.25 x 10⁻⁶ m² s⁻¹
- d) 자유표면

자유표면의 위치는 불규칙한 해수의 특성상 항상 일정할 수 없으므로 평균높이를 가정하여 설정 하였으며, 계획만재흘수선과 같이 선저로부터 14m로 설정하였다.



e) 표면조건

침수표면의 마찰력은 없는 것으로 설정하였다.

2.2.3 해석 지표

흐름지배방정식의 풀이를 위해 충분한 시계열(time step)을 설정하였으며 주기적 상태가 확인 될 때까지 해석을 수행하였다.

2.2.4 해석 결과

시뮬레이션 후 압력과 등가절점력을 전자파일 양식으로 출력하였으며, 정확한 동해석을 위 해, 예상되는 고유진동수를 고려하여 결과값을 선택하였다.

2.3 해석모델과 격자

2.3.1 해석모델

해석모델은 다음과 같이 4부분으로 구성했다:

- 선체
- 추진기
- 타의 고정부 (스케그)
- 타의 운동부

선체 주변으로 도메인을 형성하였고 추진기와 타 주변의 경계조건에 의한 효과가 거의 확인 되지 않도록 충분히 확장하였다.





Fig. 2 Calculation domain

다음 3가지 조건으로 해석을 수행하였다:

- 타각 0° (직진)
- 타각 35° (좌현)
- 타각 10° (좌현)

2.3.2 격자

삼차원 비정형사면체 격자를 생성하였고 복잡한 형상을 가지는 추진기와 타의 날(blade) 주 위 격자생성 방법으로 분할격자기법을 사용하였다.

격자 수정은 다음 기준에 따라 수행하였다:

- 벽면법칙(law of wall)을 위한 충분한 y+값 선정
- 일반적으로 해석에 통용되는 격자 품질을 만족할 것 (cell size ratio, edges ratio 등)

격자는 총 2,087,000 개로 다음과 같이 구분되었다:

- 회전부(R): 811,000개
- 고정부(S): 1,276,000개



Fig. 3 Meshing (global view)



Fig. 4 Meshing (stationary and rotating)



Fig. 5 Meshing (boundary layer)



2.4 해석 방법

2.4.1 물리적 모델

a) 지배방정식

난류유동을 해석하기 위해 Navier Stokes equations을 레이놀즈 평균한 방정식인 Reynolds averaged Navier stokes(RANS)을 사용하였다[3].

b) 난류모델

추진기의 회전에 의해 발생하는 복잡한 흐름을 추정하기위해 본 연구에서는 정확한 결과값 을 얻을 수 있는 k-ω (SST) turbulence 모델을 사용[4] 하여 해석하였다.

2.4.2 해석영역 및 경계조건



Fig. 6 Boundary conditions

a) 입구영역 조건(Inlet condition)

입구영역에서의 유속은 선속과 같은 26.54 노트이며 흐름의 방향은 선박의 종강재 방향과 평 행하도록 설정하였다.

입구영역에서의 난류값은 다음과 같이 설정하였다:

- 난류강도 = 2 %
- 난류점성계수비 = 10

b) 출구영역 조건(Outlet condition)



출구영역 조건은 대기압과 동일한 압력을 적용하였다.

c) 벽

논슬립(Non slip)조건으로 적용하였다.

d) 수면

선미파의 높이는 0.5m, 프리슬립(free slip)조건으로 적용하였다.

e) 회전 조건

추진기 회전류를 모사하기 위한 방법으로는 추진기 주변에 원통형 도메인을 생성하고 이 도 메인을 각 단계별로 직접 회전시키는 방법을 적용하였으며 회전속도는 106.8 rpm으로 설정하 였다.

f) 초기 조건

Table 1 Initial guess for the steady state calculations

Velocity of fluid equal to inlet V	Vx = 26.54 knots
MA	Vy = 0 Vz = 0
Uniform turbulence	turbulent intensity = 2 %
6	Turbulent viscosity ratio = 10

균등압력은 대기압으로 적용하였다.

g) 해석

시간 간격은 추진기가 3° 회전할 때까지 걸리는 시간인 0.004682초로 설정하였고 이때 추진 기에 작용하는 응력과 모멘트 값을 확인했다.

2.5 타각 0° 결과

2.5.1 타에 작용하는 유체력

X,Y,Z 방향으로 작용하는 유체력은 다음과 같다.



Fig. 7 Axial force on rudder



Fig. 8 Transverse force on rudder





Fig. 9 Vertical force on rudder

타에 작용하는 유체력의 평균값은 다음과 같다:

- 추진기 축방향 (Fx) = -144 kN
- 횡강재 방향 (Fy) = -309 kN
- 수직방향 (Fz) = -63 kN

푸리에 변환해석을 통하여 각각의 그래프에서 1차 성분의 변동 진동수(fluctuation frequency) 는 추진기의 진동수인 1.77 Hz 보다 낮은 1.45 Hz로 확인할 수 있었으며 2차 성분은 1차성분의 2배인 2.9 Hz로 확인되었다.

2.5.2 해석 결과

Fig.11 ~ 14는 타각 0°때 타로 유입되는 축방향속도 분포, 속도벡터와 압력분포, 유선을 나타 내고 있다.

a) 압력

Collection

최대압력은 타의 리딩엣지 부분과 트레일링엣지의 끝단부에서, 최소압력은 타 형상의 폭 (width)이 가장 넓은 부분에서 확인할 수 있었다. 또한 타의 좌현 측 압력이 우현 측 압력보다 낮은 것을 확인할 수 있었다.





Fig. 10 Absolute pressure field on the rudder

b) 유속

다음 Fig. 11과 같이 추진기의 회전과 타의 형상에 의해 형성되는 유속의 분포를 확인할 수 있었으며 타의 벌브(bulb)²⁾ 부분에서 정체점이 나타났다. 유속은 타의 상부보다 하부에서 더 높은 것으로 나타났다.



Fig. 11 velocity field in ship wake

2) 비대칭 전가동타의 상부와 하부가 만나는 지점인 추진기 축심 높이 주위의 불연속면을 감싸기 위한 부가물.





Fig. 12 velocity field on the rudder

c) 유선(Streamline)

추진기 부근의 유선은 선미반류(hull wake)로 인해 선체쪽으로 다시 유입되지는 않는 것으로 나타났다. 타 표면의 유선은 벌브로 인해 흐름이 변하였으나 유동박리가 일어날 정도로 큰 변 화는 없음을 확인할 수 있었다.



Fig. 13 Streamlines in the ship wake





Fig. 14 Streamlines on the rudder surface (oil flow)

2.6 타각 35° 결과 (좌현)

2.6.1 타에 작용하는 유체력

X,Y,Z 방향으로 작용하는 유체력은 다음과 같디



Fig. 15 Axial force on rudder





Fig. 16 Transverse force on rudder



Fig. 17 Vertical force on rudder

타에 작용하는 유체력의 평균값은 다음과 같다:

- 추진기 축방향 (Fx) = -6,130 kN
- 횡강재 방향 (Fy) = -7,910 kN
- 수직 방향 (Fz) = -21 kN

Collection

그래프와 같이 강한 과도거동(transient behaviour)을 확인할 수 있었다. 푸리에변환해석을 통 해 가장 작은 변동진동수는 0.6 Hz로 확인되었고 2차 및 3차 성분은 각각 1.45 Hz, 2.9 Hz 로 타각 0°때와 동일한 경향을 보였다.

2.6.2 해석 결과

Fig.18 ~ 22는 타각 35°때 타로 유입되는 축방향속도 분포, 속도벡터와 압력분포, 유선을 나타 내고 있다.

a) 압력

최대압력과 최소압력이 모두 타의 리딩엣지 부분에서 나타났으며, 타의 상부와 하부에도 낮 은 압력이 작용하는 것을 확인 할 수 있었다.



Fig. 18 Absolute pressure field on the rudder

b) 속도

다음 Fig. 19와 같이 추진기의 회전으로 인해 형성되는 유속분포를 확인할 수 있었으며 특히 타로인해 강한 반류가 형성, 타의 측면으로 재순환 공간(recirculation zone)이 나타남을 확인할 수 있었다.





Fig. 19 velocity field in ship wake



Fig. 20 velocity field on the rudder

c) 유선

타 부근의 유선은 반류로 인해 큰 재순환이 발생하는 것을 확인할 수 있었다. 특히 추진기 허브 볼텍스(hub vortex)는 Fig. 21과 같이 타 표면을 타고 자연스럽게 흘러가는 경향을 나타냈 다.



Fig. 21 Streamlines in the ship wake



Fig. 22 Streamlines on the rudder surface (oil flow)

2.7 타각 10° 결과 (좌현)

2.7.1 타에 작용하는 유체력

X,Y,Z 방향으로 작용하는 유체력은 다음과 같다.





Fig. 23 Axial force on rudder



Fig. 24 Transverse force on rudder





Fig. 25 Vertical force on rudder

타에 작용하는 유체력의 평균값은 다음과 같다:

- 추진기 축방향 (Fx) = -511 kN
- 횡강재 방향 (Fy) = -4,238 kN
- 수직 방향 (Fz) = -81 kN

타각 10°때의 결과는 타각 0°때의 결과와 동일한 경향을 나타냈다. 푸리에 변환해석을 통하여 각각의 그래프에서 1차 성분의 변동 진동수는 추진기의 진동수인 1.77 Hz 보다 낮은 1.45 Hz로 확인할 수 있었으며 2차 성분은 1차성분의 2배인 2.9 Hz로 확인되었다.

2.7.2 해석 결과

Fig. 26 ~ 28은 타각 10°때 타로 유입되는 축방향속도 분포, 속도벡터와 압력분포, 유선을 나타내고 있다.

a) 압력

Collection

압력 분포 또한 타각 0°때의 결과와 동일한 경향을 나타냈다. 최대압력은 타의 리딩엣지 부 분과 트레일링엣지의 끝단부에서, 최소압력은 타 형상의 폭이 가장 넓은 부분에서 확인할 수 있었다. 또한 타의 좌현 부 압력이 우현 부 압력보다 낮은 것을 확인할 수 있었다.



Fig. 26 Absolute pressure field on the rudder

b) 유속

다음 Fig. 27과 같이 추진기와 타로인해 형성되는 유속의 분포를 확인할 수 있었으며 타의 벌브 부분에서 정체점이 나타났다.



Fig. 27 (a) velocity field in ship wake




Fig. 27 (b) velocity field in ship wake

c) 유선

Fig.28과 같이 타 표면의 유선은 벌브로 인해 흐름이 변하였으나 유동박리가 일어날 정도로 큰 변화는 없음을 확인할 수 있었다.



Fig. 28 Streamlines on the rudder surface (oil flow)



2.7 결론

직진 상태와 조타중인(좌현) 상태, 조타중일 때는 타각 10°, 35°에 대한 해석을 각각 수행 하였으며 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

- 직진 상태일 때의 주요 진동수(main frequency)는 추진기의 진동수에 근접했다.
- 좌현 35°로 조타중인 상태일 때의 주요 진동수 역시 추진기의 진동수에 근접했으나 이와 더불어 낮은 진동수(low frequency)도 나타났다.
- 좌현 10°로 조타중인 상태일 때의 주요 진동수도 마찬가지로 추진기의 진동수에 근접 했다.

타각 35°때 타 뒷면에 매우 복잡하고 큰 순환이 발생했었고 이로 인해 발생한 일부 2차 유 동이 유동박리를 일으킴에 따라 주요 진동수와는 별개로 낮은 진동수가 나타난 것으로 판단된 다.

추진기 후류의 유동은 이미 잘 알려진 바와 같이 추진기 후류내의 속도 성분은 증가되나 추 진기 후류 밖의 속도는 증가되지 않았으며 타가 있을 때 추진기 후류의 유속은 약간 증가됨을 확인할 수 있었다[4].

이와 함께 타에 작용하는 축방향속도, 속도벡터와 압력 모두 타각 35°때 리딩엣지 부분에 서 가장 높고 타각 0°와 10°때는 그 차이가 대동소이함을 확인할 수 있었다.



제 3 장 유한요소해석

3.1 참고 도면

다음 도면들을 참고하여 모델링하였고 첨부1에서 확인할 수 있다.

- Stern Frame
- Rudder Construction.
- Rudder Stock
- Rudder Carrier
- Electro-hydraulic steering gear

3.2 좌표계

좌표계는 다음과 같다.

- X 축: A.P(Afer Perpendicular)기준 종방향
- Y 축: C.L(Center Line)을 중심으로 횡방향
- Z 축: 기준선(Base Line)을 기준으로 수직방향

3.3 단위

본 논문에 사용된 단위는 질량-킬로그램(kg), 길이-미터(m), 시간-초(s)를 사용하였으며 힘의 단위는 뉴턴(N), 응력과 영계수는 파스칼(Pa)을 사용하였다.

3.4 해석 프로그램

해석에 사용된 프로그램은 다음과 같다.

- MSC. PATRAN & NASTRAN (전-후처리, 동해석)



- ABAQUS (후처리, 준정적해석)

3.5 요한요소 모델링

3.5.1 유한요소 모델

Fig. 29 ~ 33과 같이 강도 해석을 위해 타와 선체일부분을 모델링하였다. 타는 타각 0°, 35°때의 모델링을 각각 생성하였으며, 선체는 경계 조건에 의한 효과가 거의 확인되지 않을 정도로 충분히 확장하였다. 종방향으로는 트랜섬(Transom)에서부터 11번 프레임(Frame)까지 (A.P 기준 -6.5 ~ 8.8m), 수직방향으로는 기준선(base line)부터 상갑판까지(0 ~ 29.9m) 확장하였다.



Fig. 29 FEM model









Fig. 33 Hull beneath steering gear deck



3.5.2 요소 타입

다음 다섯 가지 타입으로 설정하고 모델링 하였다:

- 선형 박판 요소: 타의 부재, 선체격벽, 프레임 등
- 선형 입체 요소: 타두재, 러더트렁크(rudder trunk)³⁾, 베어링, 틸러 등

4

- 선형 보(beam) 요소: 보, 보강재 등
- 선형 스프링: 베어링

3.5.3 격자 모델링

정해석과 동해석에 사용될 모델링을 타각별로 각각 3개씩 생성하였고 요소와 절점의 수는 다음 Table 2와 같다.

NRITIME UN

Table 2 Number of elements and nodes at 0°

00

Static model angle 0°				Dynamic model angle 0°			
	Element types	Number of elements	Number of nodes		Element types	Number of elements	Number of nodes
	thin shell	22,401	19	45	thin shell	22,530	
Structure	triangle	1,586	The states	FCH	triangle	1,586	
	quadrilateral	20,815			quadrilateral	20,944	
	solid	17,208			solid	17,208	
	tetrahedron	96			tetrahedron	96	
	wedge	3,080	37,185	Structure	wedge	3,080	37,185
	brick	14,032			brick	14,032	
	beam	2,934			beam	2,934	
	rigid	6			rigid	54	
	spring	0			spring	10	
	all	42,549			all	42,736	
Fluid	thin shell	9,213	4,713	Fluid	thin shell	9,213	4,713
	triangle	9,213			triangle	9,213	
	quadrilateral	0			quadrilateral	0	
	all	9,213			all	9,213	



하루재를 둘러싸고 스케그를 거쳐 조타기갑판까지 수직으로 연장된 원통형 구조물이다. 스케그 하부를 중심으로 상부로는 강재, 하부로는 단조품으로 구성되어 있다.

Static model angle 10°				Dynamic model angle 10°			
	Element types	Number of elements	Number of nodes		Element types	Number of elements	Number of nodes
Structure	thin shell	44,401	61,040	Structure	thin shell	44,851	
	triangle	2,289			triangle	2,148	
	quadrilateral	42,112			quadrilateral	42,703	
	solid	20,344			solid	20,344	
	tetrahedron	96			tetrahedron	96	
	wedge	3,656			wedge	3,656	61,170
	brick	16,592			brick	16,592	
	beam	2,984			beam	2,984	
	rigid	6			rigid	54	
	spring	0			spring	30	
	all	67,735			all	68,263	
Fluid	thin shell	9,204	4,758	Fluid	thin shell	9,204	
	triangle	9,204			triangle	9,204	4 758
	quadrilateral	0			quadrilateral	0	4,750
	all	9,204			all	9,204	

Table 3 Number of elements and nodes at $10^{\,\circ}$

Table 4 Number of elements and nodes at 35°

Static model angle 35 ° 0				Dynamic model angle 35°			
	Element types	Number of elements	Number of nodes	45 F CH	Element types	Number of elements	Number of nodes
Structure	thin shell	22,446	37,195	Structure	thin shell	22,766	37,195
	triangle	1,586			triangle	1,586	
	quadrilateral	20,860			quadrilateral	21,180	
	solid	17,208			solid	17,208	
	tetrahedron	96			tetrahedron	96	
	wedge	3,080			wedge	3,080	
	brick	14,032			brick	14,032	
	beam	2,944			beam	2,944	
	rigid	6			rigid	54	
	spring	0			spring	52	
	all	42,604			all	43,024	
Fluid	thin shell	9,500	4,857	Fluid	thin shell	9,500	4,857
	triangle	9,500			triangle	9,500	
	quadrilateral	0			quadrilateral	0	
	all	9,500			all	9,500	



3.5.4 물성치

물성치는 강재파트, 합성섬유(Synthetic)계열(베어링)파트로 구분하였다.

모든 강재에 적용된 영계수(E) 및 푸아송비(v):

- E = 206,000 MPa
- $-\nu = 0.3$

합성 베어링의 영계수(E) 및 푸아송비(ν):

- E = 3,000 MPa
- $-\nu = 0.3$

3.5.5 허용응력

각각의 소재에 대한 허용 폰 미제스 응력(Von Mises stresses)은 Table 5와 같이 BV 선급규칙 [5,6]에 따라 계산하였다.



Table 5 Allowable Von Mises stress

Acc. to BV Pt.B Ch10, sec 1, 7.2.3	Allowable Von Mises stress				
Rudder blade	120 MPa				
Rudder stock, trunk, bearings	162.5 MPa				
Skeg, hull structure	191 MPa				
1945					

3.5.6 경계조건

경계조건은 Fig. 34와 같이 생략된 구조모델 경계(11번 프레임)에 All Fixed로 구속하였다.



Fig. 34 Boundary conditions



모든 구조물에 중력을 적용하였고 기준선에서부터 14m 까지는 부양력과 유체충격력을 적용 하였다.



유체충격력은 2장에서 유동해석결과로 얻은 압력을 유한요소 모델링에 매핑(mapping)하였다. 유체충격력이 다음 Fig. 36, 37과 같은 유동해석모델과 유한요소모델의 각각의 절점간에 전달 될 수 있도록 유의하였다.



Fig. 36 Fluid mesh - angle $0\,^\circ$





Fig. 37 Fluid mesh - angle 35°

3.5.8 조타기

조타기는 첨부 1의 도면 'ARRANGEMENT -Electro-hydraulic steering gear'를 참조하여 틸러 (Tiller)와 램(Ram)등 해석에 필요한 일부분만 모델링 하였다.

조타기는 보기대(seat)에 고정되며 보기대는 조타기갑판(Steering gear deck)에 고정된다. 따라 서 조타기갑판은 강체로, 램은 보로 치환하고 조타기갑판에 X,Y 변위만 허용하도록 설정하였 고 틸러는 구속없이 램과 강체연결로 설정하였다.



Fig. 38 Steering gear



3.5.9 연결부

Fig. 39와 40과 같이 타두재는 러더케리어의 디스크베어링(Disk bearing)과 맞닿으며 디스크베 어링은 러더케리어 상부에 설치된다. 러더케리어는 조타기갑판에 설치되며 타와 타두재의 하중 을 조타기갑판으로 분산시킨다. 이러한 상호작용을 고려하여 다음과 같이 설정하였다.

- 정해석 시 연결부의 각 부품은 비선형접촉요소(non-linear contact element)로 간주하였다.
- 그러나 실제로 연결부의 모든 부품이 접촉되지는 않으므로 동해석을 위해 스프링 모델로
 모델화 하였다.



Fig. 39 Vertical support and upper bearing





Fig. 40 Lower bearing



제 4 장 구조강도해석

타와 그 인접구조의 강도 평가를 위해 2, 3장에서 언급된 하중과 경계조건을 적용하여 정해 석을 수행하였다. 하중은 2장에서 유동해석결과로 얻은 압력을 유한요소 모델링에 매핑 (mapping)하였다. 타두재와 부시(Bush) 및 디스크베어링, 디스크베어링과 러더케리어등 타계 (Rudder system) 접촉부의 마찰은 합성베어링 개발사에서 권고하는 마찰계수인 0.05로 적용하 였다.

4.1 타각 0°

Fig. 41 ~ 43은 타각 0° 일때의 타의 변형량이며 타의 트레일링엣지 끝단부에 최대 변형이 발생하는 것을 확인할 수 있었다.



Fig. 41 Rudder angle 0° - Deformed model (scale factor deformation: 200)





Fig. 42 Rudder angle 0° - Deformed model (scale factor deformation: 200)



Fig. 43 Rudder angle 0° - Deformed model (scale factor deformation: 200)

Fig. 44 ~ 49는 베어링에 작용하는 압력과 접촉면적에 대한 해석결과 이다. Fig. 46과 47에서 는 타두재와 상부베어링(upper bearing)간에 접촉 면적과 작용 면압을 나타내며 해석결과와 같 이 접촉은 없는 것으로 확인할 수 있었다. Fig. 48과 49에서는 타두재와 하부베어링(lower bearing)간에 접촉 면적과 작용 면압을 나타내며 하부베어링 일부분에 접촉이 일어남을 확인할 수 있었다. 이는 타두재의 슬리브(Sleeve)와 하부베어링간에 국부적인 접촉이 발생하는 것으로 슬리브에 작용하는 압력은 Fig. 55에서 확인할 수 있다.





Fig. 44 Rudder angle 0° - Contact area between stock and disk bearing



Fig. 45 Rudder angle 0° - Contact pressure between stock and disk bearing





Fig. 46 Rudder angle 0° - Contact area between stock and upper bearing



Fig. 47 Rudder angle 0° - Contact pressure between stock and upper bearing





Fig. 48 Rudder angle 0° - Contact area between stock and lower bearing



Fig. 49 Rudder angle 0° - Contact pressure between stock and lower bearing

Fig. 50 ~ 59는 조타기갑판, 스케그등과 같은 구조물에 대한 폰미제스 응력 해석결과이며 최 대값은 Fig. 52와 같이 스케그의 후미부분에 나타나고 값은 35.8 MPa 이다.





Fig. 50 Rudder angle 0° – Von Mises stresses in steering gear deck



Fig. 51 Rudder angle 0° - Von Mises stresses in hull below steering gear deck





Fig. 52 Rudder angle 0° - Von Mises stresses in skeg



Fig. 53 Rudder angle 0° - Von Mises stresses in rudder blade (greater than 10 MPa)





Fig. 54 Rudder angle 0° - Von Mises stresses in skeg and rudder blade

다음 그림들은 타두재와 슬리브, 러더트렁크의 하부베어링 부분에 작용하는 응력 해석결과이 다.



Fig. 55 Rudder angle 0° - Von Mises stresses in rudder stock





Fig. 56 Rudder angle 0° - Von Mises stresses in lower bearing





Fig. 57 Rudder angle 0° - Von Mises stresses in upper bearing (greater than 10 MPa)



Fig. 58 Rudder angle 0° - Von Mises stresses in lower bearing (greater than 10 MPa)



4.2 타각 35° (port turn)

타각 35°일때의 타의 변형량은 Fig 59 ~ 61과 같다. 타각 0°때와 동일하게 타의 트레일링 엣지 끝단부에 최대 변형이 발생하는 것을 확인할 수 있었다.



Fig. 59 Rudder angle 35° Deformed model (scale factor deformation: 50)



Fig. 60 Rudder angle 35° - Deformed model (scale factor deformation: 50)





Fig. 61 Rudder angle 35° - Deformed model (scale factor deformation: 50)

Fig. 63 ~ 68은 타각 35°때 베어링에 작용하는 압력과 접촉면적에 대한 해석결과이다. 타각 0°때에 비해 접촉면적이나 면압이 상대적으로 높은 것을 확인할 수 있었다. 이는 유동해석시 타각 0°때 보다 35°때 더 큰 압력이 작용함에 기인한다.



Fig. 62 Rudder angle 35° - Area of contact between stock and disk bearing





Fig. 63 Rudder angle 35° - Contact pressure between stock and disk bearing



Fig. 64 Rudder angle 35° - Area of contact between stock and upper bearing





Fig. 65 Rudder angle 35° - Contact pressure in the upper bearing



Fig. 66 Rudder angle 35° - Area of contact between stock and lower bearing





Fig. 67 Rudder angle 35° - Contact pressure in the lower bearing

Fig. 69 ~ 79는 조타기갑판, 스케그등과 같은 구조물에 대한 폰미제스 응력분포를 나타낸다. 최대응력은 스케그 하부 내부재에서 나타났으며 값은 147.1 MPa 이다. (Fig. 72 참조). 선체구 조에 작용하는 폰 미제스 응력은 전체적으로 강재의 허용응력인 235 N/mm² 보다 낮음을 확인 할 수 있었다.



Fig. 68 Rudder angle 35° - Von Mises stresses in steering gear deck





Fig. 69 Rudder angle 35° - Von Mises stresses in hull below steering gear deck



Fig. 70 Rudder angle 35° - Von Mises stresses in skeg and rudder blade



Fig. 71은 타에 대한 폰 미제스 응력분포로 10MPa 을 초과하는 부분만 표시했으며 최대값은 러더허브(Rudder Hub)⁴⁾와 타를 연결해주는 2개의 횡방향 내부재에 나타났으며, 전반적으로 이 연결부와 주변에 응력이 집중됨을 확인할 수 있었다.



Fig. 71 Rudder angle 35° - Von Mises stresses in rudder blade (greater than 10 MPa)



⁴⁾ 비대칭전가동타 구성품 중 하나로 원통형 단조품이다. 타와 타두재를 연결하는 역할을 하며 타두재와 유압피팅(Hydraulic Fitting) 된다.



Fig. 72 Rudder angle 35° - Von Mises stresses in skeg

Fig. 73 ~ 77은 타두재와 베어링, 러더케리어등 연결부에 대한 폰 미제스 응력 해석결과 값이 다. 타두재의 폰 미제스응력 최대값은 116MPa이며 슬리브상단부에 나타나는 것을 확인할 수 있었다.



Fig. 73 Rudder angle 35° - Von Mises stresses in rudder stock

러더케리어의 폰 미제스응력 최대값은 35MPa이며(Fig. 74) 선체구조와의 연결부에 국부적으



로 나타남을 확인할 수 있었다. Fig. 75는 상부베어링과 러더케리어, 타두재, 틸러의 폰 미제스 응력분포이며 10MPa 을 초과하는 부분만 나타냈다. 전반적으로 응력이 선체와 각 파트별 로 잘 분산됨을 확인할 수 있었다.



Fig. 75 Rudder angle 35° - Von Mises stresses in upper bearing (greater than 10 MPa)

러더트렁크 하부베어링부의 폰 미제스응력 최대값은 약 100MPa이며 허용응력값을 초과하지 않는 것을 확인할 수 있었다. 또한 실제 운항 중에는 유동해석조건 (타각 35°, 최대 선속)과



같은 경우가 발생할 수 없으므로 이를 감안하였을 때 하부베어링부에 작용하는 면압은 해석치 를 하회할 것으로 추정되므로 설계가 타당하다고 판단하였다. Fig. 77은 타두재, 러더트렁크의 폰 미제스응력분포로 10MPa 을 초과하는 부분만 나타냈다. 전반적으로 응력이 각 파트별 로 잘 분산됨을 확인할 수 있었다.



Fig. 76 Rudder angle 35° - Von Mises stresses in upper bearing (greater than 10 MPa)



Fig. 77 Rudder angle 35° - Von Mises stresses in lower bearing (greater than 10 MPa)



제 5 장 동해석

동해석을 통해 타와 그 인접구조의 진동을 해석하고 공진의 위험을 확인하고자 본 해석을 수행하였다.

5.1 베어링의 등가강성(Equivalent stiffness)

일반적으로 사용되었던 티모센코 축 이론으로는 타두재와 같은 균일한 단면에 다단 같은 불 연속한 면이 발생하거나, 요소 결합 시 큰 각변화로 결합면에 불연속면이 발생하게 되더라도, 이런 국부적 변화에 대해 효율적으로 모델링 하고 계산에 어려운 점이 있다. 즉 균일한 단면 요소의 임의 위치에서 발생한 국부적인 불연속면으로 인하여 응력이 집중되고, 이에 따라 나타 나는 전체 구조물의 국부적 강성 저하 효과를 기존의 방식으로는 효율적으로 고려하지 못하고 있다는 것이다[7,8]. 따라서 본 연구에서는 이런 오차에 대하여 국부적 유연성을 이용한 기존의 방법과는 달리 국부적 강성의 변화에 따른 응력 집중에 대한 현상을 선형의 스프링 요소로 모 델링하는 등가 스프링 모델링 방법으로 해석을 수행 하였다[9].

먼저 베어링의 등가강성은 4장의 정해석의 결과를 통해 얻었다. 베어링의 접촉면은 가능한 한 정확히 구현하기 위해 등가강성을 각각의 스프링으로 나누었다. 그리고 베어링 소재인 합성 섬유수지의 변형량을 고려하여 스프링의 등가강성을 설정하였으므로 베어링 없이 타두재의 상 하부 슬리브와 러더케리어, 러더트렁크 사이를 스프링으로 연결하였다.

타두재는 러더케리어에 의해 지지되며 이 지지면에 디스크 베어링이 위치한다. 타두재는 디 스크 베어링위에서 원주방향운동을 하므로 이를 구현하기위해 타두재와 디스크베어링의 접촉 면을 구속하되 원주방향 운동이 가능하도록 설정하였다.

다음 그림들은 각 베어링과 하우징(상부 베어링은 러더케리어, 하부 베어링은 러더트렁크) 별 스프링의 격자모델링이다.



Fig. 78 Equivalent springs in the lower bearing - Rudder angle $0\,^\circ$



Fig. 79 Equivalent springs in the bearings - Rudder angle 35°

5.2 고유진동수와 모드형상

5.2.1 타각 0°

Fig. 80 ~ 83은 타각 0°때의 고유진동수 해석결과이며 해석의 신뢰성을 높이기 위해 4차모 드까지 수행하였다. 해석결과 1차모드 2.27 Hz, 2차모드 4.14 Hz, 3차모드 5.26 Hz, 4차모드


7.68 Hz.로 나타났으며 고유진동수(10.68 Hz)와 추진기의 1차조화주파수 간 공진의 위험은 없는 것을 확인할 수 있었다.









Fig. 81 Rudder angle 0° - 2nd mode - f = 4.14 Hz





Fig. 82 Rudder angle 0° – 3rd mode – f = 5.26 Hz





Fig. 83 Rudder angle 0° - 4th mode - f = 7.68 Hz

5.2.2 타각 35°

Fig. 84 ~ 87은 타각 35°때의 고유진동수 해석결과이다. 해석결과 1차모드 2.73 Hz, 2차모드 5.03 Hz, 3차모드 5.72 Hz, 4차모드 9.77 Hz.로 나타났으며 고유진동수(10.68 Hz)와 추진기의 1 차조화주파수 간 공진의 위험은 없는 것을 확인할 수 있었다.





Fig. 84 Rudder angle 35° - 1st mode - f = 2.73 Hz





Fig. 85 Rudder angle 35° - 2nd mode - f = 5.03 Hz





Fig. 86 Rudder angle 35° - 3rd mode - f = 5.72 Hz





Fig. 87 Rudder angle 35° - 4th mode - f = 9.77 Hz

5.3 과도응답

과도응답법을 사용하여 강제진동(forced vibration)에 대한 응답해석을 수행하였다. 타와 스케 그, 그리고 인접구조물에는 2장에서 수행한 유동해석의 결과를 적용하였으며 감쇠계수(임계 감



5.3.1 타각 0°

동해석 결과 나타난 응력 분포는 4장의 정해석 결과와 유사한 경향을 보였다. Fig. 92와 같이 스케그의 선미부분에 최대응력(36.9 MPa)이 작용함을 확인할 수 있었다. (정해석 결과는 35.8 MPa).



Fig. 88 Rudder angle 0° - Von Mises stresses in the structure



Fig. 89 Rudder angle 0° - Von Mises stresses in the structure





Fig. 90 Rudder angle 0° - Von Mises stresses in skeg and rudder blade



Fig. 91 Rudder angle 0° - Von Mises stresses in skeg and rudder blade





Fig. 92 Rudder angle 0° - Von Mises stresses in skeg



Fig. 93 Rudder angle 0° - Von Mises stresses in skeg and rudder blade





Fig. 94 Rudder angle 0° - Von Mises stresses in rudder blade

Fig. 95, 96은 타두재에 대한 폰 미제스 응력의 분포이며 슬리브 상에 몇몇 포인트를 제외하 고는 30 MPa을 넘지 않는 것을 확인할 수 있었다. 30 MPa을 초과하는 부분은 스프링의 국부 영향으로 인해 응력이 증가한 것으로 판단된다. 정해석은 모든 접촉면에 하중이 분포되지만 동 해석은 스프링의 도움으로 하중이 전달되므로 스프링연결부에 응력이 집중될 수밖에 없다. 따 라서 동일한 하중을 적용하였더라도 스프링으로 연결된 입체요소에 작용하는 응력은 앞서 수 행한 정해석 결과 값에 비해 더 클 수밖에 없다.





Fig. 95 Rudder angle 0° - Von Mises stresses in rudder stock





Fig. 96 Rudder angle 0° - Von Mises stresses in rudder stock

러더케리어의 상부베어링 부분은 타두재와의 직접적인 접촉면이 없으므로 작용하는 응력이 낮으며 상대적으로 직접적인 접촉이 일어나는 디스크베어링부분에 최대응력이 작용하는 것을





Fig. 97 Rudder angle 0° - Von Mises stresses in the upper bearing

러더트렁크에도 앞서 타두재에서 설명한 것과 같은 현상이 나타났다. 스프링연결로인해 베어 링의 몇몇 지점의 응력이 증가한 것을 확인할 수 있었다.



Fig. 98 Rudder angle 0° - Von Mises stresses in the lower bearing



본 응답해석을 통해 스프링으로 연결된 요소를 제외한 나머지 구조에 작용하는 응력의 분포 는 정해석 결과와 동일한 경향을 나타남을 확인할 수 있었다.

5.3.2 타각 35°

타각 0° 해석과 마찬가지로 타각 35° 동해석 결과 나타난 응력 분포 또한 4장의 정해석 결과와 유사한 경향을 보였다. 정해석 결과와 같이 스케그 내부재의 바닥부에 최대응력이 작용하였으며(정해석 결과는 162 MPa) 구조 전반적으로 작용하는 응력은 BV 선급규칙에서 요구하는 허용등가응력보다 낮은 것을 확인할 수 있었다.



Fig. 99 Rudder angle 35° - Von Mises stresses in the structure



Fig. 100 Rudder angle 35° - Von Mises stresses in the structure





Fig. 101 Rudder angle 35° - Von Mises stresses in the steering gear deck



Fig. 102 Rudder angle 35° - Von Mises stresses in hull below steering gear deck



Fig. 103 Rudder angle 35° - Von Mises stresses in skeg





타에 작용하는 최대 응력 값은 82.9 MPa이며 BV 선급규칙에 따라 계산된 허용응력 값인 120 MPa 보다 낮게 나타났다. 최대 응력은 러더허브와 조립되는 수평부재에 나타났으며 타에 작용 하는 응력분포는 마찬가지로 정해석 결과와 유사한 경향을 보였다.





Fig. 105 Rudder angle 35° - Von Mises stresses in rudder blade

Fig. 106 ~ 108은 타두재에 대한 폰 미제스 응력의 분포이며 타각 0°때와 마찬가지로 슬리 브 상에 몇몇 포인트를 제외하고는 30 MPa을 넘지 않는 것을 확인할 수 있었다. 30 MPa을 초 과하는 부분은 스프링의 국부영향으로 인해 응력이 증가한 것으로 판단된다. 앞서 설명한 것과 같이, 동해석은 스프링의 도움으로 하중이 전달되므로 스프링 연결부에 응력이 집중될 수밖에



없다. 따라서 동일한 하중을 적용하더라도 스프링으로 연결된 입체요소에 작용하는 응력은 앞 서 수행한 정해석 결과 값에 비해 더 클 수밖에 없으며 반드시 정해석 결과와의 비교를 통해 실제 작용하는 응력 값을 추정해야 타당하다.

Fig. 107과 108은 슬리브 안쪽 타두재에 작용하는 응력분포를 나타낸 것이다.



Fig. 106 Rudder angle 35° - Von Mises stresses in rudder stock with sleeves





Fig. 107 Rudder angle 35° - Von Mises stresses in rudder stock without sleeves





Fig. 108 Rudder angle 35° - Von Mises stresses in rudder stock without sleeves

다음 Fig. 109, 110은 러더케리어와 러더트렁크의 베어링부에 대한 폰 미제스 응력분포로, 앞 서 설명한 것과 같이 스프링연결요소에 최대응력이 작용함을 확인할 수 있었다. 특히 러더트렁 크의 경우 최대응력값은 140 MPa로 허용응력인 162.5 MPa를 초과하지 않는 것을 확인할 수 있었다.



Fig. 109 Rudder angle 35° - Von Mises stresses in the upper bearing





Fig. 110 Rudder angle 35° - Von Mises stresses in the lower bearing





제 6 장 결론

본 연구에서는 13000 TEU급 대형 컨테이너선에 장착되는 비대칭전가동타와 그 인접구조에 대한 구조강도 해석을 실시하였다. 구조강도 및 과도응답해석에 사용한 하중은 유동해석을 통 해 얻은 결과를 적용하였으며 강도허용기준은 BV 선급규칙에 따라 계산된 값들로 설정하였다. 유동해석은 타각 0도, 10도, 35도 조건으로 실시하였으며 적용 선속은 최대선속으로 설정하였 다.

먼저, 해석결과를 다음 Table 5와 같이 요약해보았다.

Item		Allowable Stress	Analyzed stress			
		according to BV class rule	Static		Dynamic	
Rudder Blade		120 1945	0° /	32.2	0°	25.9
			35°	81.2	35°	82.5
Rudder Stock		162.5	0°	29.7	0°	30.6
			35°	116.2	35°	85.2
Rudder Carrier		162.5	0°	24.8	0°	35.8
			35°	35.6	35°	54.3
Rudder Bearing	Upper	10	0°	2.97	0°	4.51
			35°	5.99	35°	5.83
	Lower		0°	5.71	0°	7.40
			35°	9.69	35°	9.71
	Disk		0°	5.15	0°	6.36
			35°	9.97	35°	8.36
Hull structure		191	0°	35.8	0°	36.9
including Skeg			35°	147.1	35°	162.0
Rudder Trunk		191	0°	29.5	0°	23.6
			35°	100.7	35°	141.0

Table 5 Deviation between class-rule requirements and analysis result

(Unit : MPa)

타와 그 인접구조의 응력분포는 정해석과 동해석 모두 동일한 경향을 보였으며 작용하는 응 력 또한 대동소이하고 모두 BV 선급에서 요구하는 허용응력기준을 초과하지 않는 것을 확인할 수 있었다. 실제로 운항중인 선박에서 타각을 35°로 조타할 경우, 타각이 증가함에 따라서 저



항도 증가되므로 선속은 자연히 낮아지게 된다. 이로 인해 타각이 35°일 때 선박은 최대선속 을 유지할 수 없지만 해석의 신뢰성을 높이기 위해 타각 35°시 최대선속으로 유동해석을 수 행하였으며 그 조건이 가혹한 수준임에도 불구하고 구조강도해석결과 폰 미제스 응력 값이 전 반적으로 선급에서 요구하는 허용응력을 넘어서지 않기 때문에 구조강도상 안전하다고 판단된 다.

본 논문에서 언급된 허용응력은 선급규칙에 따라 계산된 값이며 주요 상수인 타력(Rudder force)과 타토크(Rudder torque) 또한 선급경험식에 의거하여 계산되었다. 따라서 본 논문에서 지표로 삼은 허용응력의 정확한 값은 실선계측 등을 통한 검증이 필요할것으로 판단된다.

실선계측 방법에 대해서는 여러 연구들이 진행되고 있으며, 최근 발표된(임정호등, 2011) 전 가동타의 실선계측방법을 적용하여 실선에 게이지(gauge)를 설치하고 실제 계측치와 CFD에 의 해 산출된 타력과 타토크를 비교하여[10] 본 연구의 검증작업 수행에 활용할 수 있을 것으로 판단된다.





감사의 글

본 논문이 완성되기까지 어려운 환경 속에서도 불구하고 학문적인 충고와 헌신적으 로 지도를 해주시고 아울러 항상 따뜻한 배려를 해 주신 우종훈 지도 교수님께 진심으 로 감사를 드립니다.

바쁘신 와중에 논문심사를 맡아주신 한국해양대학교 이상갑 교수님과 이승재 교수님 께 진심으로 감사를 드리며 아울러 시간을 내시어 논문검토를 해주신 송인행 교수님께 도 진심으로 감사드립니다.

산업체에 근무하면서도 본 학위과정을 마칠 수 있도록 배려해 주신 한국해양대학교 당국에도 깊은 감사를 드리며, 아울러 본 과정을 원만히 마칠 수 있도록 도움을 주신 대우조선해양 축타설계그룹 여러분께 깊은 감사를 드립니다.





참고문헌

[1] 최정은, 김정훈, 이홍기, 박동우, 2010, 전가동타와 비대칭타의 유체동역학적 특성 및 속도성능. 대한 조선학회논문집, 47(2), pp. 163-177

[2] 조선기술, Society of Naval Architects of Korea, 2011

[3] 정재환, 백동근, 윤현식, 김기섭, 백부근, 2013 프로펠러 회전류에서 작동하는 방향타의 받음각 특성 연구. 대한조선학회논문집, 50(6), pp. 421-428

[4] 공도성, 한재문, 유재문, 2002, 선미 후류에서 작동하는 혼타의 압력분포에 관한 연구. 대한조선학회 논문집, 39(2), pp.1-10.

[5] Bureau Veritas, 2014, Rules for the Classification of Steel Ships Part B, Chapter10, section 1, Rudders.

- [6] Bureau Veritas, 2014, Rules for the Classification of Steel Ships Part B, Chapter10, appendix 1, Criteria for Direct Calculation of Rudder Loads.
- [7] 홍성욱, 최성환, 이종원, 2003, 열린 균열이 있는 일반 회전체계의 동적 모델링 및 해석. 한국소음진 동공학회지, 13(4), pp. 290-299.
- [8] 홍성욱, 이용덕, 김만달, 2003, 다단 보 구조에서의 티모센코 보 유한요소 모델링 오차분석 및 개선. 한국정밀공학회지, 20(10), pp. 199-207.
- [9] 최성환, 2004, 등가 스프링 요소를 이용한 다단 회전체의 효율적인 동적 모델링 방법에 관한 연구. 금오공과대학교 산업대학원.
- [10] 임정호, 박경락, 옥유관, 2011, Rudder Torque 및 Force 실선 계측 Method. 대한조선학회 특별논문 집, pp. 1-4



Bibliography

- German Lloyd Department NES, 2007, Strength, Fatigue & Vibration Analysis for the Twisted Rudder of 13000 TEU CV.
- Guermeur F., Andreau C., 2009, Calculations of full spade rudder.
- 신재철, 2006, 강바닥판의 스캘럽-다이아프램 설치 유무에 따른 교차부-컷아웃부 응력집중. 한국강구조 학회논문집, 18(3), pp.289-299.
- 김문찬, 이언식, 변태영, 2008, 유전자 알고리즘을 이용한 컨테이너선을 위한 침식예방용 최적방향타 단 면 설계, 대한조선학회논문집, 45(4), pp.403-410.
- 최정은, 김정훈, 이홍기, 박동우, 2010, 전가동타와 비대칭타의 유체동역학적 특성 및 속도성능. 대한조선 학회논문집, 47(2), pp.163-177.
- 김두동, 이영길, 2011, 선체-추진기와 고양력 혼타의 상호작용에 관한 연구. 대한조선학회논문집 48(4), pp.346-356.
- 안경수, 2012, 비대칭 전가동타를 갖는 대형 컨테이너 운반선의 조종성능 해석. 서울대학교
- 김연규, 김선영, 김성표, 이석원, 2004, 타의 종류에 따른 컨테이너선의 조종성능 특성 연구. 대한조선학 회논문집, 41(5), pp.28-33.
- 부경태, 한재문, 송인행, 신수철, 2004, FLUENT 코드를 이용한 타 단면의 점성 유동 해석. 대한조선학회 논문집, 40(4), pp.30-36



Appendix

STERN FRAME





RUDDER CONSTRUCTION





RUDDER STOCK





RUDDER CARRIER



