

G/T 250톤 카페리선 축계의 동특성에 관한 고찰

† 강병모 · 고재용* · 서광철*

† 목포해양대학교 대학원 시스템공학과, *목포해양대학교 조선해양공학과 교수

요 약 : 유한요소법을 이용하여 카페리선 제작 시 축계의 제작 및 강도의 문제를 Campbell Diagram 및 Modal 해석을 통한 동특성 분석을 하였다. 이를 통하여 양방향 차도선의 추진 방향 및 후진 방향 축계 작동 시 공진 현상 및 위험속도를 분석 결과 안정성을 보인 것으로 판단 된다.

핵심용어 : 카페리선, 축계, 동특성, 캠벨다이아그램, 모달해석

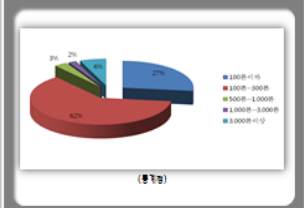
연구배경

수도시간 운항시간 30분 이하 항로 106개 58%로 가장 높음
 수편익성 고려한 소규모 항로의 양방향 카페리선 개발 필요
 수연안객은 선박현황 100~300톤급 주류 이동
 수장은 수심의 연안이 많아 경량화된 양방향 카페리선 추진축계 연구 필요

항로에 따른 운항 시간



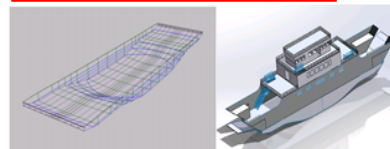
카페리선 선박 규모



목포 해양대학교 대학원 해양시스템공학과 조선해양공학전공

4

적용 선박 및 축계



주요 제원

LPP	28.000 M
LWL	35.087 M
BEAM	10.000 M
DRAFT	2.000 M
LCB	0.000 %
SPEED	6.00 KTS
G/T	250 TON

부재 재료

DESCRIPTION	Material
1 PROPELLER WITH CAP	AL6063
2 ROPE GUARD	STEEL
3 BEARING STOPPER	HBSCL
4 BEARING	WENNUMGATE
5 STERN TUBE	SC1-STPG
6 PROPELLER SHAFT	ST5304
7 INTER SHAFT	SF45
8 COUPLING	SF45
9 PACKING	COTTON
10 PACKING GUANO	HBSCL

재료 물성치

Mat.	Tensile strength (MPa)	Yield strength (MPa)	Elongation (%)	Hardness
SP46	688	400	26.2	180
SUS304	620	380	70	85
HBSCL	480	180	10	100
STPG	412	245	25	40

목포 해양대학교 대학원 해양시스템공학과 조선해양공학전공

5

국내 · 외 연구동향

Minchev, 2011 Hamburg, Germany, June 2011

Double-Ended Ferries – Propulsive Performance Challenges and Model Testing Verification



Example of feathered FWD propeller



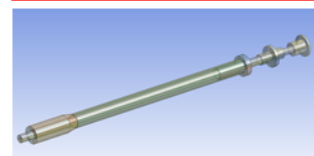
75 m, 66 car & 522 pax. Capacity FERRY BOAT

44 m, 33 car & 106 pax. Capacity FERRY BOAT

목포 해양대학교 대학원 해양시스템공학과 조선해양공학전공

5

KR 2015을 적용한 Rule Scantling – (1편 3장. 4장)



프로펠러 직경

$$d_p = F \times K_1 \sqrt{\frac{P}{n} \times \frac{550}{(T+160)}} \text{ (mm)}$$

F : 100
 K₁ : 1.0
 P : 기원의 연속회전력(축)의 축출력 (kw)
 n : 축의 연속회전력(축)의 회전수 (rpm)

추력축 직경

$$d_s = 100 \times K_2 \sqrt{\frac{P \times 560}{(T+160)}} \text{ (mm)}$$

K₂ : 1.25
 P : 기원의 연속회전력(축)의 축출력 (kw)
 n : 축의 연속회전력(축)의 회전수 (rpm)

비틀림 진동 응력

$$f_1 = \frac{T_1 + 160}{18} C_1 C_2 (3 - 2\lambda^2) \text{ (E, 0.8ks0.9)}$$

$$f_1 = 1.38 \frac{T_1 + 160}{18} C_1 C_2 \text{ (E, 0.9ks1.05)}$$

Rule 지정 최소 직경

추력축 직경	프로펠러 직경
88,49 mm	113,279 mm

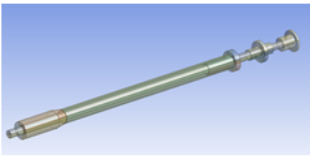
목포 해양대학교 대학원 해양시스템공학과 조선해양공학전공

10

† 교신저자 : 종신회원, tgjeong@hhu.ac.kr

* 종신회원, tgj@chol.com

KR 2015을 적용한 Rule Scantling - 15편 3장, 4장



비틀림 진동 응력

$$r_1 = \frac{T_s + 160}{18} C_s C_d (3 - 2\lambda^2) \quad (\text{단, } 0.5 \leq \lambda \leq 0.9)$$

$$r_1 = 1.38 \frac{T_s + 160}{18} C_s C_d \quad (\text{단, } 0.9 \leq \lambda \leq 1.05)$$

프로펠러 직경

$$d_p = F \times K_s \sqrt{\frac{P}{N} \times \frac{560}{(T+160)}} \quad (\text{mm})$$

F: 1.00
K: 1.0
P: 기준의 전속력(원동기 출력) (kW)
N: 축의 전속력(원동기)의 회전수 (rpm)

추력축 직경

$$d_s = 100 \times K_s \sqrt{\frac{P}{N} \times \frac{560}{(T+160)}} \quad (\text{mm})$$

K: 1.23
P: 기준의 전속력(원동기 출력) (kW)
N: 축의 전속력(원동기)의 회전수 (rpm)

Rule 지정 최소 직경

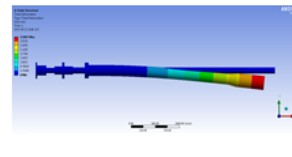
추력축 직경	프로펠러 직경
88.49 mm	113,279 mm

목포 해양대학교 대학원 해양시스템공학과 조선해양공학전공

10

축치짐 경계조건 및 해석 결과

유한요소 해석 결과



축적	Stern tube Deformation	Stern tube Equivalent Stress	Inter shaft Deformation	Inter shaft Equivalent Stress
100%	3.1867mm	19.173MPa	0.01mm	8.9379MPa
80%	3.1867mm	19.173MPa	0.01mm	8.9379MPa
50%	3.1867mm	19.173MPa	0.01mm	8.9379MPa
70%	3.1867mm	19.173MPa	0.01mm	8.9379MPa

Campbell Diagram

Point	Critical Speed (rpm)	Hz
1 (110mm)	592,15	9.8691
2 (112,5mm)	612,73	9.9289
3 (115mm)	634,33	9.9388
4 (117,5mm)	654,51	10.309

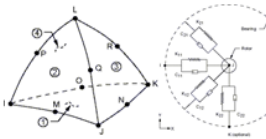
추력 축 프로펠러 축

두께	90 mm	117 mm
재질	SF-45	STS 304

목포 해양대학교 대학원 해양시스템공학과 조선해양공학전공

16

해석 조건 및 모델링



SOLID187

COMBI 214

Nodes
3,007,119

Element
1,968,447

이 모델은
물리학적 해석을 위한 유한요소 해석 소프트웨어를 사용하여
구조물 해석을 위한 유한요소 해석을 수행합니다.
이 모델은 유한요소 해석을 위한 유한요소 해석을 수행합니다.

COMBI 214 Element Description

- *Cross coupling 2D spring / damper terms
- *REAL constants are stiffness and damping coefficients
- *REAL constants can be table parameters varying with spin velocity

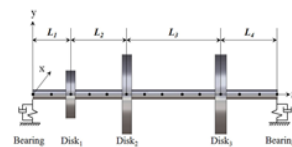
SOLID187 Element Description

- 높은 차 수 3D 요소 적합
- 10node
- 변위 동작
- 소성 탄성체, 응력 보강, 처짐 대항 변형, 비압축성, 탄소성 재료 변형, 비압축성 고 탄성 재료

목포 해양대학교 대학원 해양시스템공학과 조선해양공학전공

12

신뢰성 검증-Lalanne's model



Lalanne's 로터 동적 해석 검증 모델 사용

- 균일한 축 두께, 반경, 질량 서로 다름
- 3개의 원형 디스크 일정 하지 않은 위치
- 검증모델 회전속도 25,000rpm

INSA (프랑스 대표 공대 그룹)에서

• 대표 저작
Rotor Dynamics Prediction in Engineering

• 논문
Instability and Unbalance Response of Dissymmetric Rotor-Bearing Systems
(J. Vib. Acoust. 1988; 110(3):288-294)

Influence of Axial Thrust Bearing on the Dynamic Behavior of an Elastic Shaft: Coupling Between the Axial Dynamic Behavior and the Bending Vibrations of a Flexible Shaft
(J. Vib. Acoust. 2000; 123(2):145-149)

Dynamic Behavior of a Counter-Rotating Multirotor Air Turbine Starter
(ASME Proceedings Article No. 24, 1993)

Use of the Campbell Diagram in Rotor Dynamics / Lalanne, M., Ferraris, P.
PROCEEDINGS OF THE ASME DESIGN ENGINEERING TECHNICAL CONFERENCE, DE-VOL 64-4, ASME 1993

Prediction of the Frequency and Time Responses of Composite Structures: Applications to Sails / Union
ASME PUBLICATIONS-DE VOL 64-4, ASME 1993

목포 해양대학교 대학원 해양시스템공학과 조선해양공학전공

13

축치짐 경계조건 및 해석 결과

Boundary Condition

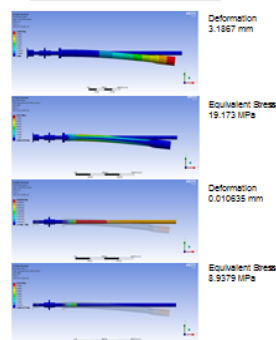


Result

축적	Stern tube (ANYS)	추력축 (RULE)	추력축 (ANYS)	프로펠러축 (RULE)	프로펠러축 (ANYS)
100%	10.173	86.287	16.818	20.2716	18.678

축적	Stern tube Deformation	Stern tube Equivalent Stress	Inter shaft Deformation	Inter shaft Equivalent Stress
100%	3.1867mm	19.173MPa	0.01mm	8.9379MPa

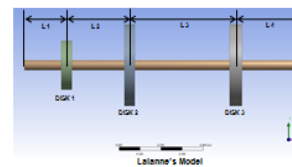
Solution



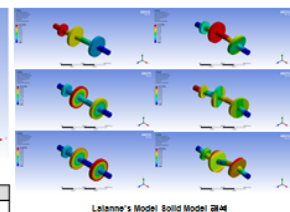
목포 해양대학교 대학원 해양시스템공학과 조선해양공학전공

15

신뢰성 검증-Lalanne's model



DIRK	DIRK 1	DIRK 2	DIRK 3
길이 (m)	0.08	0.08	0.08
질량 (kg)	0.12	0.02	0.02
중심	L1	L2	L3
회전속도 (rpm)	0.2	0.2	0.2
회전속도 (rpm)	0.08	0.08	0.08

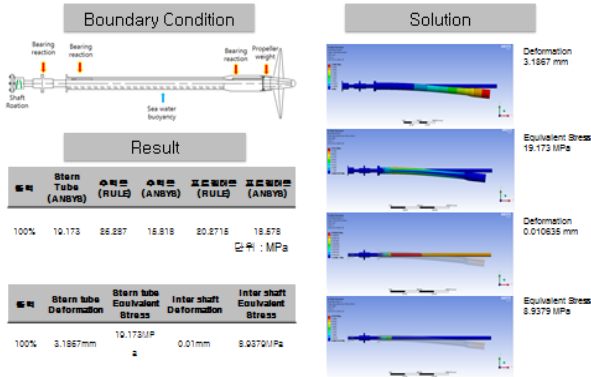


순서	비동적 모델		오차 (%)
	고유진동수 (Hz)	비동적 모델	
1차 비동적	51.33	56.379	1.79
1차 동적	67.22	67.642	0.52
2차 비동적	158.01	154.792	2.04
2차 동적	194.08	192.491	0.3
3차 비동적	248.82	235.069	5.53
3차 동적	404.6	406.143	0.38

목포 해양대학교 대학원 해양시스템공학과 조선해양공학전공

14

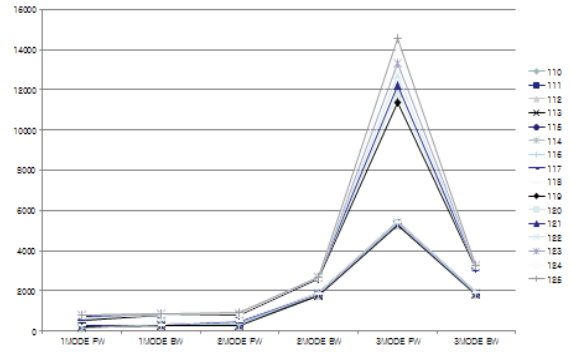
축처짐 경계조건 및 해석 결과



목포 해양대학교 대학원 해양시스템공학과 조선해양공학전공

15

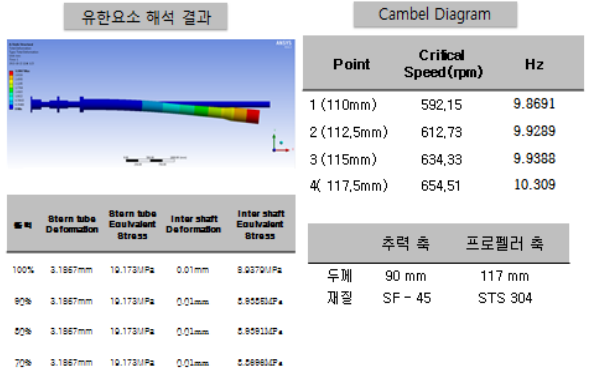
모드해석 (Total deformation 분석)



목포 해양대학교 대학원 해양시스템공학과 조선해양공학전공

18

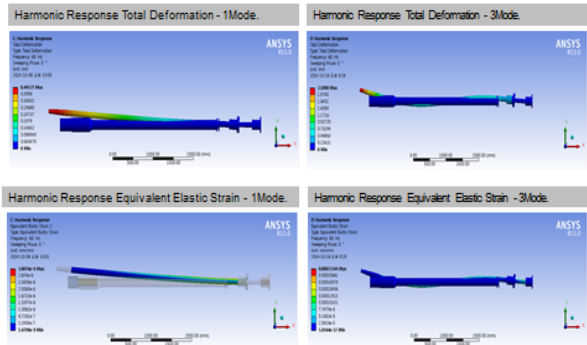
축처짐 경계조건 및 해석 결과



목포 해양대학교 대학원 해양시스템공학과 조선해양공학전공

16

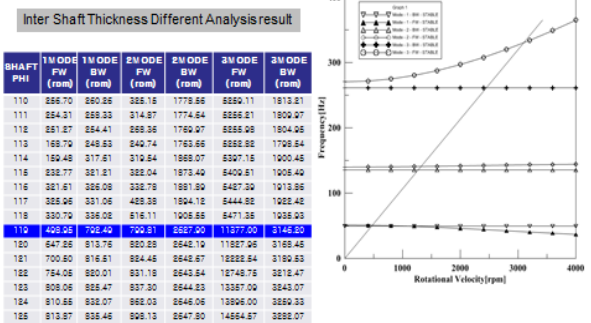
주파수 응답해석 (Deformation, Frequency Response, Phase Response)



목포 해양대학교 대학원 해양시스템공학과 조선해양공학전공

21

모드해석 (Total deformation 분석)



목포 해양대학교 대학원 해양시스템공학과 조선해양공학전공

17