

상반회전 프로펠러 축계 실용화를 위한 기초 연구

신상훈, 이승민*, 임채환
경운대학교 항공기계공학과

A Basic Study for the Application of the Shafting System for the Contra-Rotating Propeller

Sang-Hoon Shin, Seung-Min Lee*, Chae Whan Rim
Department of Aero Mechanical Engineering, Kyungwoon University

요약 프로펠러에 의해 생성된 회전 유동에 의한 손실된 에너지를 일부라도 회복시킨다면 추진효율을 증가시킬 수 있고 선박의 운항에 필요한 연료 소모를 줄일 수 있다. 이러한 목적을 위해 설치되는 장비를 에너지저감 장치라고 하며, 이 중 추진효율을 가장 증대시키는 장치 중 하나가 상반회전 프로펠러 시스템이다. 대형 선박에 상반회전 프로펠러를 장착하기 위해서 우선 해결해야 할 과제는 저널 베어링에 발생하는 평균 압력이 선급 요구 조건을 만족하는 것인데, 국내에서는 현재 이 단계를 극복하지 못해 실용화가 이루어지지 않고 있다. 그 다음 단계는 국부 압력도 낮추어 신뢰성을 높이는 것이다. 본 연구에서는 첫 단계인 평균 압력 문제를 해결하기 위해 상반회전 프로펠러 장착 대상 선박으로 축계의 중량을 줄일 수 있는 선미 형상이 짧은 정유운반선을 선정하였고, 이에 적합한 축계 설계안을 제시하였다. 제시안에 대해 축계 해석을 수행한 결과, 선박에 주로 사용되는 저널 베어링 라이닝 재질(화이트메탈)에 대한 선급 요구 설계기준인 평균 면압 0.8 MPa(8 bar)를 만족함을 확인하였으며, 다음 단계인 국부 압력 감소의 필요성도 확인하였다.

Abstract If the lost energy produced by a propeller can be partially recovered, the propulsive efficiency can be increased, and the fuel consumption reduced. The devices installed for this purpose are called Energy Saving Devices, of which the Contra-Rotating Propeller system is one of the most effective devices. The first problem to be solved to install the Contra-Rotating Propeller system on a large ship is that the mean pressure generated in the journal bearing needs to meet the design criteria of the classifications. In Korea, however, the practical use is being delayed because it cannot overcome this step. The next step is to lower local pressure to increase the reliability. In this study, to solve the mean pressure problem as the first step of practical use, a product carrier with a short stern shape was selected to reduce the weight of the shafting system, and a suitable shafting-system design plan was proposed. Shaft analysis confirmed that the mean pressure of 0.8 MPa (8 bar), which is a design criterion of the classifications for a journal bearing lining material (white metal), was satisfied. In addition, the necessity of reducing the local pressure was also confirmed.

Keywords : Energy Saving Devices, Contra-Rotating Propeller, Mean Pressure, Local Pressure, Shaft Analysis, White Metal

*Corresponding Author : Seung-Min Lee(Kyungwoon Univ.)

email: acemin@kw.ac.kr

Received April 27, 2020

Accepted July 3, 2020

Revised May 21, 2020

Published July 31, 2020

1. 서론

국제해사기구(IMO)의 새로운 선박 황산화물 배출 규제가 2020년 1월부터 발효됨에 따라, 고가의 저유황유 소비를 줄이기 위한 에너지저감 장치(Energy Saving Devices, ESD) 관련 연구[1-3]가 활발히 진행 되고 있다.

선박의 프로펠러는 회전에 의해 추력을 발생시킴과 동시에 프로펠러 후면에 회전 유동(rotational flow)을 생성한다. 이러한 회전 유동은 추력에 기여하는 바가 없고 오히려 에너지 손실만 초래하고 있다. 손실된 에너지를 일부라도 회복시킨다면 추진효율(propulsive efficiency)을 증가시킬 수 있고 선박의 운항에 필요한 연료 소모를 줄일 수 있다. 이러한 목적을 위해 설치되는 장비를 에너지저감 장치라고 하며, 이 중 추진효율을 가장 증대시키는 장치 중 하나가 상반회전 프로펠러(Contra-Rotating Propeller, CRP) 시스템이다[4,5].

상반회전 프로펠러(CRP)는 대표적인 고효율 추진 장치로서 동심 축 상의 전후 방향으로 설치된 프로펠러에 의해 추력이 발생하는 복합 추진 장치로 서로 반대 방향으로 회전하는 두 후류의 중첩으로 회전에너지의 손실을 최소화하여 전체적인 추진효율을 향상시킨다. 부가적인 장점으로서는 선박의 직진 성능 개선과 소음, 진동의 감소 효과를 들 수 있다. Fig. 1은 일반적인 프로펠러에 대한 CRP의 효율을 나타내는 그림이다. 저속에서는 약 16%, 고속에서는 약 9%의 효율 향상을 보여주고 있다.

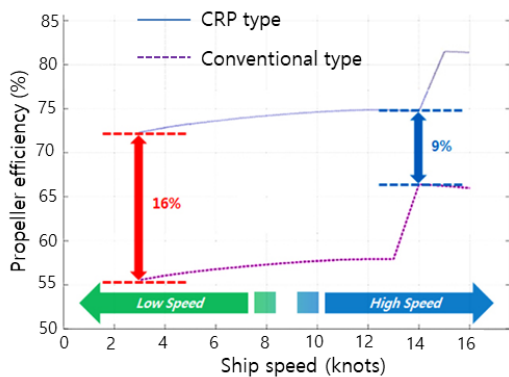


Fig. 1. Propeller efficiency improvement of CRP type (quoted from MAST Europe 2009)

상반회전 풍차 시스템의 효율성 및 우수성을 입증하기 위한 연구[6]를 비롯하여 선박의 CRP에 대해서는 모형 시험, 성능추정 및 향상, 계측 관련 연구 등이 비교적 활

발히 진행되어 왔다[7-12]. 하지만, 이를 지지하는 축계와 베어링에 대한 연구는 미흡한 실정이며 국내에서는 아직 CRP를 대형 선박에 장착하여 건조한 경험도 없다.

CRP 시스템은 두 개의 프로펠러와 두 개의 축이 존재하는 무거운 구조이므로 이를 지지하는 저널 베어링에 상당한 압력이 작용하게 되어, 이를 견딜 수 있는지가 주된 관심사이다.

일반적인 선박의 축계 해석은 2D 보요소로 해석을 수행하지만, CRP 축계에서는 3D 솔리드요소를 적절하게 반영하여야 한다. 이를 효과적으로 수행하기 위해 Ko[13]는 CRP 축계의 모델링 및 해석 방법을 정립하기 위한 연구를 수행한 바 있다. 프로펠러의 추력은 축 중심에 작용하지 않고, 선미부 형상에 의한 불균일 반류 영향으로 편심이 발생한다[14]. 따라서, 축계해석에는 이를 반드시 고려하여야 하는데, Ko의 연구에서는 이를 반영하지 않아 선급에서 요구하는 설계기준[15-18]과 비교할 수 없었다.

컨테이너선과 같은 선미의 형상이 긴 고속선에는 무거운 구조물인 CRP 축계 시스템 또한 길어져야 하므로 이를 지지하는 저널 베어링에 큰 무리가 갈 것으로 추정되어, 본 연구에서는 대형 선박 중 비교적 선미 길이가 짧은 선형을 선정하여 축계해석을 통해 CRP 축계 시스템의 장착 가능성을 검토하였다. 또한, Ko의 모델링 및 해석 방법을 적용하여 축과 프로펠러 하중 이외에도 추력 편심에 의해 발생하는 하중을 고려한 축계해석이 수행되었다. 본 연구의 목적은 축계해석을 수행하여 선박에 주로 사용되는 저널 베어링 라이닝 재질(화이트메탈)에 대한 선급 요구 설계기준을 만족하는지를 확인하여 실선 장착의 가능성을 검토하는 것이다.

2. 상반회전 프로펠러 축계

2.1 프로펠러 및 축계 배치

Fig. 2는 H 중공업에서 설계한 대형 정유유반선의 선미 형상을 바탕으로 초기 설계된 상반회전 프로펠러 축계 배치도이다.

그림에서와 같이 선미형상이 짧아 축계도 짧게 설계되어 있음을 알 수 있으며, 전방 프로펠러(Forward Propeller), 후방 프로펠러(Aft Propeller) 및 축계를 3개의 저널 베어링이 지지하는 구조이다.

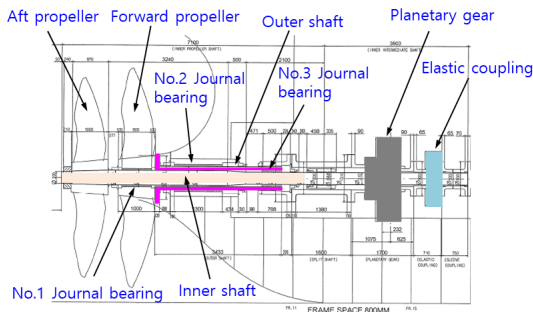


Fig. 2. Shafting systems for analysis

저널 베어링의 역할은 회전체의 원활한 회전과 지지를 담당하며 회전축 수직방향의 하중에도 견딜 수 있어야 한다. 저널 베어링의 형상은 속이 빈 원통 모양이며 회전체와 접촉하는 부분에 접촉면적을 넓혀주기 위하여 대부분의 선박에서는 영률이 비교적 작은 화이트메탈을 베어링의 라이닝 재료로 사용한다.

Fig. 2에 나타난 베어링 중 가장 큰 관심을 받는 베어링이 No.2 베어링이다. 고정성이 강한 선미관(stern tube) 내에서 회전하는 외축을 지지하기 때문에 압착이 가장 강하게 발생할 가능성이 크기 때문이다. 다음 관심 베어링은 No.1 베어링인데, No.2 베어링에 비해 고정성이 약하고 유연하지만 무거운 구조를 지지하기 때문이다. 따라서 두 베어링에 대한 반력해석을 수행하여 CRP 시스템을 대형 선박에 장착할 수 있는지를 확인하고자 한다.

본 연구에서의 상반회전 프로펠러는 감속비가 1:1.333이며, MCR(Maximum Continuous Rating)의 엔진 출력에서 후방 프로펠러가 123 RPM의 속도로 회전하고, 전방 프로펠러는 반대 방향으로 92.3 RPM의 속도로 회전하도록 설계되었으며, 자세한 사항을 Table 1에 나타내었다.

Table 1. Information of designed contra-rotating propeller

Propeller	Diameter (m)	Weight (ton)	Design RPM
Forward	5.8	10.0	92.3
Aft	4.6	7.0	123

2.2 유한요소 해석모델

Fig. 3은 본 연구에 사용한 유한요소 해석모델로서 Ko[13]의 방법을 그대로 적용하였다. Fig. 4에 가상으로 나타난 후방 프로펠러와 허브를 제외한 전방 프로펠러는 해석모델에 포함되지 않으며 각각의 자중은 집중하중으

로 대체하였다. 또한, 저널 베어링은 모두 비선형 접촉요소인 Nastran의 갭(Gap) 요소로 모사하였다.

내축과 외축 사이에 설치되는 No.1 베어링과 No.3 베어링은 각각 8개 및 5개의 구간(section)으로 분할하였으며, 외축의 저널 베어링인 No.2 베어링은 13개의 구간으로 분할하였다. 또한, 내축, 중간축 및 메인엔진 축은 보로 모델링하였으며, 외축은 솔리드 요소로 모델링 하였다. 보와 솔리드의 재료 물성치 중 영률은 모두 206.9 GPa로 같지만, 부력을 고려하기 위해 위치에 따라 밀도를 달리하였다. 또한, 갭 요소에 사용된 영률은 46.4 GPa이다.

Table 2는 축계의 위치에 따라 해수 및 오일의 부력을 고려하기 위한 밀도 정보를 보여준다. 또한 해석 시 사용한 경계조건은 Fig. 3에 나타난 바와 같이 외축의 저널 베어링인 No.2 베어링, 중간축 베어링, 엔진 베어링의 끝단에 고정 조건(fixed condition)을 적용하였다.

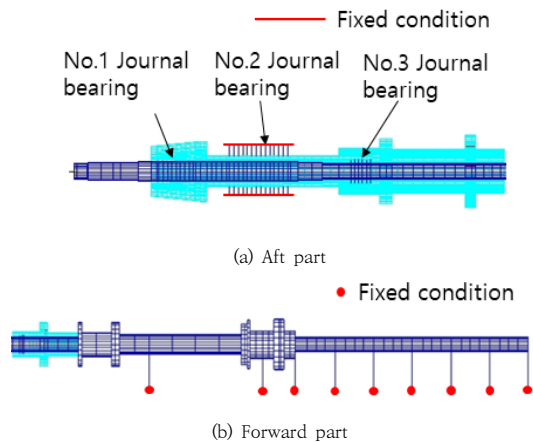


Fig. 3. FE model for the shafting system

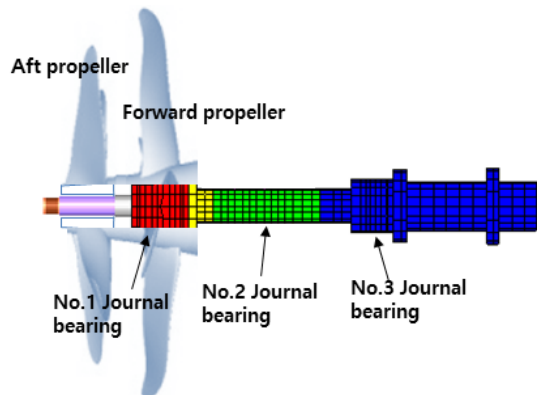


Fig. 4. Position of propellers

Table 2. Material density in this study

Item	Density (ton/m ³)
Normal shaft	7.85
Shaft in oil	6.99
Shaft in water	6.83

3. 추력 편심 및 하중조건

3.1 추력 편심

프로펠러의 추력은 축 중심에 작용하지 않고, 선미부 형상에 의한 불균일 반류 영향으로 편심이 발생한다[14]. 축계해석 시 이 편심의 영향을 반드시 고려하여야한다.

추력과 회전력은 추력 편심으로 인하여 Fig. 5에 나타난 6자유도의 힘으로 변환되고, 그 중 수평방향의 모멘트 (M_y)와 수직방향의 힘(F_z)이 선미에 있는 저널 베어링에 큰 영향을 끼친다. 3차원 반류분포 계산을 위해 CFD 해석 프로그램인 FLUENT가 사용되었으며, 6자유도 힘은 H 중공업 프로펠러 성능 해석 프로그램(MPUF3A)으로 도출하였다. 도출된 힘의 무차원 값을 Table 3에 나타내었다.

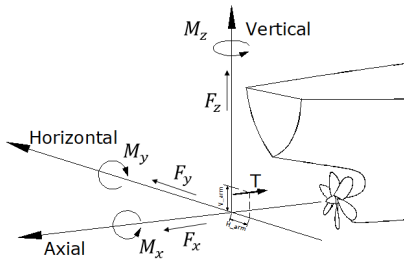


Fig. 5. Propeller forces

Table 3. Non-dimensional forces for six degrees of freedom

Direction	Non-dimensional coefficient	Forward prop.	Aft prop.
Axial	C_{fx}	0.18527	0.14260
	C_{mx}	-0.02236	0.01498
Horizontal	C_{fy}	-0.00306	0.00040
	C_{my}	-0.00116	0.00009
Vertical	C_{fz}	-0.00061	0.00060
	C_{mz}	0.00085	-0.00085

상하방향의 추력 편심 크기를 Δ_V 로 정의하고, 좌우 방향의 추력 편심 크기를 Δ_H 로 정의하면, 각각 Eq. (1) 과 (2)로 나타낼 수 있으며, 각 식에 표현된 ρ 는 흐르는 유체의 밀도, n 은 초당회전수, D 는 프로펠러 직경을 의미한다.

계산 결과는 Table 4와 같으며, 선박의 뒤에서 앞을 보았을 때 우측을 우현(starboard)이라하며, 좌측을 좌현(port)이라 한다.

$$\Delta_V = \frac{M_y}{F_x} = \frac{C_{my}\rho n^2 D^5}{C_{fx}\rho n^2 D^4} = \frac{C_{my}D}{C_{fx}} \quad (1)$$

$$\Delta_H = \frac{M_z}{F_x} = \frac{C_{mz}\rho n^2 D^5}{C_{fx}\rho n^2 D^4} = \frac{C_{mz}D}{C_{fx}} \quad (2)$$

Fig. 6은 선박의 뒤에서 본 축의 단면에 추력 편심을 나타낸 그림이다. 상하방향의 추력 편심은 후방 프로펠러의 위치에서는 위쪽에, 전방 프로펠러 위치에서는 아래쪽에 발생한다. 좌우방향의 추력 편심은 후방 프로펠러의 위치에서는 좌현에, 전방 프로펠러 위치에서는 우현에 발생한다.

Table 4. Calculated thrust eccentricity

Propeller	Vertical eccentricity(mm)	Horizontal eccentricity(mm)
Forward	36.21 below	26.59 starboard
Aft	2.90 above	27.42 port

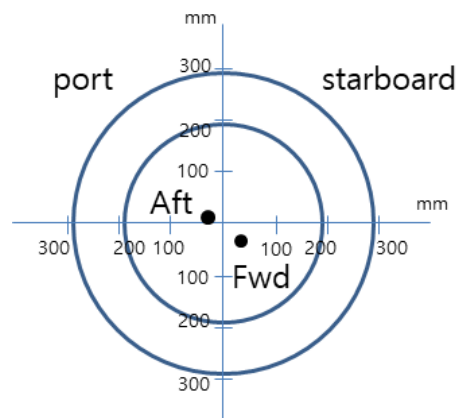


Fig. 6. Position of the thrust eccentricity

Δ_H 로 인한 수직방향의 모멘트(M_z)는 축을 좌우로 움직이는 효과만 주게 되어 선회를 고려한 축계해석[14] 이외에는 일반적으로 무시된다. 하지만, Δ_V 로 인한 M_y 는 축을 상하로 움직이게 하여 베어링 하부와의 접촉에 악영향을 끼칠 수도 있다.

3.2 하중조건

프로펠러의 자중과 추력편심에 의해 발생하는 수직방향의 힘(F_z)과 수평방향의 모멘트(M_y)를 추가로 반영하였고, 본 연구에 적용한 프로펠러 하중을 Table 5에 나타내었다. 수직방향의 힘(F_z)과 수평방향의 모멘트(M_y)가 전방 프로펠러와 후방 프로펠러에서 서로 반대 방향으로 발생함을 알 수 있다.

Table 5. Propeller forces in this study

Force calculation	Forward prop.	Aft prop.
C_{fz}	-0.00061	0.00060
C_{my}	-0.00116	0.00009
$\rho(kg/m^3)$	1,025	1,025
$n(rev/sec)$	1.538	2.05
$D(m)$	5.8	4.6
$F_z(kN)$	-1.674	1.157
$M_y(kNm)$	-18.468	0.798

Fig. 7은 프로펠러의 자중을 포함한 프로펠러 하중을 보여주고 있다. 전방 프로펠러의 허브는 해석 모델에 포함되어 있어 허브를 제외한 자중에 대해서는 해수 밀도를 반영하여 집중하중으로 대체하였다.

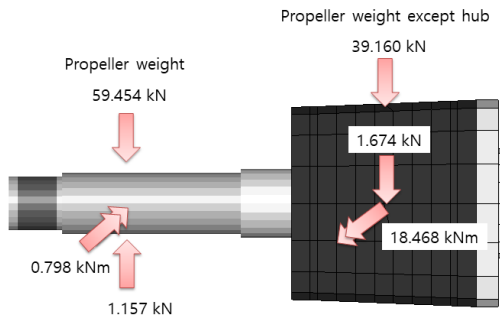


Fig. 7. Propeller loads including the propeller weight

후방 프로펠러는 축계 모델에 모두 포함되지 않아 해수 밀도를 반영한 프로펠러 중량을 집중하중으로 대체하

였다. 전방 프로펠러 위치에서 큰 값의 수평방향의 모멘트(M_y)가 발생하고 있다.

엔진은 제작업체인 Man B & W에서 제공한 값을 적용하였고, 하중의 종류 및 크기 등을 Fig. 8에 나타내었다. 등가 축 아래에 엔진 베어링의 위치를 도시하였다.

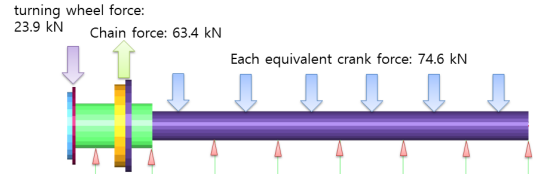


Fig. 8. Main engine loading

3.3 선급 요구 베어링 설계기준

일반적으로 선박에 사용되는 저널 베어링은 주석베이스의 화이트메탈(white metal)을 라이닝 재료로 사용하고 있다.

영률이 일반 Steel의 약 26 % 정도(53 GPa)이며, 주석(86 %), 납(8 %), 구리(3 %)로 구성되어 있다. 화이트메탈(white metal)에 대해서는 선급에서 요구하는 저널 베어링의 최대 면압이 0.8 MPa(8 bar)이다[15-18]. 면압은 평균압력의 개념을 적용하며 축을 베어링에 투영했을 때의 면적을 베어링에 작용 하중으로 나눈 값이다. 여기서의 면적은 축의 직경과 화이트메탈의 유효 길이의 곱이 되며, Fig. 9에 나타낸 투영면적 이다.

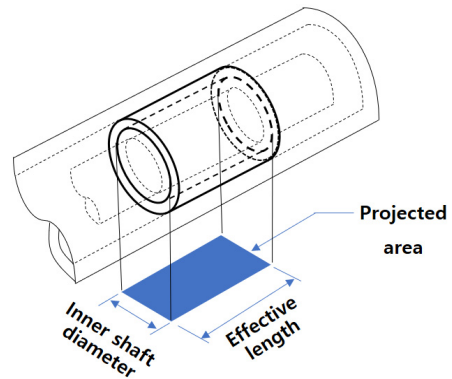


Fig. 9. Projected area for calculating of mean pressure

화이트메탈의 유효길이란 라이닝의 양 끝에 각각 60 mm의 경사면을 주는데, 이 경사면은 축과 접촉하지 않는다고 가정하여 보수적으로 계산하기 위한 길이이다. 예를 들어 1,000 mm 화이트메탈의 유효길이는 880 mm 가 된다.

4. 해석결과

2.2절에서 언급한 바와 같이 관심 베어링인 No.1과 No.2 베어링을 각각 8개 및 13개의 구간(section)으로 분할하고, Fig. 10과 같이 정의한다. 낮은 번호가 선미방향을 의미한다. 분할된 구간은 화이트메탈의 유효길이에 해당하는 부분만 고려하였다. No.1 베어링과 No.2 베어링의 화이트메탈은 각각 800 mm와 1,400 mm이며, 유효길이는 각각 680 mm와 1,280 mm이다.

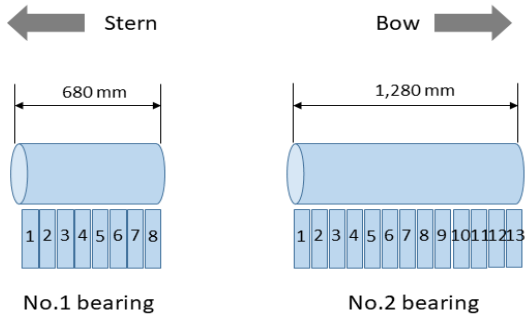


Fig. 10. Section definition for the journal bearing of interest

관심 베어링에 발생한 반력들을 Fig. 11과 Fig. 12에 나타내었다.

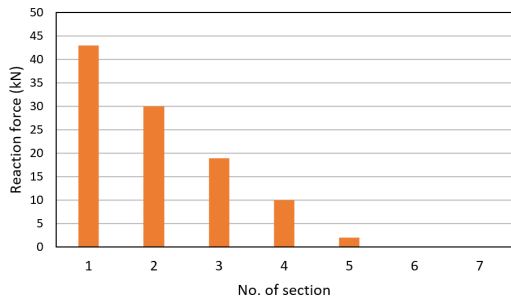


Fig. 11. Reaction forces in the No. 1 journal bearing

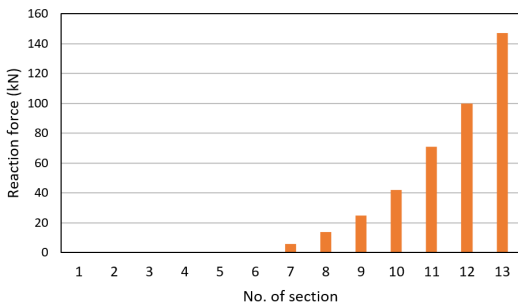


Fig. 12. Reaction forces in the No. 2 journal bearing

상대적으로 유연한 조건인 No.1 베어링에서는 베어링의 후방부에 더 많이 접촉하고 있고, No.2 베어링에서는 베어링의 전방부에 더 많이 접촉하고 있다.

No.2 베어링은 No.1 베어링에 비해 3.9배의 하중을 지지하고 있지만 평균압력 측면에서는 1.5배를 넘지 않는다. Table 6은 관심 저널 베어링에 발생한 반력의 합과 평균압력을 계산한 결과이다.

두 베어링 모두 선급에서 허용하는 화이트 메탈의 최대 면압(0.8 MPa)에 비해 낮은 수치를 나타내고 있어 실용화 가능성이 확인되었다.

Table 6. Bearing reaction forces and mean pressure

Journal bearing	Effective length(mm)	Total reaction force(kN)	Mean pressure (MPa)
No. 1	680	104.3	0.37
No. 2	1280	404.6	0.54

이번에는 국부 압력을 검토해보았다. 국부압력이 높으면 발열사고[19]의 가능성이 있어 일부 조선소에서는 축과 베어링의 접촉 부분에 대한 압력 분포를 반 타원 형상의 압력 분포로 가정한 Herzian 접촉조건을 이용하여 국부압력이 10 MPa(100 bar) 이내가 되도록 축계 설계를 수행하고 있다[14]. Fig. 13과 Fig. 14는 각 베어링에 발생하는 국부압력분포를 계산한 결과이다.

베어링을 살짝 비틀어 베어링 하부 면의 압력을 볼 수 있도록 나타내었다. No.1 베어링의 최대 국부압력은 9.2 MPa로 10 MPa를 초과하고 있지 않으나, No.2 베어링에서는 12.3 MPa의 최대 국부압력이 발생하였다.

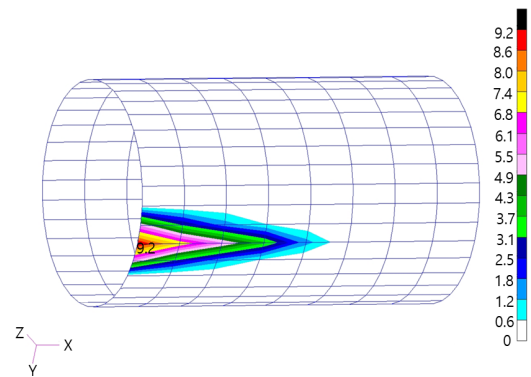


Fig. 13. Pressure distribution in the No. 1 journal bearing

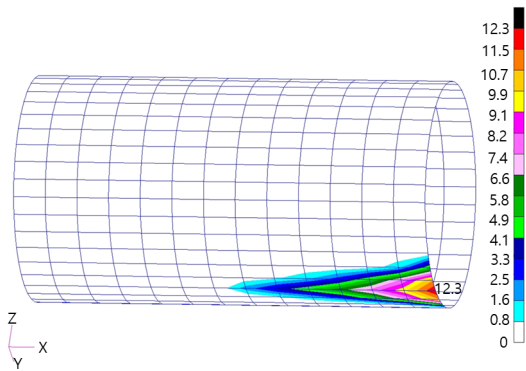


Fig. 14. Pressure distribution in the No. 2 journal bearing

현재의 설계안은 첫 단계인 평균 압력을 만족하여 선급승인은 가능하지만, 그 다음 단계인 국부압력을 낮출 수 있는 방안이 요구된다.

예측한 바와 같이 선박의 선미 형상이 짧아 평균면압을 선급요구 조건 이내로 줄일 수 있었다.

향후 국부압력을 낮출 수 있는 방안을 마련한다면 머지않아 국내에서도 CRP 시스템을 장착한 대형 선박의 건조를 볼 수 있을 것이라 사료된다.

5. 결론

본 연구에서는 대형 선박 중 비교적 선미 길이가 짧은 선형을 선정하여 상반회전 프로펠러 축계를 지지하는 저널 베어링에 대한 선급승인 가능성을 검토하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 현재의 설계안은 첫 단계인 저널 베어링의 선급허용 최대 면압(0.8 MPa)을 만족하여 선급 승인이 가능하다고 판단된다.
- (2) 선급승인은 가능하지만, 발열사고의 가능성이 존재하여 안전한 선박 운항을 위해 그 다음 단계인 국부압력을 낮출 수 있는 방안이 요구된다.
- (3) 고속 대형 선박은 아직도 첫 단계를 극복하지 못하고 있으므로 저속 대형 선박에 적용할 수 있는 CRP 시스템 개발이 먼저 이루어진 후 차츰 고속 대형 선박으로 진행되어져야 할 것으로 사료된다.

References

- [1] J. H. Kim, J. E. Choi, B. J. Choi, S. H. Chung and H. W. Seo, "Development of energy-saving devices for a full slow-speed ship through improving propulsion performance", *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, Vol. 7, No. 2, pp.390-398, 2015.
DOI: <https://doi.org/10.1515/ijnaoe-2015-0027>
- [2] J. Dang, "An exploratory study on the working principles of energy saving devices (ESDs) - PIV, CFD investigations and ESD design guidelines", *31st International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*, Rio de Janeiro, Brazil, 2012.
- [3] S. Matsui, S. Uto, Y. Yamada and S. Watanabe, "Numerical study on the structural response of energy-saving device of ice-class vessel due to impact of ice block", *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, Vol. 10, No. 3, pp.367-375, 2018.
DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ijnaoe.2018.02.003>
- [4] Y. Inukai, "Development of Electric Propulsion Vessels with Contra-Rotating Propeller", *Journal of the Japan Institute of Marine Engineering*, Vol. 46, No. 3, pp.313-319, 2011.
DOI: <https://doi.org/10.5988/jime.46.313>
- [5] K. J. Paik, J. Lee, T. Lee, T. Hoshino, H. G. Park and J. Seo, "Numerical Study on the Effects of Combination of Blade Number for Shaft Forces and Moments of Contra-Rotating Propeller", *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, Vol. 50, No. 5, pp.282-290, 2013.
DOI: <https://doi.org/10.3744/SNAK.2013.50.5.282>
- [6] K. M. Dong and S. N. Jung, "Aerodynamic Performance Prediction of a Counter-rotating Wind Turbine System with Wake Effect", *Journal of The Korean Society for Aeronautical & Space Sciences*, Vol. 30, No. 7, pp.20-28, 2002.
DOI: <https://doi.org/10.5139/JKSAS.2002.30.7.020>
- [7] J. D. Van Manen and M. W. C. Oosterveld, "Model Tests on Contrarotating Propeller", *7th Symposium on Naval Hydrodynamics*, Rome, Italy, 1968.
- [8] M. L. Miller, Experimental Determination of Unsteady Forces on Counterrotating Propellers in Uniform Flow, David Naval Ship Research and Development Center Report SPD-659-01, 1976.
- [9] K. S. Min, B. J. Chang and H. W. Seo, "Study on Contra-Rotating Propeller system design and full-scale performance prediction method", *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, Vol. 1, No. 1, pp.29-38, 2009.
DOI: <https://doi.org/10.3744/JNAOE.2009.1.1.029>
- [10] Y. Inukai, T. Kanemaru and J. Ando, "Prediction of Steady Performance of Contra-Rotating Propellers Including Wake Alignment", *Journal of the Japan*

Society of Naval Architects and Ocean Engineers, Vol. 19, pp.31-38, 2014.

DOI: <https://doi.org/10.2534/ijnaoe.19.31>

- [11] K. J. Paik, S. Hwang, J. Jung, T. Lee, Y. Y. Lee, H. Ahn and S. H. Van, "Investigation on the wake evolution of contra-rotating propeller using RANS computation and SPIV measurement", *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, Vol. 7, No. 3, pp.595-609, 2015.
DOI: <https://doi.org/10.1515/ijnaoe-2015-0042>
- [12] M. C. Kim, M. S. Song, H. J. Kang and D. E. Kim, "A Numerical and Experimental Procedure for the Open Water Characteristics of Contra-Rotating Propellers for EEDI Improvement", *Journal of the Korean Society for Marine Environment and Energy*, Vol. 16, No. 4, pp.248-254, 2013.
DOI: <http://dx.doi.org/10.7846/JKOSMEE.2013.16.4.248>
- [13] M. Ko, *A Study on Analysis of Shaft Alignment for the Contra-rotating Propeller*, Master's thesis, Pusan National University, Pusan, Korea, 2009.
- [14] S. H. Shin, "Effects of Propeller Forces on the Propeller Shaft Bearing during Going Straight and Turning of Ship", *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, Vol. 52, No. 1, pp.61-69, 2015.
DOI: <https://doi.org/10.3744/SNAK.2015.52.1.61>
- [15] BV, Rules for the Classification of Ships, Pt.C Ch.1 Sec.7, 2003.
- [16] DNV, Rules for Classification of Ships, Pt.4 Ch.4 Sec.1, 2003.
- [17] KR, Rules for Classification Steel Ships, Pt.5 Ch.3 Sec.3, 2003.
- [18] NK, Rules for the Survey and Construction of Steel Ship, Pt.D Ch.6, 2003.
- [19] B. J. Vartdal, T. Gjestland and T. I. Arvidsen, "Lateral Propeller Forces and their Effects on Shaft Bearings", *First International Symposium on Marine Propulsors*, Trondheim Norway, pp.475-481, June 2009.

신 상 훈(Sang-Hoon Shin)

[정회원]



- 1993년 2월 : 서울대학교 공과대학 조선해양공학과(공학석사)
- 2000년 2월 : 서울대학교 공과대학 조선해양공학과(공학박사)
- 1999년 3월 ~ 2017년 2월 : 현대중공업(주) 선박연구소
- 2017년 3월 ~ 현재 : 경운대학교 항공기계공학과 교수

〈관심분야〉

구조물의 설계/강도평가, 최적화기법 연구 및 최적설계

이 승 민(Seung-Min Lee)

[정회원]



- 2019년 8월 : 금오공과대학교 기계공학과(공학석사)
- 1984년 12월 ~ 1999년 9월 : 삼성항공(주) 항공기개발본부
- 1999년 10월 ~ 2015년 12월 : 한국항공(주) 사업관리본부
- 2016년 10월 ~ 현재 : 경운대학교 항공기계공학과 교수

〈관심분야〉

항공기 구조설계, 기계구조물의 설계 및 강도평가

임 채 환(Chae Whan Rim)

[정회원]



- 1982년 2월 : 서울대학교 공과대학 조선해양공학과(공학석사)
- 1993년 5월 : U. of Michigan(공학박사)
- 1994년 3월 ~ 2016년 8월 : 한국기계연구원
- 2016년 9월 ~ 현재 : 경운대학교 항공기계공학과 교수

〈관심분야〉

PAV, 풍력발전기, 구조강도 평가