

프로펠러 편심추력변동이 축계안정성에 미치는 영향 연구

이지웅* · 이재웅**†

*, ** 한국해양대학교 기관시스템공학부 교수

Effect of Propeller Eccentric Thrust Change on Propulsion Shafting System

Ji-woong Lee* · Jae-ung Lee**†

*, ** Professor, Division of Marine System Engineering, Korea Maritime and Ocean University, Busan 49112, Korea

요 약 : 프로펠러축은 프로펠러 하중 및 편심추력의 영향으로 인해 정적, 동적, 과도상태 각각 거동의 패턴이 달라져 선미관 후부베어링의 국부하중 변화를 일으킴으로써 선박 축계의 안정성에 큰 영향을 미치며, 결과적으로 축 지지 베어링의 손상위험을 증가시킨다. 이를 방지하기 위한 일련의 축계정렬연구는 선급강선규칙과 조선소 지침을 기반으로 준정적 상태에서 축과 선미관 베어링간의 상대적 경사각과 유막유지, 선체변형에 따른 영향평가를 최적화 하는데 중점을 두어 진행 되어왔다. 그러나 보다 진일보한 형태의 추진축계의 안정성을 보장하기 위해서는 조타장치의 전타시 발생하는 급격한 선미유동장 변화와 같은 과도동적상태변화 조건에서의 상세 연구가 필요하다. 이러한 관점 하에 본 연구에서는 50,000 DWT 중형 유조선에 대상으로 스트레인 게이지법과 변위센서를 이용하여 선박운전 중 대표적 과도상태인 좌현 전타시의 프로펠러 축 거동이 선미관 베어링에 미치는 영향을 교차검증한 결과, 프로펠러 편심추력변동이 선미관 베어링의 하중을 일시적으로 저감시켜 베어링 하중을 완화시키는 것을 확인하였다.

핵심용어 : 축계정렬, 프로펠러 축 거동, 과도상태, 스트레인 게이지, 변위센서

Abstract : The propeller shaft has different pattern of behaviors at each static, dynamic, and transient condition to a ship shaft system due to the effects of propeller weight and eccentric thrust, which increases the potential risk of bearing failure by causing local load variations. To prevent this, the various research of the shafting system has been conducted with the emphasis on optimizing the relative slope and oil film retention between propeller shaft and stern tube bearing at quasi-static condition, mainly with respect to the Rules for the Classification of Steel Ships. However, to guarantee a stability of the shafting system, it is necessary to consider the dynamic condition including the transient state due to the sudden change in the stern wakefield during rudder turn. In this context, this study cross-validated the effect of propeller shaft behavior on the stern tube bearing during port turn operation, which is a typical transient condition, by using the strain gauge method and displacement sensor for 50,000 DWT medium class tanker. And it was confirmed that the propeller eccentric thrust change showing relief the load of the stern tube bearing.

Key Words : Shafting system, Propeller shaft behavior, Transient condition, Strain gauge, Displacement sensor

1. 서 론

선박 축계 안정성 확보와 관련된 연구는 1950년대 후반 미국 해군(Michel, 1959)에서부터 1970년대에 걸쳐 수행되어 주요 이론이 정립되었다. 특히 1961년, 축계 안정성 확보에 있어 축 지지 베어링 간의 적절한 간격과 높이가 중요 인자임이(Lehr and Parker, 1961) 증명된 이래로 축 지지 베어링이 추진축의 하중을 효과적으로 분담하게 되어 무부하 또는 과부하에 기인한 베어링 손상이 크게 감소되었다. 1980년도 이

후로는 정적상태만 고려하는 설계방식으로는 선박운전 시 프로펠러에서 발생하는 추력 변동에 기인한 선미관 베어링 및 선미관 밀봉장치(seal ring)의 심각한 손상을 방지할 수 없다는 것이 연구(Saitoh, 1983)되었다. 또한 1990년대부터 고장력(high-tensile) 강판 적용과 선박의 대형화에 따라 선체 유연도(flexibility)가 증가되면서 특히 유조선에서는 흘수 변화에 기인한 선체 변형(hull deformation)이 증가하는 추세가 되었다. 따라서 축계를 지지하는 베어링의 높낮이(offset) 역시 선체 변형에 종속되어 반력 변동이 발생함에 따라 선미관 베어링의 손상사고가 증대되었고 이를 방지하기 위한 관련 연구가 진행된 바 있다(Lee, 2018). 그러나 상기와 같은 배경에

* First Author : woongsengine@kmou.ac.kr, 051-410-4571

† Corresponding Author : julee@kmou.ac.kr, 051-410-4662

서 수행된 연구는 대부분 준-정적(quasi-static) 상태에서 수행되었다. 이는, 축이 정지한(static)인 상태에서 계산을 수행하되 선박의 계획 최대 속도에서 발생하는 프로펠러 편심 추력(굽힘 모멘트) 상당량을 계산에 추가 반영하는 방식을 말한다. 이러한 준-정적 방식은 계산이 상대적으로 용이하여 추진축의 예상 변형량 계산에 소요되는 시간과 비용을 저감할 수 있는 것이 장점이지만 실제 동적 상태에서 발생할 수 있는 위험 요소는 식별하기 어렵다는 데에 한계가 있어 왔다. 외국의 사례를 보면 프로펠러 편심 추력을 고려한 선미관 베어링의 건전성 평가(Kuroiwa et al., 2007), 프로펠러 동적 하중을 고려하는 것의 중요성(Takahashi et al., 2009), 반류분포 변동에 의한 횡방향 프로펠러 하중(lateral propeller forces)이 선미관 베어링에 영향을 미치므로 이를 설계 과정에서 고려할 필요가 있음(Vartdal et al., 2009)을 보여주고 있다. 이는 선박의 직진, 선회 시의 프로펠러 하중 변화를 고려(Dubbioso et al., 2017; Muscari et al., 2017; Shin, 2015)하는 것이 축계 안정성 확보 측면에서 필요함을 나타내고 있다. 그러나 아직까지는 선박의 프로펠러 추력 변동이 추진 축계에 미치는 영향을 모든 선종에 일괄적으로 적용할 수 없는 한계가 있으므로 선형 연구들을 통해 강조된 바(Lee, 2016, 2017; Shin, 2015)와 같이 선종별 다양한 사례를 기반으로 향후 통계적인 분석을 수행할 수 있을 기반을 마련해 나가는 것이 중요하다. 따라서 본 연구에서는 50,000톤급 중형 유조선을 대상으로 만재흡수 상태에서 좌현 전타(port side turn)시 프로펠러 편심 추력 변동이 축 거동에 미치는 영향을 상세히 검토하고자 한다.

2. 계측절차 및 해석방법

2.1 측정 설비의 구성

Fig. 1에서는 대상 선박의 축계 배치도와 측정을 위한 센서의 설치 위치를 나타냈다. 여기서 녹색은 스트레인 게이지, 적색은 레이저 변위 센서를 나타낸다. 아울러, Table 1은 연구대상 선박의 추진 축계 사양을 나타낸다. 스트레인 게이지는 하프 휘트스톤 브릿지(half-wheatstone bridge)방식으로 축의 상, 하단에 180도 간격을 두고 구성하였고 레이저형 변위 센서를 통해 축의 회전속도와 축 변위를 계측하도록 구성하였다. 최종 설치된 계측 시스템은 Fig. 2와 같다. 계측 시스템은 회전체인 축에 부착된 스트레인 게이지 센서(SG)의 데이터를 수집기로 전송하기 위한 무선 텔레메트리 시스템과 축의 변위 변동을 측정하기 위한 유선 레이저 변위 센서로 구성하였다.

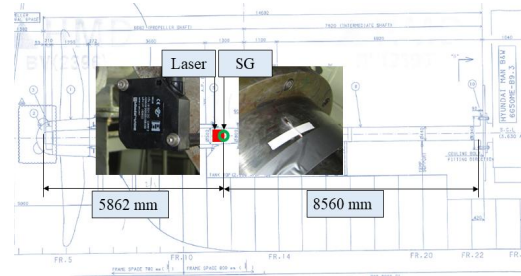


Fig. 1. Shaft arrangement and position of strain gauge, laser displacement sensor.

Table 1. Ship's engine and propeller specification

| Type | 50,000 DWT medium size oil tanker |
|----------------|-----------------------------------|
| Main propulsor | 6G50ME-B(MAN B&W) |
| | MCR: 7,700 kW × 93.4 rpm |
| | NCR: 5,344 kW × 82.7 rpm |
| Propeller | 4 blade FPP |
| | Diameter: 6,600 mm |
| | Material: Ni-Al-Bronze |
| | Mass: 18,200 kg |

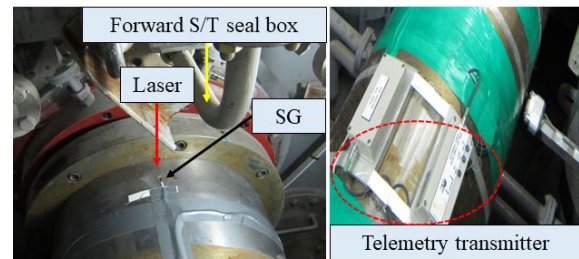


Fig. 2. Half bridge configuration and installation of telemetry system.

2.2 측정 절차

측정을 위한 절차는 Table 2에서와 같다. 실험기준은 해상 인명안전협약(SOLAS)(IMO, 2014) II-1장 제 29규칙 3항(rudder torque capability)에 따른 조건을 준용(최대 항해 흡수에서 최대 항해속력으로 전진 중에, 타를 한쪽 현 35도로부터 반대 현 35도까지 조작할 수 있는 것이어야 하며 또한 이와 동일한 조건 하에 어느 현으로부터도 한쪽 현 35도에서 반대 현 30도까지 28초 이내에 조작할 수 있는 것이어야 한다.)하였다. 이를 준용한 이유는 프로펠러 편심 추력 변동은 선속과 타각 변동에 따른 선미 후류 유동장 변동에 의해 발생하기 때문이다. 뿐만 아니라 실험의 정합성을 담보하기 위해 관

런 규정 검토 결과 결과 상기 협약이 본 연구에 가장 부합하는 관련 규정으로 판단되었기 때문이다. 따라서 선박이 직진 중 전타시험(전타각 12°)을 실시하고 전타로 인해 선박의 항로(heading)가 좌현 방향으로 90° 선회할 때까지 선교에서는 타각을 고정(steady)하였다. 선박 선수가 90° 변경된 이후에는 타를 원상태(타각 0°)로 원위치(midship)하였다. 마지막으로 실험 당시 해상상태, 선박의 선령 등 감항성을 종합적으로 고려하여 엔진출력은 정격회전수(NCR)로 설정하였다.

Table 2. Test scheme

| Test# | Test scheme (Rudder angle)(degree) | Engine load | rpm | knot |
|-------|---|-------------|------|------|
| 1 | Straight ahead at full laden condition (Midship 0°) | 69.5% (NCR) | 83.7 | 15 |
| 2 | Command rudder angle port 12° | | 84.9 | |
| | Ship's heading 90° (Then midship 0°) | | | |

2.3 원신호의 처리

과도상태 분석을 위해서는 먼저 시간영역 기반인 원 데이터를 주기관 1번 실린더 상사점(TDC)를 기준으로 한 회전각 기반 선도로 변환하는 작업(Lee et al., 2018)이 필요하다. 이상적으로는 프로펠러 추력 변동에 따른 진폭(amplitude)이 가장 큰 선체 외부(선미관 후부 실(stern tube afterward seal) 근방)에 센서를 설치하여 축 거동을 직접 계측하는 방법(ABS, 2019)이 가장 좋으나 이는 조선소와의 협업을 통해 신조 시에나 적용이 가능한 작업으로 판단되며 작업의 난이도, 소요 시간, 비용 대비 효용성 측면에서 불리하다. 따라서 기관실 내에서 프로펠러와 가장 가까운 곳(선미관 전부 실(forward seal) 근방)에 센서를 설치하여 분석을 수행하는 것이 합리적 대안이라 할 수 있다. 또한, 스트레인 게이지로부터는 굽힘 모멘트(bending moment)를, 변위센서로부터는 축의 실제 변위를 도출해 냄으로써 축의 실제 거동을 교차검증할 수 있어 현존선에 실용적 활용이 가능하다. 먼저 스트레인 게이지로부터 수신한 데이터의 분석 절차는 다음과 같다. 스트레인 게이지의 저항값은 축의 회전 시 발생하는 축의 변형률(strain)에 비례한다. 그러므로 변형률 ϵ 는 식(1) 및 Fig. 3에서와 같은 하프 휘스톤 브릿지(half wheatstone bridge) 결선방식에서의 입력 전압 대비 변동된 출력 전압의 상관관계를 통해 얻을 수 있다.

$$\epsilon = \frac{V_o}{V_{ek}} \frac{2}{k} \tag{1}$$

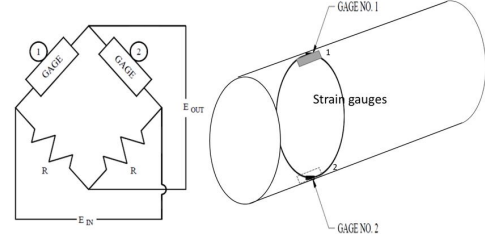


Fig. 3. Typical half wheatstone bridge configuration.

여기에서 V_{ek} 는 입력전압, V_o 는 출력전압, k 는 스트레인 게이지 상수이며 변형률 ϵ 는 축 회전각에 따라 식(2)와 같이 도출된다.

$$\epsilon = \epsilon_a \cos(\theta + \lambda) + \bar{\epsilon} \tag{2}$$

여기서, ϵ_a 는 변형률 진폭(strain amplitude)을 나타내며, λ 는 중립축(neutral axis) N-A와 No.1 Cyl TDC 사이의 각을, θ 는 게이지의 회전각, $\bar{\epsilon}$ 는 평균 변형량(average strain)을 나타낸다. 따라서 식(3)과 같이 축의 굽힘응력 σ_b 를 구할 수 있다.

$$\sigma_b = \epsilon_a E = \frac{M_b c}{I} \tag{3}$$

여기서 M_b 는 축의 합성(synthesized) 굽힘 모멘트, I 는 축의 단면 2차 모멘트, c 는 축 단면의 반지름을 나타낸다. 축의 굽힘 모멘트 M_b 는 식(4)와 같이 구할 수 있으며 이를 통해 식(5) 및 식(6)에서와 같이 수직과 수평 모멘트로 분해할 수 있다.

$$M_b = \sigma_b \frac{\pi(D_o^4 - D_i^4)}{32D_o} = \sigma Z \tag{4}$$

$$M_v = \sigma Z \cos \lambda \tag{5}$$

$$M_h = \sigma Z \sin \lambda \tag{6}$$

여기서 D_o 는 축의 외경, D_i 는 축의 내경, Z 는 축의 단면 계수를 의미한다. 산출된 굽힘 모멘트는 Fig. 4와 같이 프로

펠러 및 센서 위치의 축 단면에 대해 회전좌표계로 도시할 수 있다.

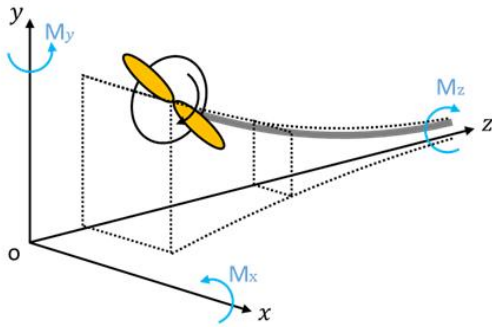


Fig. 4. Definition of a rotating coordinate system.

다음으로 변위 센서의 원신호는 회전수 산정을 위한 tacho 성분과 축 표면의 조도(roughness)에 기인한 noise가 포함되어 있다. 따라서 유효데이터 추출을 위해서는 Fig. 5와 같은 평활화 작업이 필요하며 이를 통해 과도상태에서의 축 변위를 추출할 수 있게 된다.

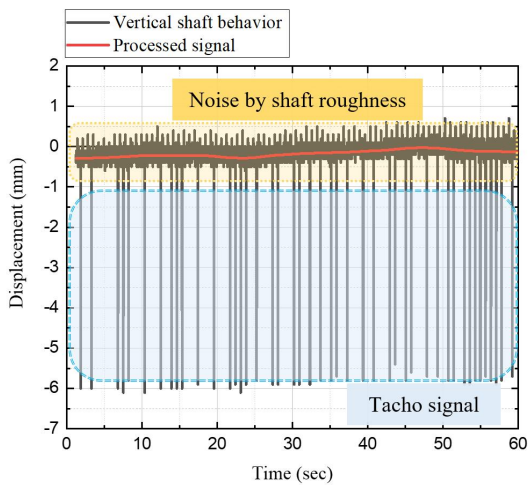


Fig. 5. An example of displacement signal processing.

3. 결과 및 고찰

본 절에서는 상기와 같은 해석방법으로 도출한 결과와 그에 따른 고찰사항을 다룬다. 먼저 Fig. 6에서는 Table 2의 Test#1에 따른 NCR, Test#2에 따른 좌현 전타(Port turn) 시의 스트레인 게이지 합성 굽힘 모멘트를 회전각 θ 기준으로 나타내었다.

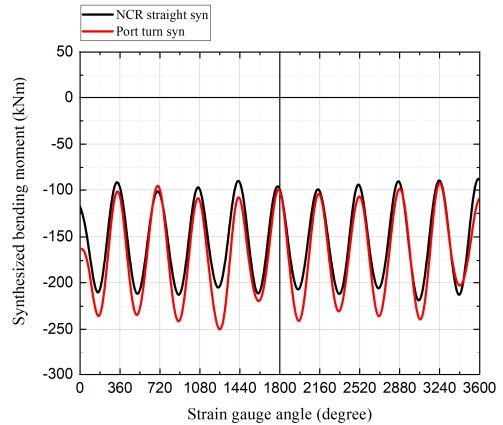


Fig. 6. Synthesized strain gauge signal at two conditions

검토 결과, 위상이 일정한 정현파 형태의 진동패턴을 보였으며, 선박이 좌현으로 선회 시 나타나는 진폭의 변화는 타 조작에 기인한 선미 유동장 변동에 따른 것이다. Fig. 7, Fig. 8에서는 각 조건에서의 스트레인 게이지의 합성 굽힘 모멘트를 식(5), 식(6)에 따라 각각 수직 수평성분으로 분해하여 도시하였다. 이 그래프는 Fig. 4에 따라 축의 운동 방향을 Fig. 9로 나타내는데 필요한 필수과정인 것에 의미를 가진다.

선박이 좌현 90°로 완전히 선회하기까지는 약 2.5분이 소요되었으며 전체 시간 중 모멘트 진폭이 최대가 되는 구간을 추출하였다. 또한 추출된 데이터의 수직, 수평 모멘트를 각각 x 축, y 축으로 하여 직진 및 좌현 전타 시의 거동을 Fig. 9에 도시하였다. 여기서 궤도선도(orbit)는 축 모멘트 거동을 나타내며, 표점(dot)은 거동의 평균값을 나타낸다.

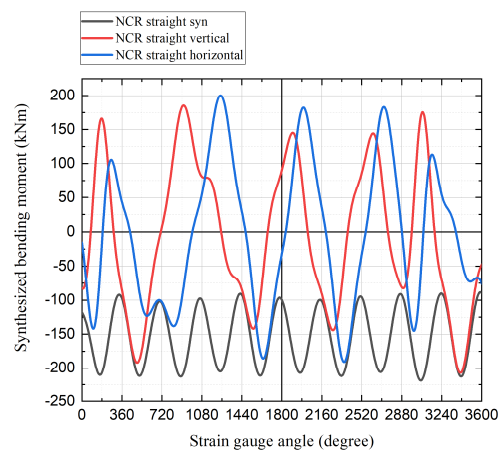


Fig. 7. Decomposed strain gauge signal at NCR straight ahead condition (test#1).

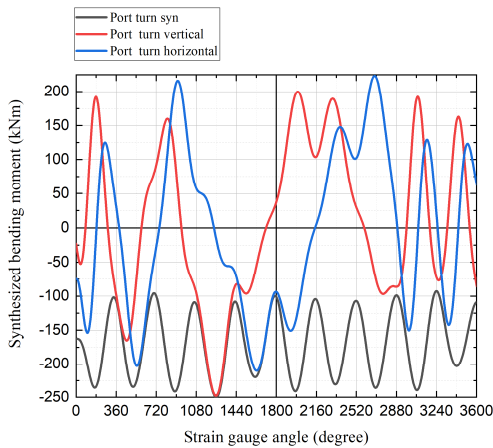


Fig. 8. Decomposed strain gauge signal at rapid rudder port turn (test#2).

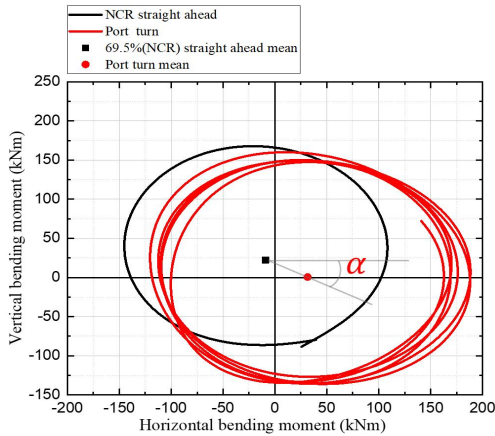


Fig. 9. Orbit plots and dots at rapid rudder port turn.

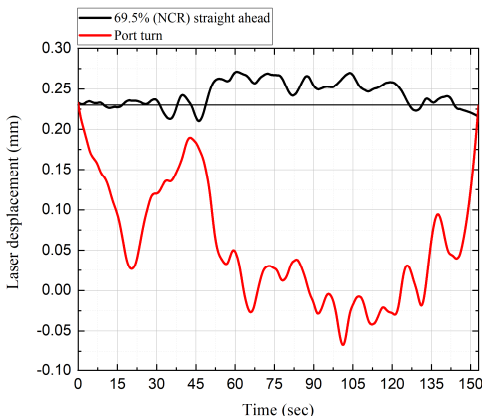


Fig. 10. Vertical shaft displacement variation at rapid rudder port turn.

궤도선도 분석 결과로 볼 때 직진 및 전타시 모두 일반적인 회전기기류의 정상 운전 시 자유단에서 나타나는 전형적인 운전 형태를 보였다. 그러나 전타 시 계측 위치의 축은 직진시 대비 우 하방으로 α 각을 이루며 모멘트 거동이 변화되는데 이는 타(rudder) 조작에 따른 선미관 후부의 유동(wakefiled) 변화 및 이로 인한 프로펠러 편심 추력 변동이 직접 원인인 것으로 판단되었다. 이와 같은 관찰 결과는 동 측 정 기간의 축 변위값 변화로 교차 검증된다. Fig. 10은 측정 시작 시점부터 종료 시점까지의 축 변위 변동을 계측한 것으로 NCR 직진 시의 축 변위 변동범위와 비교할 때 명백히 축 거동이 하방으로 변화되며 측정 종료 시(타각 midship 0°) 원위치로 복귀됨을 알 수 있다.

여기서 프로펠러 축을 변형이 없는 직선보(rigid beam)로 가정하면, Fig. 1의 센서 위치(선미관 선수 seal 근접)를 고려할 때 좌현 전타시 프로펠러축 끝단은 Fig. 9의 α 각과 반대인 좌상방으로 모멘트 거동이 변화됨을 추론할 수 있다. 따라서 좌현 전타 시에는 프로펠러 편심 추력 변동이 프로펠러축을 일시적으로 들어 올리는 굽힘 모멘트로 작용함에 따라 선미관 베어링의 지지 하중을 일시적으로 완화시켜주는 경향이 발생함을 알 수 있다. 다만 굽힘 모멘트 변동은 α 각을 가지고 발생하는 반면, 축 변위는 변위 센서 개수의 문제로 수직 성분만 도출이 가능했던 점은 본 연구의 한계(limit)로써 추가 연구를 통해 보완해야 할 필요성이 있다. 상기와 같은 결과는 기존 통상 준-정적 상태에서의 해석에서는 적극적으로 고려되지 않던 부분이며, 국내에서 실제 계측을 통해 본 현상을 검증한 사례는 극히 적었다는 것에 학문적 의미가 있다고 판단된다. 특히 대상 선박은 선미관 베어링 사고가 발생한 선박의 동형선(syster vessel)으로서 본 연구를 통해 사고 당시 선박의 상황과 사고의 원인을 신뢰할만한 수준에서 재현한 것으로 판단되며, 향후 유사 선박의 손상 방지를 위한 설계상 실용 지침을 수립하는데 참고가 될 것으로 판단한다. 그러나 서론에 기술한 바와 같이 본 연구는 본 선박에 국한되어 수행된 것이라는 명백한 한계가 존재하므로, 향후 다양한 선박의 사례분석, 연구를 통해 프로펠러 편심 추력 변동이 추진 축계 안정성에 미치는 영향과 그에 따른 통섭적 안전 운항 지침을 마련하기까지 나아가기 위한 학문적 노력이 필요하다.

4. 결 론

본 연구에서는 스트레인 게이지와 레이저 변위 센서를 적용하여 추진축계에서 발생하는 대표적 과도상태인 좌현 전타시의 선박 선회에 따른 프로펠러 편심 추력 변동이 프로펠러축 거동에 미치는 영향을 교차 검증하였다. 좌현 전타시 축 거동은 최대 0.05mm 상승하므로 선미관 베어링의 지

지 하중을 일시적으로 완화 시키는 것을 증명하였다. 본 연구가 그동안 준-정적 상태에서의 축계 정렬 시 적극적으로 고려되지 않았던 잠재적 위험을 식별하고 검증한 것에는 의미가 있으나 본 선박에 국한되어 수행된 점과 축의 모멘트 거동 변화인 α 각을 증명하기 위한 변위 센서의 추가설치는 반드시 보완할 필요가 있으며 향후 다양한 선박을 대상으로 한 후속 연구를 통해 추진 축계 안정성 확보를 위한 통섭적 접근이 필요하다.

후 기

이 논문은 2019학년도 한국해양대학교 학술연구지원사업 신진 교수 정착 연구비의 지원을 받아 수행된 연구이며 2020년도 (사)해양환경안전학회 춘계학술발표회에 발표된 논문을 개선한 것입니다.

본 논문은 2021년도 해양수산부 및 해양수산과학기술진흥원 연구비 지원으로 수행된 '자율운항선박 기술개발사업(20200615) 및 정부(과학기술정보통신부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구(No. NRF-2021R1F1A1047115)'의 결과입니다. 이에 감사드립니다

References

- [1] American Bureau of Shipping(ABS)(2019), Guidance notes on propulsion shafting alignment. In Section 4: Alignment Measurements and Monitoring, pp. 107-110, USA: ABS.
- [2] Dubbioso, G., R. Muscari, F. Ortolani, and A. Di Mascio (2017), Analysis of propeller bearing loads by CFD. Part I: straight ahead and steady turning maneuvers. Ocean Engineering, Vol. 130, pp. 241-259.
- [3] Kuroiwa, R., A. Oshima, T. Nishioka, T. Tateishi, K. Ohyama, and T. Ishijima(2007), Reliability improvement of stern tube bearing considering propeller shaft forces during ship turning. Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Technical Review, Vol. 44, No. 3, pp. 1-3.
- [4] Lee, J. U.(2016), A study on the analysis of bearing reaction forces and hull deflections affecting shaft alignment using strain gauges for a 50,000 DWT oil/chemical tanker. Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 40, No. 4, pp. 288-294, doi:10.5916/jkosme.2016.40.4.288.
- [5] Lee, J. U.(2017), Effect of propeller forces into propulsion shafting system in accordance with engine load of 50K DWT class product oil/chemical tanker during ship acceleration. Journal of the Korean Society of Marine Engineering, Vol. 41, No. 9, pp. 801-806, doi:10.5916/jkosme.2017.41.9.801.
- [6] Lee, J. U.(2018), Application of strain gauge method for investigating influence of ship shaft movement by hydrodynamic propeller forces on shaft alignment. Measurement, Vol. 121, pp. 261-275, doi:10.1016/j.measurement.2018.02.067.
- [7] Lee, J. U., H. R. Kim, and G. S. Rim(2018), The Effect of Transient Eccentric Propeller Forces on Shaft Behavior Measured Using the Strain Gauge Method During Starboard Turning of a 4,700 DWT Ship. Journal of the Korean Society of Marine Environment and Safety, vol. 24, No. 4, pp. 482-488, doi:10.7837/kosomes.2018.24.4.482.
- [8] Lehr, W. and E. Parker(1961), Considerations in the design of marine propulsion shaft systems. Society of Naval Architects and Marine Engineers, Vol. 67, pp. 555-601.
- [9] Michel, R.(1959), A quarter century of propulsion shafting design practice and operating experience in the US navy. Journal of the American Society for Naval Engineers, Vol. 71, No. 1, pp. 153-164.
- [10] Muscari, R., G. Dubbioso, F. Ortolani, and A. Di Mascio (2017), Analysis of propeller bearing loads by CFD. Part II: Transient maneuvers. Ocean Engineering, Vol. 146, pp. 217-233.
- [11] Saitoh, T.(1983), Dynamic alignment taking account of propeller forces and stern tube bearing performances. Journal of MESJ, Vol. 18, No. 2, pp. 142-153.
- [12] Shin, S. H.(2015), 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.
- [13] Takahashi, S., S. Matsumoto, T. Tateishi, K. Ohyama, R. Kuroiwa, and S. Morohoshi(2009), Study on oil film analysis of the stern tube bearing under the conditions of dynamic propeller shaft forces. The Japan Society of Mechanical Engineers, Trans. C, Vol. 75, No. 759, pp. 3054-3061.
- [14] Vartdal, B. J., T. Gjestland, and T. I. Arvidsen(2009), Lateral propeller forces and their effects on shaft bearings. Paper presented at the First International Symposium on Marine Propulsors, pp. 475-481, Trondheim Norway.

Received : 2021. 10. 15.

Revised : 2021. 11. 16. (1st)

: 2021. 11. 23. (2nd)

Accepted : 2021. 12. 28.