

스트레인 게이지법을 이용한 4,700 DWT 선박의 우현 전타시 프로펠러 편심추력이 축 거동에 미치는 영향 연구

이재웅* · 김홍렬** · 임금수**†

* 목포해양대학교 해양메카트로닉스학부, ** 목포해양대학교 실습선

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

Lee Jae-ung* · Kim Hong-Ryeol** · Rim Geung-Su**†

* Division of Marine Mechatronics, Mokpo National Maritime University, Mokpo 58628, Korea

** Training Ship, Mokpo National Maritime University, Mokpo 58628, Korea

요약 : 선박 축계는 프로펠러 하중의 영향으로 선미관 후부베어링의 국부하중 증가가 현저히 나타나 축계 선미관 베어링 손상의 위험이 증대된다. 이를 방지하기 위해 수행된 추진축계 정렬연구는 주로 준정적 상태(quasi-static condition)에서 축과 지지베어링간의 상대적 경사각을 감소시키는데 중점을 두어 진행되어 왔다. 그러나 보다 상세한 평가를 위해서는 동적상태를 추가로 고려하는 것이 필요하다. 4,700 DWT 선박을 대상으로 NCR로 운전중 급속으로 우현 전타할 때 추진축계가 받는 영향에 대해 연구하였다. 연구결과 선미 유동장 변화에 의해 프로펠러 편심추력이 과도 상태가 되어 프로펠러에 불평형 진동이 유발되는 것을 확인하였다. 우현 전타시의 프로펠러 편심추력은 NCR 조건대비 축을 선미관 베어링으로부터 들어 올리는 힘으로 작용하여 선미관 베어링 하중완화에 기여하고 있음을 확인하였다.

핵심용어 : 선박 전타, 프로펠러 편심추력, 동적상태, 유체 유도 불안정, 불평형 진동

Abstract : Generally, after stern tube bearing shows a significant increase in local load due to propeller load, which increases the potential adverse effects of bearing failure. To prevent this, research on regarding shaft alignment has been carried out with a focus on reducing the relative slope between the shaft and support bearing(s) under quasi-static conditions. However, for a more detailed evaluation of a shafting system, it is necessary to consider dynamic conditions. In this context, the results revealed that eccentric propeller force under transient conditions such as a rapid rudder turn at NCR, lead to fluid-induced instability and imbalanced vibration in the stern tube. In addition, compared with NCR condition, it has been confirmed that eccentric propeller forces given a rapid rudder starboard turn can lift a shaft from the stern tube bearing in the stern tube, contributes to load relief for the stern tube bearing.

Key Words : Rudder turn, Eccentric propeller forces, Dynamic condition, Fluid induced instability, Imbalanced vibration

1. 서론

선박 축계안정성을 향상시키기 위해 시작된 축계정렬에 관한 연구는 1950년대 후반 미국 해군에서 시작되어 1970년대에 걸쳐 다양하게 수행되었다(Rudolph, 1959). 1961년, 축계 안정

성 확보에 있어 축계 지지베어링간의 적절한 간격과 높이가 중요 인자임을 인지하게 되었으며 이후 축 지지베어링이 추진축의 하중을 효과적으로 분담하게 되어 무부하 또는 과부하에 기인한 베어링 손상이 저감되었다(Lehr and Parker, 1961) 일반적으로 허용범위 내에서 축계 전체 지지베어링의 개수가 작을 경우 선체 변형의 영향에 보다 안정된 상태를 확보할 수 있는 상태가 된다. 이러한 연구결과는 축계 지지베어링의 하중 배분

* First Author : julee.shafting@mmu.ac.kr, 061-240-7242

† Corresponding Author : gsrin@mmu.ac.kr, 061-240-7450

을 유도하기 위한 축계정렬의 중요성을 잘 나타내고 있다(Mann, 1964; Mann, 1965a; Mann, 1965b; Wilkin and Strassheim, 1973).

또한 1990년대부터 고장력 강관을 선체 외관으로 사용하는 면적이 점차 확대됨에 따른 선체 유연성 증가로 인해 선체 변형량은 기존의 선박보다 커지는 추세가 되었다. 따라서 베어링 반력 변화량이 지지베어링의 허용치를 초과함에 따른 베어링의 손상사고 빈도가 크게 증대됨에 따라 이를 방지하기 위한 연구가 활발히 진행되었다(Nippon Kaiji Kyokai, 2006; Wäertsilä, 2007; MAN Diesel & Turbo, 2012; MAN Diesel & Turbo, 2014; Lee, 2016a). 그러나 상기와 같은 배경에서 수행된 연구는 주로 준정적(quasi-static) 상태에서 수행되었다. 즉, 계산은 정적인 상태로 수행하되 선박의 계획 최대 속력에서 발생하는 불평형 모멘트성분인 프로펠러 편심추력의 최대값만을 계산에 추가로 반영한 방식을 말한다. 이와 같은 방식은 계산이 비교적 간략하므로 시간과 비용을 저감할 수 있고, 동적 상태시 축의 예상 변형량을 쉽게 추정할 수 있는 점이 장점일 수 있지만 여전히 실제 동적상태에서 발생할 수 있는 잠재적인 위험요소는 식별할 수 없다는 데에 단점이 있다.

선박의 동적상태란 일반적으로 선급 규칙에 명문화된 비틀림진동에 관한 사항이 대부분이며 간헐적으로 횡진동, 종진동에 관한 연구가 수행되고 있다(Lee, 2016b). 그러나 아직까지는 선박의 프로펠러 추력이 선박 추진축계에 미치는 영향을 모든 선종에 일괄적으로 적용할 수 없는 한계가 있으므로 선형연구들을 통해 강조된 바와 같이 선종별 다양한 사례를 기반으로 향후 통계적인 분석을 수행할 수 있을 기반을 마련해 나가는 것이 중요하다(Lee, 2016c; Lee, 2016d; Lee, 2017).

본 연구에서는 4700톤급 실습선을 대상으로 선박 우현 전타시 프로펠러 편심추력이 추진축계에 미치는 영향을 검토하고자 한다.

2. 계측 및 해석방법

2.1 측정 설비의 구성

Fig. 1에서는 대상 선박의 축계배치도를, Table 1 및 Table 2에서는 연구대상 선박의 축계사양과 측정을 위한 스트레인 게이지(적색) 및 레이저 Tacho센서의 설치위치(녹색)를 나타내었다.

측정을 위한 텔레메트리장치는 Manner 사의 ‘Sensor telemetrie’ 모델을 사용하였으며 중간축에 Optical Tachometer 센서(A2103/LSR/001) 및 반사테이프를 부착하여 축의 회전속도를 측정하였다. 최종 설치된 계측 시스템 구성은 Fig. 2와 같다.

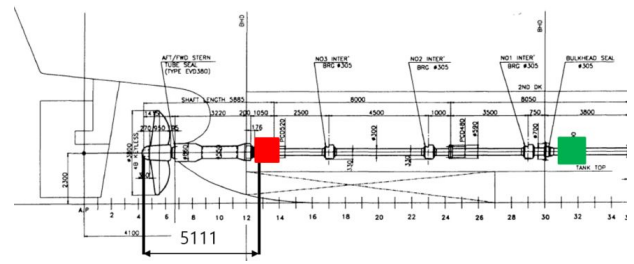


Fig. 1. Shafting arrangement and position of strain gauge and laser sensor.

Table 1. Specification of the ship

Vessel type	4,701 DWT training ship
Main engine	6S35MC(MAN Diesel & Turbo)
	MCR: 4,457 kW × 173 rpm NCR: 3,789 kW × 163.9 rpm
Propeller	4 blade fixed pitch
	Diameter: 3,800 mm
	Material: Ni-Al-Bronze Mass: 54.7 kN
Design speed	16.8 knots
Length overall	103 m

Table 2. Sensor connections

No.	Sensor type	Sensor name (mounted position)
1	Strain gage for bending stress	SG1 (in the vicinity of forward stern tube seal)
2	Laser for displacement	L1 (intermediate shaft)

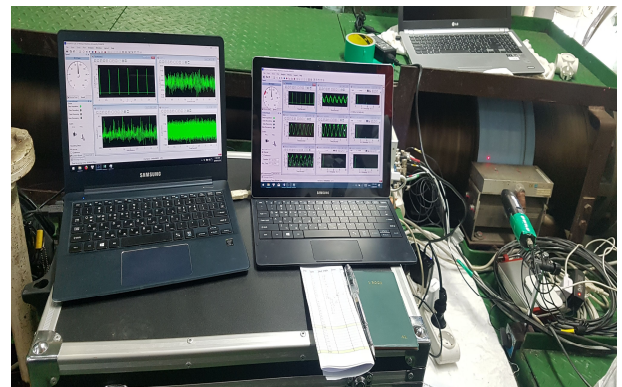


Fig. 2. Measuring system arrangement.

2.2 측정 절차

측정은 Table 3에 따른 조건으로 수행하였다.

Table 3. Test condition of the ship

Test#	Test condition	Engine load	rpm
1	NCR straight	85%	163.9
2	Steady state straight	75%	157
3	Rapid rudder starboard turn	75%	157

대상선박의 우현 전타 시험조건은 해상인명안전협약(SOLAS) II-1장 제 29규칙 3항(한쪽 현 35°에서 다른 현 30도°까지 28초 이내에 준하여 설정하였다(IMO, 2014)). 다만, 본 시험의 목적은 조타장치의 능력(capability) 검증에 관한 사항이 아닌 선박의 직진시 대비 전타시 선미 후방의 유동장(wakefield)변화에 기인한 과도상태가 선박 추진축계에 미치는 영향을 연구하는 것이므로 Fig. 3에서와 같이 직진시에서(타각 0°) 한쪽 현 전타(35°)를 수행하고 선박의 항로가 전타 방향으로 90° 변경될 때 까지를 시험조건으로 설정하였다. 또한 선박의 선령, 해상상태, 선박의 감항성을 고려하여 선박의 속도는 NCR 근방으로 제한하였다.

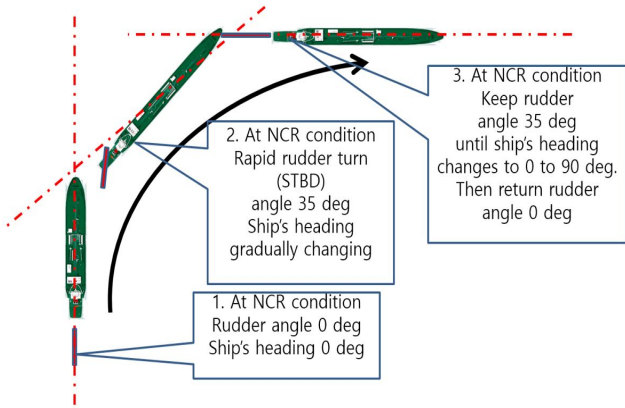


Fig. 3. Sea route of test ship.

아울러 대상선박의 항적을 모니터링 하여 향후 침로에 따른 선박 축계의 상태를 통계적으로 분석하기 위해 Fig. 4에서와 같이 전자해도를 통해 선박의 위치데이터를 수집하였다.



Fig. 4. GPS and Sea route of test ship.

2.3 원신호의 처리

분석을 위해 먼저 시간영역 기반인 원 데이터를 회전축에 부착된 스트레인 게이지 위치를 기준으로 한 회전각 기반 선도로 변환하는 작업이 필요하다. 일반적으로 변위신호를 기반으로 하는 경우 계측 위치에 두개의 센서를 서로 90° 간격을 두고 설치하고 회전속도계를 설치한다. 또한 가능한 프로펠러 편심추력에 의한 진폭(amplitude)이 가장 큰 선체 외부의 선미관 후부 실(seal) 근방에 센서를 설치하여 축 중심의 좌표를 구하는 것이 이상적이나(Yang, 2006), 이는 Fig. 5에서와 같이 해수에 노출된 위치에 센서를 설치, 고정하기 위한 전용의 브라켓(bracket) 제작, 센서 및 안테나 트랜스미터의 방수, 방유조치가 부가적으로 수행되어야 하므로 작업의 난이도, 소요시간, 비용대비 효용성 측면에서 현실적인 제약이 있었다(American Bureau of Shipping, 2017).

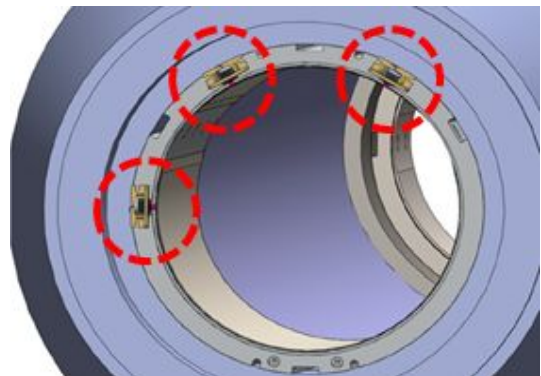


Fig. 5. An example of displacement measuring configuration after stern tube side.

따라서 이에 대한 대체방법으로 센서를 기관실 내에서 프로펠러에 가장 가까운 곳에 설치함으로써 분석을 수행할 수 있는데 이 방법은 전술된 계측법 대비 축의 변위성분은 알 수 없지만 동적상태에서의 축의 거동양상을 비교적 정확히 예측할 수 있어 실용적이다. 스트레인 게이지법을 사용하면 축 단면에서 발생하는 굽힘 모멘트를 얻을 수 있다. 스트레인 게이지의 저항값은 축이 회전하면서 발생하는 수직 변형률(strain)에 비례하여 변동하므로 입력 전압(V_{in}) 대비 변동된 출력 전압(V_{out})을 얻을 수 있으며 이를 통해 Fig. 6에서와 같은 풀 휘스톤 브릿지(full wheatstone bridge) 결선방식에서 식(1)과 같은 변형률 ϵ 을 얻을 수 있다.

$$\epsilon = \frac{V_o}{V_{ek}} \frac{4}{k} \quad (1)$$

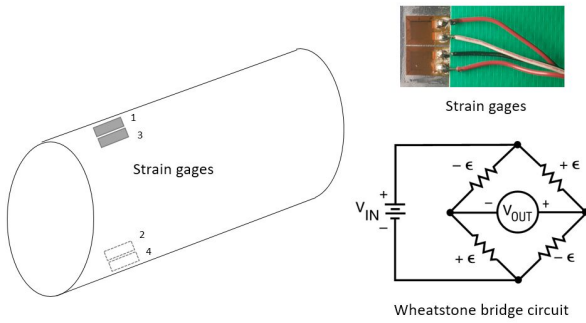


Fig. 6. Typical full wheatstone bridge configuration.

여기에서 V_{ek} 는 입력, V_o 는 출력전압, k 는 스트레인 게이지 상수이다. 변형률은 Fig. 7에서와 같이 축 회전각도에 따른 값으로 나타낼 수 있다.

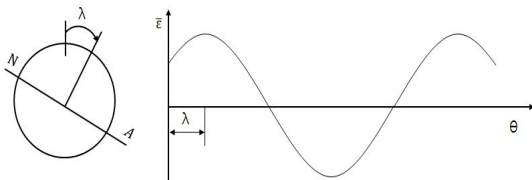


Fig. 7. A typical example of strain curve.

이러한 사인과 형상의 굽힘 모멘트, 축의 중립축과 스트레인 게이지 사이의 거리간 관계를 수식으로 표현하면 식(2)와 같이 나타낼 수 있다.

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

여기서, ϵ_a 는 변형량 진폭(strain amplitude)을 나타내며, λ 는 중립축(N-A; neutral axis)과 수직상태 사이의 각도를 나타낸다. 또한 θ 는 수직 방향과 게이지 사이의 각도, $\bar{\epsilon}$ 는 평균 변형률(average strain)을 나타낸다. 따라서 축 재료의 종탄성 계수 E 와 변형률을 이용하면 축의 굽힘응력 σ_b 를 식(3)과 같이 구할 수 있다.

$$\sigma_b = \epsilon_a E = \frac{M_b c}{I} \quad (3)$$

여기서 M_b 는 축의 굽힘 모멘트, I 는 축의 단면 2차 모멘트, c 는 축단면의 반지름을 나타낸다.

따라서, 축의 굽힘 모멘트 M_b 는 보의 관계식을 적용하여 식(4)와 같이 구할 수 있다.

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

여기서 D_o 는 축의 외경, D_i 는 축의 내경, Z 는 축의 단면 계수를 의미하며, 이를 통해 식(5) 및 식(6)과 같이 수직과 수평 모멘트를 계산할 수 있다.

$$M_v = \sigma Z \cos \lambda \quad (5)$$

$$M_h = \sigma Z \sin \lambda \quad (6)$$

산출된 굽힘 모멘트는 Fig. 8과 같이 프로펠러 및 센서 위치의 축 단면에 대해 회전좌표계(a rotating coordinate system)로 도시할 수 있다.

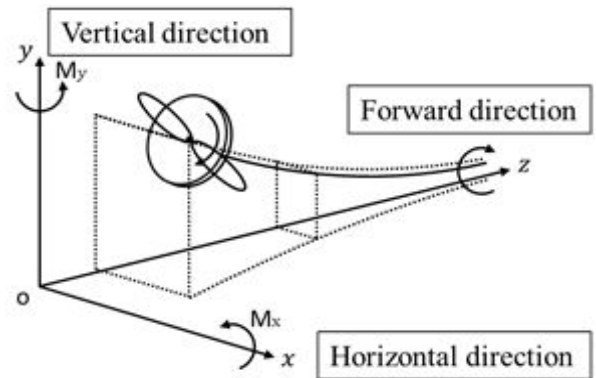


Fig. 8. Definition of moment direction.

또한 굽힘 모멘트를 궤도선도로 나타내기 위해서는 스트레인 게이지의 신호(원 신호)를 수직 및 수평성분으로 분리하는 것이 필요하며 파형의 특이점을 보다 용이하게 관찰하기 위하여 시간기반 신호를 축 회전각 기반신호로 변환하는 작업 또한 필요하다. 시간기반 신호(time domain signals)는 레이저 센서로 측정된 tachometer 신호를 통해 다음 변위신호 수신시 까지의 시간을 식(7)에 따라 축 회전수로 변환할 수 있다.

$$N_i = \frac{60}{(S_{i+1} - S_i)} \text{ (rpm)} \quad (7)$$

여기서 S_i 는 변위신호의 i 번째 수신시점을 의미하며 상기와 같은 처리절차를 통해 시간기반(time domain) 측정치를 회전각 기반(angle domain) 결과로 변환할 수 있다.

3. 결과 및 고찰

본 절에서는 상기와 같은 방법에 의해 도출한 결과를 고찰한다. 먼저 Fig. 9에서는 Table 3의 Test#1에 따른 NCR, Test#2 및 Test#3에 따른 우현 전타시(starboard turn) 계측된 스트레인 게이지 전방향(synthesized) 파형신호를 회전각 기준으로 나타내었다.

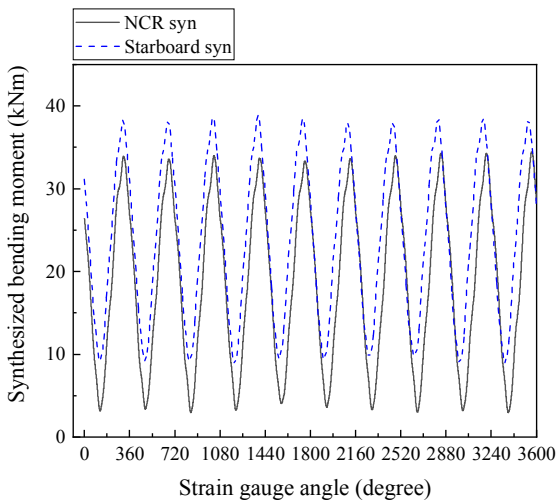


Fig. 9. Strain gauge angle domain signal (synthesized) at two conditions respectively.

다음으로 Fig. 10, Fig. 11에서는 각 조건에서의 스트레인 게이지의 전방향(synthesized) 파형신호를 식 (5), 식 (6) 및 식 (7)에 따라 각각 수직 수평성분으로 분리하여 스트레인 게이지 회전각 기준으로 나타내었다.

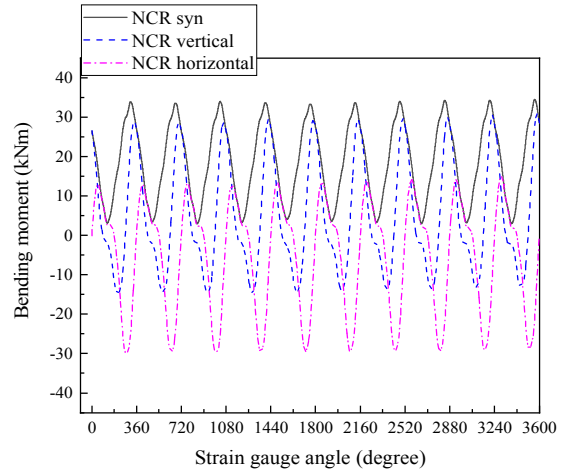


Fig. 10. Horizontal and vertical Strain gauge signal at NCR straight condition (test#1).

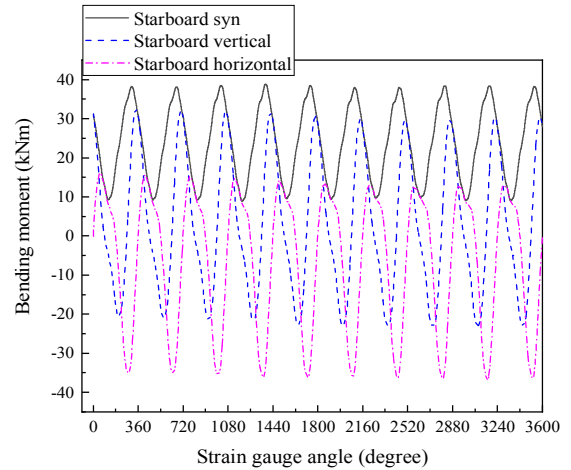


Fig. 11. Horizontal and vertical Strain gauge signal at rapid rudder starboard turn.

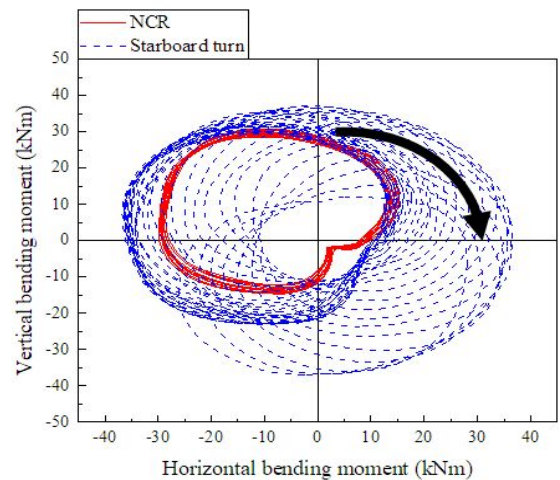


Fig. 12. Orbit plot at rapid rudder starboard turn.

마지막으로 Fig. 12에 분리된 스트레인 게이지 수직, 수평 성분을 x 축을 수평, y 축을 수직성분으로 하여 궤도선도 (orbit)로 나타내었으며 우현 전타시의 과도상태가 추진축계 거동에 미치는 영향을 비교하기 위하여 Test#1(NCR) 조건과 함께 나타내었다.

분석된 궤도선도 및 회전각 기반의 선도를 바탕으로 직진 상태에서는 전형적으로 정상 운전시 자유단에서 나타나는 운전형태를 보이고 있음을 알 수 있다. 그러나 우현 전타시 선미부 유동장 변화로 인해 선미관 내에서는 유체 유도 불안정 상태(fluid-induced instability)와 유동이 불안정하게 될 때 나타나는 stall현상이 동시에 나타남을 알 수 있다. 유체 유도 불안정 상태는 orbit이 원형이고 진폭이 크며 또 정방향 세차 운동을 한다는 점이 특징이다(Incosys, 2017). 뿐만 아니라 수평방향 진동 성분이 수직방향 진동성분보다 위상이 약 90° 가량 앞서서 stall 현상의 전형적인 특징도 가지고 있는데 Fig. 10 및 Fig. 11의 분석결과는 이러한 특징과 부합한다는 점을 잘 나타내고 있다. 스트레인게이지는 선미관 선수 seal 에 근접 설치되어 프로펠러와 게이지 사이가 변형이 없는 직선보로 볼 수 있으므로 프로펠러의 운동 방향은 스트레인 게이지 위치와 반대인 반시계 상방으로 이동함에 따라 축을 들어 올리는 효과로 선미관 베어링의 지지하중을 완화시켜 줄 것으로 판단된다. 본 사례에서 볼 때 과도상태 하의 프로펠러 편심추력은 NCR 대비 축을 선미관 베어링으로부터 들어 올리는 힘으로 작용하여 축계안정성 유지에 기여할 것으로 판단되었다. 그러나 서론에 기술한 바와 같이 본 연구는 본 선박의 우현 전타 조건에 국한되어 수행된 바, 향후 좌현 전타 조건에서의 연구를 포함한 다양한 선박의 사례를 통해 프로펠러 편심추력이 추진축계 안정성에 미치는 영향과 그에 따른 실용적 지침 마련을 위한 후속 연구가 필요하다.

4. 결론

본 연구에서는 4,700톤급 실습선을 대상으로 우현 전타 조건에서 프로펠러 편심추력이 축 거동에 미치는 영향을 검토하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) NCR 상태에서는 전형적으로 정상운전시 자유단에서 나타나는 운전형태를 보이고 있음을 알 수 있었으며 전타 시의 과도상태가 프로펠러 편심추력 변화를 유발하여 축의 거동에 영향을 미치는 주요 인자가 됨을 확인하였다.

(2) 우현 전타시 선미관 내에서 유체 유도 불안정 상태와 유동이 불안정하게 될 때 나타나는 stall현상이 함께 나타나는 것을 확인하였다.

(3) 우현 전타시 프로펠러 편심추력은 NCR 대비 축을 선미관 베어링으로부터 들어 올리는 힘으로 작용하여 선미관

베어링 하중완화에 기여하고 있음을 증명하였다.

이러한 현상이 축 거동에 미치는 영향은 그동안 축계 정렬 시에는 고려되지 않았던 점을 고려하여 향후 연구에는 과도상태에서 변화하는 편심추력에 의해 유발되는 불평형 진동에 대한 검토가 필요하다.

후 기

이 연구는 목포해양대학교 학술연구비에 의하여 지원된 논문이며 2018년도 (사)해양환경안전학회 공동국제학술발표회에 발표한 논문을 개선한 것입니다. 이에 감사드립니다.

References

- [1] American Bureau of Shipping(2017), <http://www.sname.org/HigherLogic/System/DownloadDocumentFile.ashx?DocumentFileKey=1a56a8ba-d5b7-4e98-becd-8c09be30ccdd>, Accessed August 23, 2017.
- [2] IMO(2014), International Maritime Organization, International Convention for the Safety of Life at Seav (SOLAS), Consolidated ed., London, IMO.
- [3] Incosys(2017), Vibration and Equipment handbook, <http://www.incosys.co.kr/index.php/book/book-table?id=945>, Accessed 25th March, 2017.
- [4] Lee, J. U.(2016a), A study of the analysis of shaft alignment considering hull deflections for 50,000 DWT oil/chemical tankers, Journal of the Korean Society of Marine Engineering (JKOSME), Vol. 40, No. 3, pp. 191-197.
- [5] Lee, J. U.(2016b), Theoretical and experimental analysis of th lateral vibration of shafting system using strain gauges in 50,000-DWT oil/chemical tankers, Journal of the Korean Society of Marine Engineering (JKOSME), Vol. 40, pp. 301-306.
- [6] Lee, J. U.(2016c), 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 (JKOSME), Vol. 40, No. 4, pp. 288-294.
- [7] Lee, J. U.(2016d), 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.
- [8] 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.
- [9] Lehr, W. E. and E. L. Parker(1961), Considerations in the design of marine propulsion shaft systems, *The International Journal of Society of Naval Architects and Marine Engineers (SNAME)*, Vol. 69, pp. 555-601.
- [10] MAN Dieset & Turbo(2012), Bearing Load Measurement by Jacking Up, Rev.8. Denmark: MDT, 2012.
- [11] MAN Dieset & Turbo(2014), Crankshaft Deflection Shop Trial and Sea Trial / Site Trial, Acceptance Criteria, Rev.18. Denmark: MDT, 2014.
- [12] Mann, G.(1964), Design of propulsion shaft systems using fair curve alignment theory, *The American Society of Naval Engineers Journal (NEJ)*, Vol. 76, No. 6, pp. 851-862.
- [13] Mann, G.(1965a), Analysis of shafting problems using fair curve alignment theory, *The American Society of Naval Engineers Journal (NEJ)*, Vol. 77, No. 1, pp. 117-133.
- [14] Mann, G.(1965b), Shipyard alignment of propulsion shafting using fair curve alignment theory, *The American Society of Naval Engineers Journal (NEJ)*, Vol. 77, No. 4, pp. 651-659.
- [15] Nippon Kaiji Kyokai(2006), Guidelines on Shafting Alignment, Japan: NK.
- [16] Rudolph, M.(1959), A quarter century of propulsion shafting design practice and operating experience in the U.S. navy, *The Journal of the American Society of Naval Engineers (NEJ)*, Vol. 71, No. 1, pp. 153-164.
- [17] Wärtsilä(2007), Amendment and Update of the Information Provided in Design Group 9709 “Engine Alignment”, Switzerland: Wärtsilä, 2007.
- [18] Wilkin, T. A. and W. Strassheim(1973), Some theoretical and practical aspects of shaft alignment, IMAS Conference 73 of The Institute of Marine Engineers.
- [19] Yang, B. S.(2006), Condition Monitoring & Diagnostics, Korea: Intervision.

Received : 2018. 04. 11.

Revised : 2018. 05. 28.

Accepted : 2018. 06. 27.