



# G/T 500톤급 차도선 추진축계시스템의 비틀림진동 특성과 안전성 평가

## Torsional Vibration Characteristics and Safety Estimation of Propulsion Shafting System on the G/T 500 ton Class Passenger and Car-ferry Vessel

송 명 호<sup>†</sup>  
Myeongho Song<sup>†</sup>

(Received August 29, 2019 ; Revised October 29, 2019 ; Accepted October 29, 2019)

**Key Words** : Safety Estimation(안전성 평가), Propulsion Shafting System(추진축계), Torsional Vibration(비틀림 진동)

### ABSTRACT

In South Korea, which is surrounded by the sea on three sides, many passenger and car ferries operate around the coasts where there are many islands. Until recently, passenger and car ferries of the 200 gross tonnage (G/T) class were mainly built by small shipbuilding companies. In recent years, with the improvement of the berth facilities of islands, passenger and car ferries of the 500 G/T class have been built and operated to improve economic and operational efficiency. The propulsion shafting system applied to these ships requires a high speed of more than 1500 r/min and more than 1 MW of power for the main engine system, which consists of two engines and two shafts. In South Korea, D company manufactures and supplies high-speed engines of up to 800 kW depending on market demand, but domestic brand engines of greater power are still difficult to obtain. Therefore, main engines are mostly imported and propulsion shafting systems are designed and manufactured according to the sales policies and guides of various domestic dealers. Furthermore, due to the high prices of main engines, ship owners purchase them directly and supply them to shipyards. Consequently, the overall design of propulsion shafting systems considering torsional vibration is not being performed. As a result, accidents related to the main engine and shafting system occur frequently because the torsional vibration characteristics of the engine are not fully examined. This study evaluates the torsional vibration characteristics and safety of three engine models applied to the propulsion shafting system focusing on the recently increasing number of passenger and car ferries of the 500 G/T class.

### 1. 서 론

삼면이 바다인 우리나라는 도서지방이 많은 해안을 중심으로 많은 차도선이 운항되고 있고, 얼마 전

까지만 해도 총톤수(G/T : gross tonnage) 200톤급 차도선이 주로 건조되어 왔다. 최근에는 도서지방의 부두 시설이 개선되고 경제성과 운항효율을 증가시키기 위하여 G/T 500톤급의 연안 차도선이 건조되어 운항되고 있다. 이러한 선박에 적용되는 추진축계는

<sup>†</sup> Corresponding Author; Member, Ship Repair Supporting Center, Mokpo Maritime University  
E-mail : smhsrc@mmu.ac.kr

<sup>‡</sup> Recommended by Editor Jun Hong Park  
© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

주기관의 회전수가 1500 r/min 이상 고속이면서 출력이 1 MW 이상이 필요하고 2기 2축 시스템으로 구성되어 있다. 국내에서는 시장 수요에 따라 주기관으로 D사가 고속엔진을 800 kW급까지 제작 공급하고 있으나 그 이상 출력을 갖는 국내 엔진 브랜드를 구하기가 쉽지 않다. 따라서 대부분 주기관은 수입에 의존하면서 국내 각종 딜러의 영업적인 정책 및 가이드에 따라 추진축계가 설계 제작되고 있다. 또한 주기관의 가격이 높아 선주가 직접 구매하여 조선소에 공급함으로써 비틀림진동을 고려한 추진축계의 종합적인 설계에 이르지 못하고 있다. 따라서 엔진의 비틀림진동 특성을 충분히 검토하지 못해 주기관 및 축계 사고가 자주 발생하고 있다<sup>(1)</sup>.

이 논문은 최근 증가하고 있는 G/T 500톤급 연안 차도선을 중심으로 추진축계에 적용된 세 가지의 엔진 모델을 중심으로 비틀림진동 특성과 안전성을 평가하고자 한다.

## 2. 비틀림진동의 특성

소형 연안 차도선이 G/T 500톤급으로 증가되면서 선박 내에서 대형 차량이 쉽게 회전을 할 수 있고 해상조건에 대하여 보다 안정성이 확보되었다. Fig. 1에서 중앙에 보인 선박이 연구 대상의 선박이며 좌우측은 기존 소형 선박이다. 차량을 탑재해야 하므로 주기관의 높이가 제한됨에 따라 고속 엔진을 적용할 수밖에 없다. Table 1에 연구 대상의 주기관의 주요 요목들은 나타내었다<sup>(2)</sup>. 여기서 모델 A, B는 동일한 엔진 유형이지만 엔진의 최대회전수에 따라 근본적으로 설계가 다르다. 모델 C는 모델 A, B보다는 크기가 작지만 평균유효압력의 증가로 엔진출력이 모델 A와 유사하다. 이러한 모델들은 국내 딜러에 의해서 최대 연속출력(MCR : maximum continuous rating) 기준인

‘heavy duty rating (HDR)’으로 판매하고 설계되어야 하지만 가능한 출력인 ‘light duty rating (LDR)’으로 소개하고 있어 많은 문제들이 발생하여 왔다. 세계적으로 유명한 독일의 한 회사의 소개 자료를 보면 LDR의 출력이 HDR보다 1.65배 크며 LDR의 전부하(full load)의 사용 시간을 연 200시간으로 제한하고 있다<sup>(3)</sup>. 그리고 동일하게 크랭크축의 비틀림응력을 감소시키기 위해 모두 점성토크가 적용되어 있고 감속기어를 보호하기 위하여 고성능의 탄성커플링이 적용되었다. 자유진동계산은 전달매트릭스법에 의해서 수행되었으며 경계조건에서 시작점과 끝점의 진동토크는 영이고, 진동진폭은 상대 진폭을 구하며 기준점을 1로 하였다. 고유진동수는 Table 2에 보인 바와 같으며, 첫 번째에서 세 번째 모드까지 비틀림진동에 의한 영향이 크게 나타난다. 그리고 이 모델들은 모두 12실린더 V형 엔진으로 Throw 뱅크(A, B) 사이

Table 1 Specifications of propulsion engines

Model	A	B	C
Ship size(G/T)	580	400	540
Power (kw×r/min)	1350×1600	1175×1800	1340×1940
Bore & stroke(mm)	170/190	170/190	155/180
Cylinder no.	12	12	12
Bank angle (°)	420	60	450
Firing order	1-5-3-6-2-4	1-5-3-6-2-4	1-4-2-6-3-5
M.O.I. of damper ring (kg·m <sup>2</sup> )	1.94	5.62	0.45
M.O.I. of flywheel (kg·m <sup>2</sup> )	14.67	14.67	12.72
M.O.I. of propeller (kg·m <sup>2</sup> )	106.4	106.3	75.0
Stiffness of flexible coupling (kN·m/rad)	83.0	88.3	135.0
Reduction ratio of gear	0.25	0.219	0.25
Weight (ton)	6.5	6.5	4.95



Fig. 1 G/T 500 ton class passenger and car-ferry ship

실린더 폭발각에 영향을 받는다. Table 3은 주요 진동 차수에 대한 뱅크 사이의 위상각으로 이 값은 폭발각에 차수를 곱해서 계산되며, 만약 그 각이 180°이면 합성벡터인 기진토크가 영이 된다. 세 모델에서 0.5차, 4.5차, 6차 성분은 A, B 뱅크의 합성벡터를 계산하면 모델 C가 유리하다. 동일한 방법으로 2.5차, 3.5차를 계산하면 모델 B가 유리하며 0.5차는 가장 불리하다. 이러한 특성은 엔진제작사의 초기 설계에 의해서 이미 결정되며 조선소(또는 선주)에서 선박에 적합한 모델을 선정하는 것이 중요하다. 강제진동 계산은 목포해양대학교 동역학연구실에서 자체개발하여

**Table 2** Natural frequencies of torsional vibration (cycles/min)

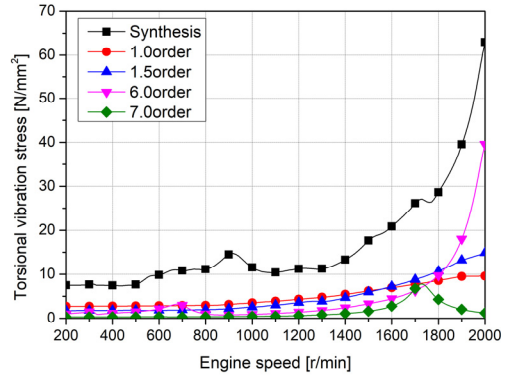
Number of node	Model A	Model B	Model C
1	765.2(720)	778.0	1012.3
2	2032.5 (1680)	1924.9	2655.6
3	4953.9 (5480)	4541.3	4943.9
4	9605.7	10678.4	9891.7
5	13415.1	12511.4	18805.7

( ) : measurement

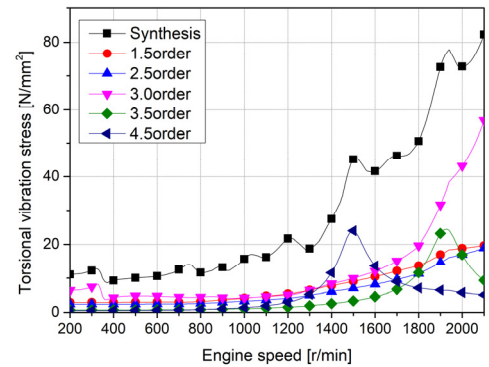
**Table 3** Phase angle of torsional vibration between banks (deg.)

Order	Model A	Model B	Model C
0.5	210	30	225
1.5	90	90	45
2.5	30	150	135
3.5	30	210	135
3	180	180	90
4.5	90	90	135

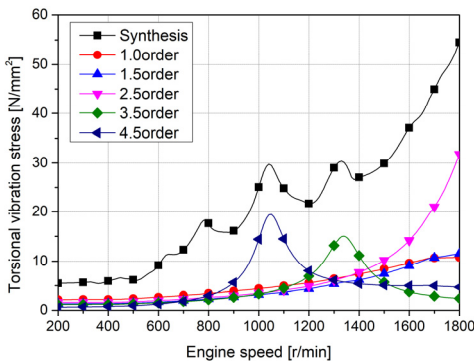
보유하고 있는 S/W를 이용하였으며, 해석방법은 계산시간을 줄이기 위해 전달매트릭스법(한 질점에 5×5 매트릭스)을 이용하였다. Fig. 2는 모델 A의 크랭크축의 비틀림진동 응력이며 이론상 MCR인 1600 r/min까지는 운전 상 문제가 없으며, LDR로 회전수를 약간 상향 운전하여도 문제는 없다. Fig. 3은 모델 B의



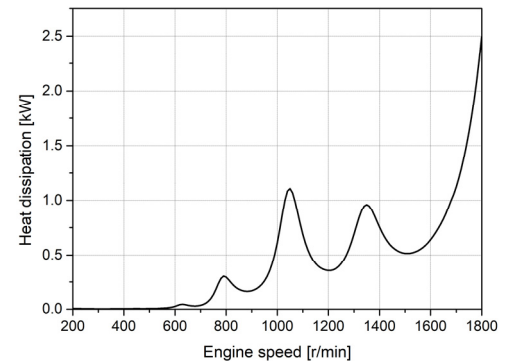
**Fig. 3** Torsional vibration stress on the crankshaft throw 5 of model B



**Fig. 4** Torsional vibration stress on the crankshaft throw 5 of model C



**Fig. 2** Torsional vibration stress on the crankshaft throw 5 of model A



**Fig. 5** Heat dissipation on the torsional vibration damper of model A

크랭크축 응력으로 모델 A와 비교하여 2.5차, 3.5차는 낮지만 MCR 이후에는 6차가 급격하게 증가하므로 LDR를 1900 r/min까지만 운전이 가능하다. 모델 C는 실제로 MCR 회전수인 1940 r/min에서 이론상 크랭크축의 비틀림응력이 매우 높으므로 측정을 통한 검증이 필요하며 문제가 없을 경우는 사용이 가능하다.

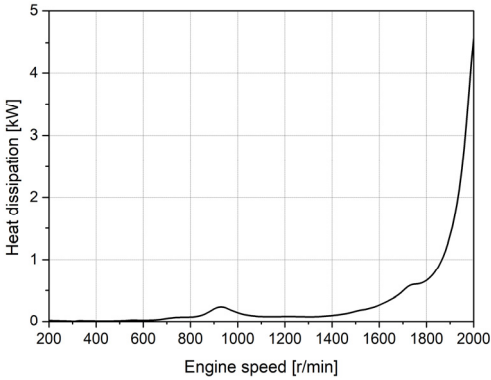


Fig. 6 Heat dissipation on the torsional vibration damper of model B

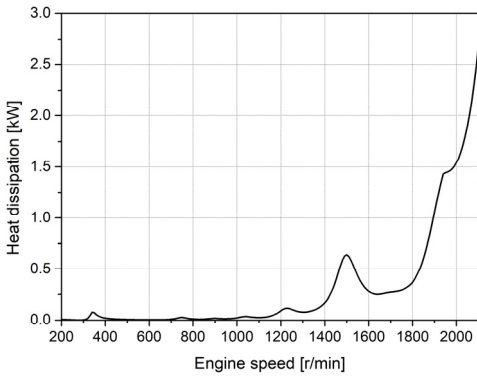


Fig. 7 Heat dissipation on the torsional vibration damper of model C

다. 저자의 판단으로는 이론상 이 엔진의 경우 HDR은 1600 r/min 적합하며 LDR은 1800 r/min까지 가능할 것으로 판단된다. 크랭크축의 안전성을 확인하기 위한 최종적인 결정은 이론 해석보다는 시운전 시 비틀림진동 계측에 의해서 판단하여야 한다. Figs. 5~7은 세 엔진 모델의 비틀림진동 댐퍼에서 발생된 열량으로 Table 1의 댐퍼 관성 크기에 비해 모델 C가 특히 높다. 저자의 경험에 의하면 댐퍼에서 발생하는 열을 주위에 소산시키지 못하면 엔진의 운전시간에 따라 댐퍼의 온도가 점점 올라간다. 그리고 댐퍼 내부에 채워진 실리콘 오일의 점도가 떨어지면서 댐퍼의 성능이 저하되어 크랭크축의 절손사고가 발생한 사례도 목격한 적이 있었다. 특히 Fig. 7에서 모델 C는 1900 r/min이상에서 엔진을 사용하고자 하면 운전 시 비틀림진동과 함께 댐퍼 케이싱의 온도를 같이 체크해야 한다. Figs. 8~10은 한 실린더 착화실패 시 세 모델의 탄성커플링의 진동토크로 세 모델 모두 MCR 근처에서 크지 않아 바람직하다. 그러나 모델

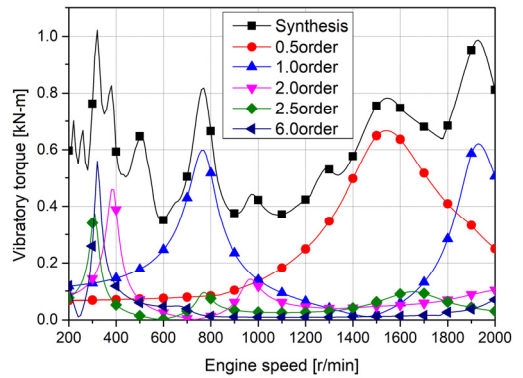


Fig. 9 Vibratory torque on the flexible coupling of model B

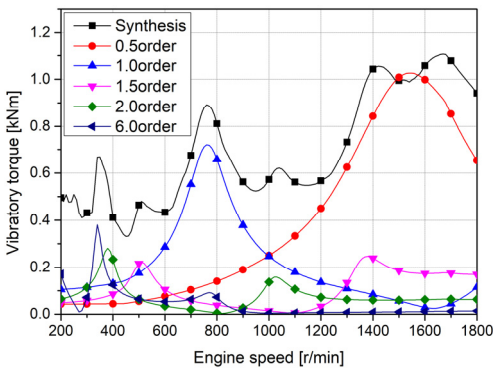


Fig. 8 Vibratory torque on the flexible coupling of model A

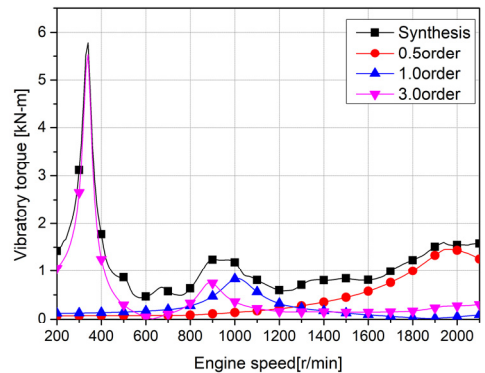


Fig. 10 Vibratory torque on the flexible coupling of model C

C는 300 r/min에서 한 실린더 착화실패와 관계없이 3차성분의 진동토크가 매우 크다. 유의할 사항은 클러치를 부착하는 동안 초기 엔진의 회전수 600 r/min라고 가정하면 프로펠러의 회전수는 0 r/min으로부터 시작하여 완전 부착 시는 추진축계의 전체 회전수가 급격하게 떨어진다. 따라서 추진축계는 순간적인 마찰토크의 영향을 받아 진동하게 되며 전체 회전수가 3차 비틀림진동의 공진 회전수 근처까지 떨어지면 매우 큰 토크변동이 발생하며 시운전 시 이들을 확인하여야 한다. 즉 모델 C에서 클러치 부착 시 Table 2의 첫 번째 고유진동수인 17 Hz 비틀림진동이 어느 정도 크고 지속되는지 확인하여야 한다.

### 3. 비틀림진동 측정 및 안전성 평가

비틀림진동 측정<sup>(4)</sup>은 모델 A에서만 수행하였으며, 모델 B, C는 직접 참여한 프로젝트가 아니어서 수행하지 못하였고, 특히 C 모델은 탄성커플링 사고에 대한 비공식적인 자문에 의해서 검토하게 되었다. 모델 A에서 전체적인 측정 장비의 배치는 Fig. 11과 같이 하였다. 측정은 선박의 영업시간을 고려하여 목포에서 출발하여 목포까지 되돌아오는 때까지 5시간 동안 이루어졌고, 측정된 신호 분석은 자체 개발한 EVAMOS를<sup>(5)</sup> 이용하여 실험실에서 수행하였다. 기본

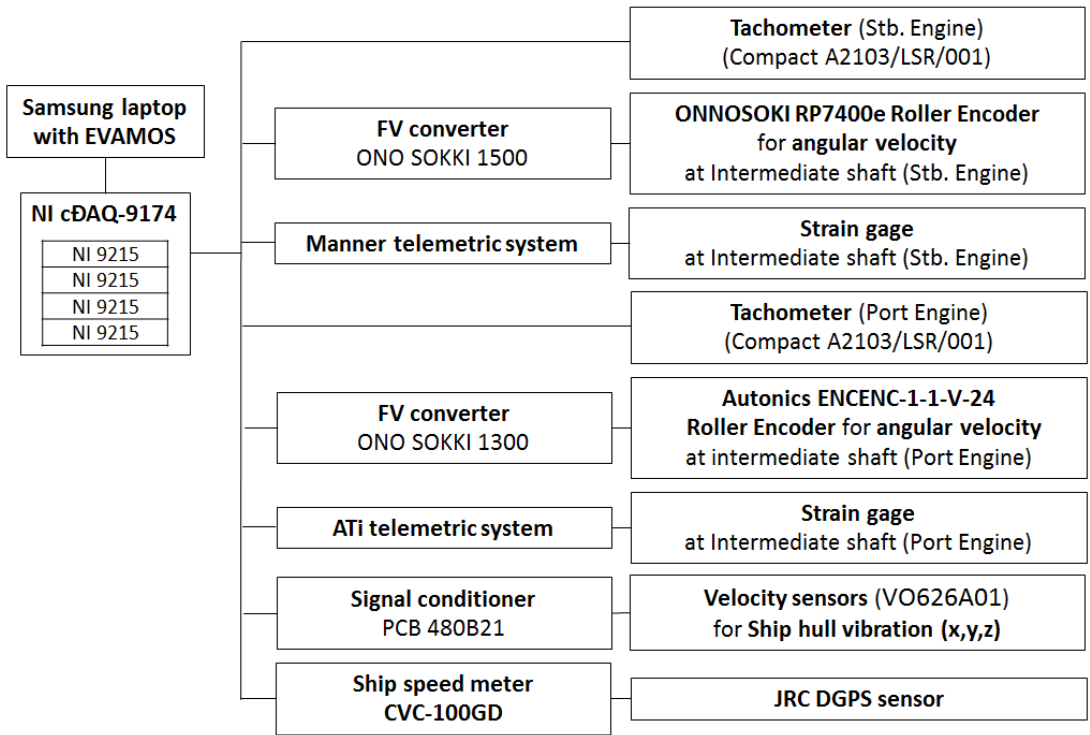


Fig. 11 Schematic diagram for global vibration measurement

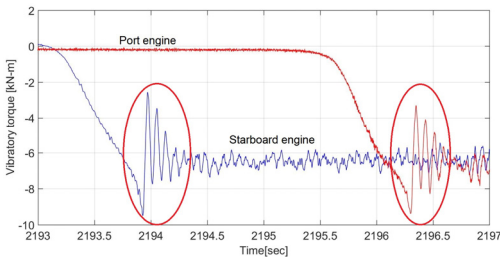


Fig. 12 Vibratory torque of intermediate shaft during clutch engage (astern)

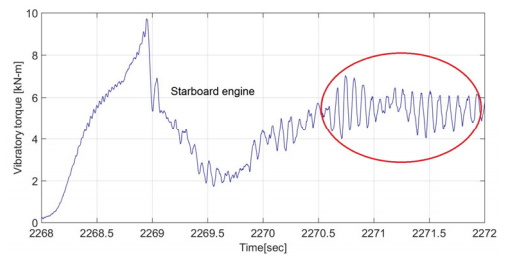


Fig. 13 Vibratory torque of intermediate shaft during clutch engage (ahead)

이 되는 비틀림진동은 좌·우현 엔진의 중간축에 스트레인게이지를 이용한 full bridge를 구성하여 부착하고 원격 시스템을 이용 측정하였다. Fig. 12는 선박 후진 시 클러치를 부착할 때 측정된 중간축의 진동토크로 0.8초 정도 전달토크가 음의 방향으로 증가하다가 진동하기 시작하며 최대진폭은 그림 내 타원을 참조하여

$\pm 3.3 \text{ kN}\cdot\text{m}$ 이며 좌·우현 엔진의 경향이 비슷하다. Fig. 13은 선박 전진 시 클러치를 부착할 때 측정된 우현 엔진의 진동토크로 0.9초 정도 전달토크가 양의 방향으로 증가하다가 엔진회전수와 함께 한동안 떨어지면 다시 진동하기 시작하며 최대진폭은  $\pm 1.6 \text{ kN}\cdot\text{m}$ 이다. 그리고 이 두 시험에서 진동주파수는 12 Hz로 Table 2에서 해석한 1절 고유진동 12.8 Hz보다 약간 낮다. 클러치가 적용된 선박용 추진축계는 반드시 클러치 부착 시 진동토크를 측정하여 시스템의 이상 유무를 확인하는 것이 바람직하다. 특히 고성능 탄성커플링이 아닌 고무블록(rubber block)형 커플링을 적용할 경우 순간적으로 클러치의 마찰토크가 증가할 뿐 아니라 흡수하지 못하고 축계에 직접 전달되어 감속 기어의 치가 부러지는 경우가 종종 있다<sup>(1)</sup>. Fig. 14는 엔진의 run-up시 측정된 진동토크의 엔진회전수에 대한 차수분석결과로 1.5차가 가장 크며 클러치 부착 시보다는 낮다. Fig. 15는 waterfall 분석결과로 Fig. 14에서 분석되지 않은 프로펠러 회전수 차수와 프로펠러 회전수 5배의 진동을 추가로 보인다. 여기서 1차는 주로 축의 굽힘응력일 가능성 높고<sup>(6)</sup> 5차는 프로펠러 날개수와 같은 차수로 프로펠러에 의해서 유기된 비틀림진동이다. Fig. 16, Fig. 17은 중간축에서 측정된 각속도 변동으로 고유진동수를 확인하는데 이용할 수

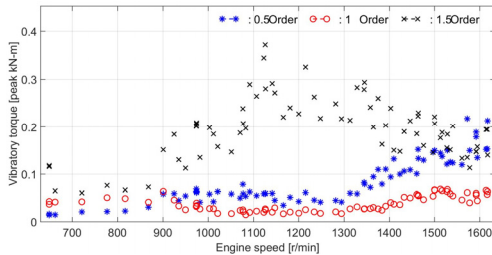


Fig. 14 Vibratory torque measurement (order) at intermediate shaft

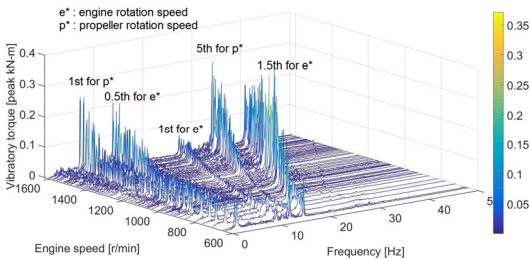


Fig. 15 Vibratory torque measurement (waterfall) at intermediate shaft

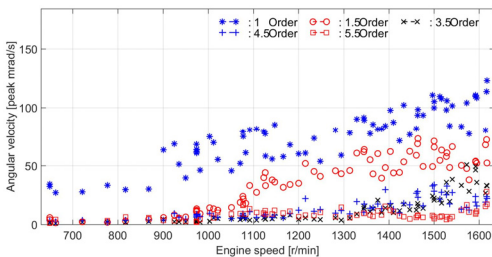


Fig. 16 Angular velocity measurement (order) at intermediate shaft

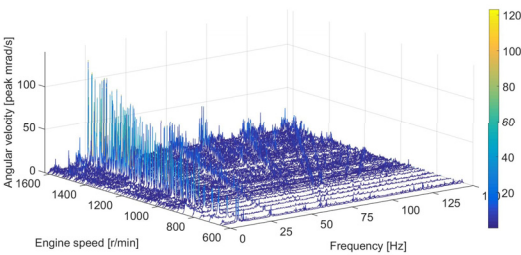


Fig. 17 Angular velocity measurement (waterfall) at intermediate shaft



Fig. 18 Damaged flexible coupling on the model C

있지만, 진폭이 작고 탄성커플링과 감속기를 통과한 신호로 크랭크축의 응력으로 환산하기 위해 정량적으로 비교하기는 어렵다. Fig. 18은 모델 C에서 비공식적으로 입수한 손상된 탄성커플링을 보인다. 손상된 부위가 외곽 원주를 따라 응력집중이 된 홀(hole)과 홈 부위의 여러 점에서 동시에 일어난 것을 보면 과도한 순간적인 전달토크보다는 진동토크에 의해 누적된 피로파손으로 판단된다. 좀 더 정확한 원인 규명은 측정에 의해서 확인해야 한다. 선박의 안전성을 확보하기 위해서는 엔진제작사에서 LDR를 운전 가능성을 통보하더라도 연간 200시간에 축적된 피로누적수는 비틀림진동의 기준이 되는 IACS (international association of classification societies) M68의<sup>(7)</sup> 연속 운전의 허용치에 달하게 된다. 따라서 비틀림진동의 허용치를 초과하게 되면 이 LDR를 사용할 수 없다.

#### 4. 결 론

최근 증가하고 있는 G/T 500톤급 연안 차도선의 추진축계 비틀림진동의 특성과 안전성을 검토하였으며 이를 정리 요약하면 다음과 같다.

(1) 사례연구의 검토(설계)과정에서 바꿀 수 있는 비틀림진동 요소는 오직 주기관인 디젤엔진과 탄성커플링뿐이었으며, 이를 고려하여 비틀림진동이 충분히 검토된 후 주기관이 발주되어야 한다. 또한 전체적인 통합설계가 필요하며 신뢰할만한 기관에서 비틀림진동 해석과 계측을 수행하여야 한다.

(2) 4행정 디젤엔진에서 비틀림진동 댐퍼와 탄성커플링의 수명은 비틀림진동의 크기와 누적에 의해서 결정되며 피로강도 대한 평가가 필요하다. 또한 필요하다면 선박의 안전과 관리차원에서 비틀림 또는 종합적인 진동모니터링 시스템도 고려할 수 있다.

(3) 국내 중·소형 연안여객선은 선급에 입급되지 않은 경우 대형 선박의 선급승인 절차와 동일하게 관계 기관의 엄격한 사전 검사와 함께 시운전시 충분한 시험을 거쳐서 이상 유무를 확인하여야 한다. 특히 클러치의 부착 시 진동토크의 체크와 함께 탄성커플링과 감속기어의 안전성을 검토하는 것이 바람직하다.

#### References

- (1) Kim, I. S., Yoon, H. W., Kim, J. S., Vuong, Q. and Lee, D. C., 2015, Reduction Gear Stability Estimation due to Torque Variation on the Marine Propulsion System with High-speed Four Stroke Diesel Engine, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 25, No. 12, pp. 815~821.
- (2) Dynamics Laboratory of Mokpo Maritime University, 2016, Torsional Vibration Calculation for Project BS15-55, No. MDL-16051.
- (3) Commercial Marine Diesel MAN Engine Models RDI Group, <http://www.manengines.com/commercial-vessels/engines>.
- (4) Dynamics Laboratory of Mokpo Maritime University, 2016, Ship Performance and Global Vibration Measurement Report for Bigeum Nonghyup G/T 580 Class Passenger and Car-ferry Ship, No. MDL-16101.
- (5) Lee, D. C., Joo, K. S., Nam, T. K., Kim, E. S. and Kim, S. H., 2009, Development of Engine Vibration Analysis and Monitoring System(EVAMOS) for Marine Vessels, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol 19, No. 2, pp. 155~162.
- (6) Kim, J. H., Kim, J. S., Kim, T. E. and Lee, D. C., 2011, Measurement and Assessment of Whirling Vibration Using Strain Gage in Small Propulsion Shafting System, Proceedings of the KSNVE Annual Autumn Conference, pp. 527~532.
- (7) International Association of Classification Societies, 2015, Dimension of Propulsion Shafts and their Permissible Torsional Stress(M68).



**Myeongho Song** received his M. Eng. from Mokpo Maritime University in 2008. He is now working Ship Repair Supporting Center. Also he is studying Doctor course at Dynamics Lab. of Mokpo maritime university.