

디젤 발전소의 T-mode 진동에 관한 실험적 고찰

An Experimental Study of T-mode Vibration on the Diesel Power Plant

이돈출* · 남택근* · 배용채** · 김연환**
D. C. Lee, T. K. Nam, Y. C. Bae and Y. H. Kim

Key Words : Diesel power plant(디젤 발전소), Resonance(공진), T-mode vibration(T-mode 진동), Torsional vibration(비틀림 진동), Vibratory torque(진동 토크)

ABSTRACT

Nowadays, diesel power plant using low speed two stroke diesel engine is widely used in islands and restricted areas. Considerations were given to its benefit of high thermal efficiency, reliability and durability compared to the other prime movers. However, various types of engine vibration affect neighboring buildings to their structural vibration. For this, diesel power plant are held liable for the troubles caused by these vibration.

These are mainly due to the X- and H-type engine vibrations which are excited by the X- and H- guide force moment. Authors have identified a structural vibration of new pattern called 'T-mode vibration' due to the torsional vibration of shafting system. In this paper, T-mode vibration is analyzed through an experimental method based on the global vibration measurement.

기호설명

- c_e : 등가감쇠
- k_e : 등가강성
- m_e : 등가질량
- $x_e, \dot{x}_e, \ddot{x}_e$: 등가질량의 변위, 속도 및 가속도진폭
- $m_{i,j}$: 질점 i, j 의 질량
- $l_{i,j}$: 질점 i, j 의 진동 모드
- F_{ek} : k 차의 기진력,
- ω : 각진동수
- α_k : k 차 기진력의 위상각
- k : 진동차수

1. 서론

디젤엔진을 사용한 발전은 도서 또는 제한된 지역에 매우 유리하며 열효율, 내구성 및 신뢰성이 높아 많이 이용되고 있다. 이러한 장점과는 달리 엔진의 구조진동이 클 경우 엔진자체뿐만 아니라 이 진동이 인접구조물에 전달되어 2차 진동이 발생하여 문제가 되는 경우가 종종 있어 왔으며 대부분이 X-, H-moment에 의한 엔진 자체의 구조진동이 주 원인이었다.^(1~4) 저자들은 흔히 볼 수 있는 이러한 디젤 발전소의 진동현상과는 달리 비틀림진동의 비공진영역인 발전기 동조회전수에서 구조물의 T-mode(비틀림진동에 의해서 발생하는 크랭크축의 진동토크를 기진원으로 하여 엔진하부고정부를 기점으로 엔진 전체를 회전시키려고 하는 모드형상의 구조진동을 칭함) 진동을 실험을 통해서 확인하였다. 본 논문에서는 이러한 진동현상을 실험을 통해서 규명하고 방진대책을 세우고자 한다.

2. 디젤발전소에서 엔진본체 진동과 모델 단순화

디젤 발전소에서 엔진의 본체진동을 지금까지 Fig. 1

* 목포해양대학교 기관시스템공학부
E-mail : ldcvib@mmu.ac.kr
Tel : (061)240-7089, Fax : (061)240-7282

** 전력연구원 수화력발전연구소

과 같이 세 가지 유형으로 구분하여 왔다. H-mode 진동은 주로 7실린더 이하의 엔진에서 일어나며 상부 좌우방향의 진동진폭크기는 거의 같고 진동의 위상도 같다. X-mode 진동은 8실린더 이상의 엔진에서 일어나며 엔진의 무게중심을 기준으로 엔진의 변위진폭의 방향은 엔진의 앞쪽과 뒤쪽에서 서로 반대이며 동시에(동일한 위상) 일어난다. T-mode 진동은 H-mode와 X-mode 진동과 유사하지만 엔진을 미는 대신에 엔진 전체를 회전시키려고 하는 진동으로 진동진폭은 Fig. 2와 같이 비틀림진동의 진동모드 영향을 받는다. 엔진의 L형 진동은 4~6 실린더 엔진에서 중간축과 프로펠러축의 직경을 증가시켜 비틀림진동의 주 공진점을 엔진최대회전수 보다 상향조정하는 경우 진동토크가 증가하여 일어나며 프로펠러에서 전후방향으로 유체력이 발생하여 선체 전후방향의 구조진동을 동반한다. 이와 관련된 연구⁶⁻⁷⁾는 1970년대 말부터 규명되기 시작하여 대부분 이러한 진동을 피해서 설계하고 있다. 따라서 발전소에서 L-mode 진동은 실린더 수와 관계없이 추진축계의 종진동 및 중·비틀림 연성진동에 의한 추력 변동력에 의해서 일어날 수 있으며 엔진 자체의 L형 진동의 고유진동수가 높아 발전기 동조회전수에서의 공진 가능성이 희박하고 기진력인 프로펠러의 유체력이 존재하지 않으므로 거의 일어나지 않을 것으로 예상된다.

Fig. 3과 같이 복잡한 엔진 구조에 대한 진동계산을 단순화하기 위하여 엔진 진동계를 1질점계의 등가질량으로 치환하는 것이 편리하다. 여기서 저속 또는 중속의 대형 엔진의 발전기는 독립된 구조로 설치되며 엔진구조에 영향을 받지 않고 진동진폭이 엔진에 비해 상대적으로 작아 무시할 수 있다. 진동모드는 엔진을 FEM⁸⁾ 해석 또는 유사엔진의 진동계측 자료를 이용하여 엔진의 질점 i, j 에서 진동 모드의 진폭을 구하고 식(1)을 이용하여 H-mode, X-mode, T-mode 및 L-mode 진동의 등가질량을 구한다. 유사한 방법으로 등가감쇠(c_e), 등가강성(k_e)을 구할 수 있다.

$$m_e = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m m_{i,j} \cdot l_{i,j}^2 \quad (1)$$

기진력으로 H-mode, X-mode 진동을 위하여 H, X-모멘트는 실린더 연소압력과 피스톤 및 크랭크축의 왕복관성력을 고려한 접선방향의 하모닉 계수를 이용하여 구할 수 있다. T-mode 진동은 비틀림진동에 의한 진동토크를 이론해석 및 비틀림진동 계측을 그리고 L-모드 진동은 종진동 해석에 의해서 추력변동력을 구한다. 이러한 과정을 통해서 엔진을 하나의 등가 질량계로 치환할 수 있으며 이를 정리하면 식(2)와 같다.

$$m_e \ddot{x}_e + c_e \dot{x}_e + k_e x_e = F_{ek} \sin(k\omega t + a_k) \quad (2)$$

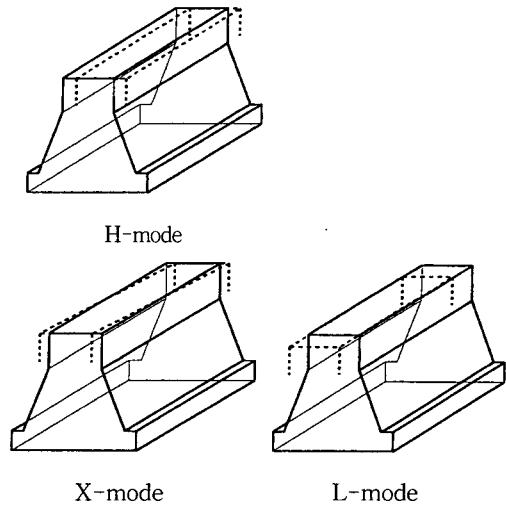


Fig. 1 H, X and L-mode vibrations of two stroke low speed diesel engine

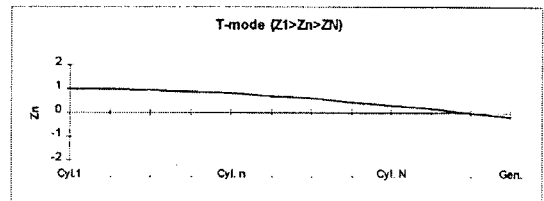


Fig. 2 Relevant amplitude of T-mode vibration for stationary engine

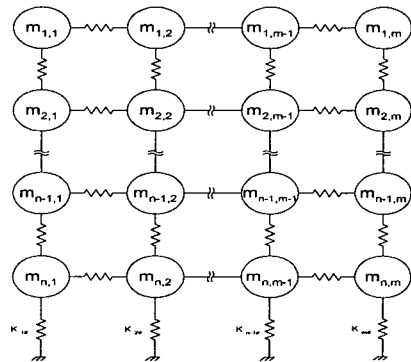


Fig. 3 Lumped masses of diesel engine and foundation

3. 실험 모델의 비틀림진동

실험 대상의 엔진 및 발전기는 중급 디젤발전소에 적용되고 있는 것으로 요목은 Table 1과 같다. 발전기의 동

조회전수에서 비틀림진동의 주진동차수를 피하기 위하여 일반 엔진을 반대로 배치하여 터닝 휠(일명 플라이 휠) 및 체인 드라이브가 앞쪽에 설치되어 있다. 또한 비틀림진동을 감쇠시키기 위하여 크랭크축 가장 앞쪽에 비틀림진동 댐퍼를 동시 부착하였다. 발전기 축의 직경은 정상적인 상태보다 크게 증가시켜 비틀림진동의 1절 고유진동수를 707.4 cpm(cycles/min)로 하여 1절 7차 진동은 발전기동조회전수보다 낮게 그리고 1절 4차 진동을 높게 조정하여 비틀림진동을 피하고 있다. 2절 진동의 고유진동수는 1986.08 cpm으로 고유진동수가 높아 엔진운전영역에서 영향력이 거의 없다. 진동 모드는 Fig. 4와 같고 1절 진동의 상대진폭은 뒤쪽으로 갈수록 작아져 발전기에서 거의 영에 접근한다. 이는 엔진이 거대한 고정물인 발전기(로터)에 고정되어 있는 것을 의미한다. Fig. 5, Fig. 6은 각각 무 부하에서 크랭크축과 발전기로터축의 부가응력을 계산한 결과로 축의 직경이 상대적으로 커서 진동토크는 큰 편이다. 그리고 발전기 동조회전수인 138.5 rpm에서 피스톤의 관성력 영향을 받아 3차 진동이 크지만 부하가 증가할수록 가스폭발압력의 영향을 받아 상쇄되면서 이 성분은 감소된다. Fig. 6, 7은 전(full) 부하에서 각각 크랭크축과 발전기로터축의 부가응력을 계산한 결과로 크랭크축에서는 4차 성분보다는 7차 성분이 크고 발전기축에서는 7차 성분보다는 4차 성분이 증가한다. 그리고 엔진의 T-mod진동의 고유진동수와 토크변동의 차수와 발전기의 동조회전수의 곱이 일치할 경우 과대진동을 일으킬 수 있다.

Table 1 Specification of the 7K60MC-S generator set

Torsional damper	M.O.I for casing (Moment of inertia)	2,350 kg · m ²
	M.O.I for ring	4,815 kg · m ²
	Diameter×Width	2,450 × 350 mm
	Damping	489 kN · m/s
	Weight	7,990 kg
Engine	Type	7K60MC-S
	Cyl.bore×stroke	600×1,650 mm
	Power at MCR	10,450 kW×138.5 rpm
	Recip./rot. mass	5,425/3,733 kg/cyl.
	Firing order	1-7-2-5-4-3-6
	Conn. ratio(r/l)	0.364
	Crankshaft diameter	670 mm
	No. of cylinder	7 ea
	Weight(dry)	350 ton
Generator	Maker	Medensa
	No. of poles	52 ea
	Idling speed	70 rpm
	Dia of rotor/shaft	73,000/720 mm
	Weight of rotor	34.7 ton
	Thickness of rim	150 mm
	M.O.I for rotor	235.5 ton · m ²

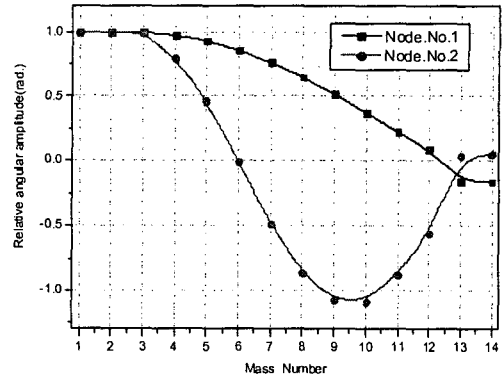


Fig. 4 Vibration mode for torsional vibration

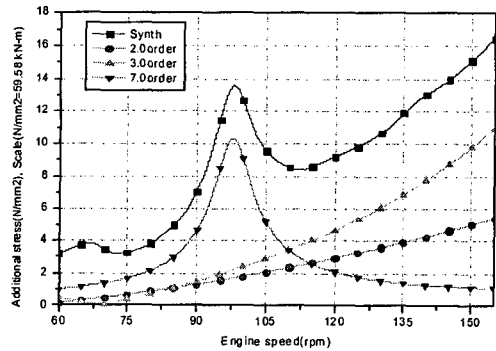


Fig. 5 Additional stress between cylinder No.4 and No.3 in full load condition

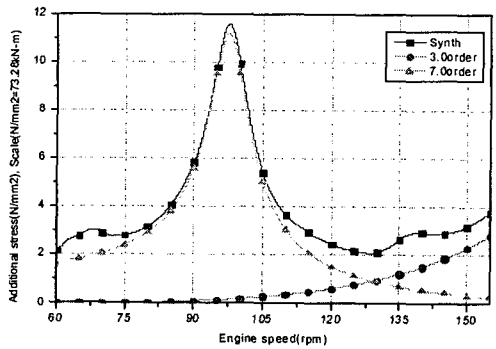


Fig. 6 Additional stress between shaft and generator in zero load condition

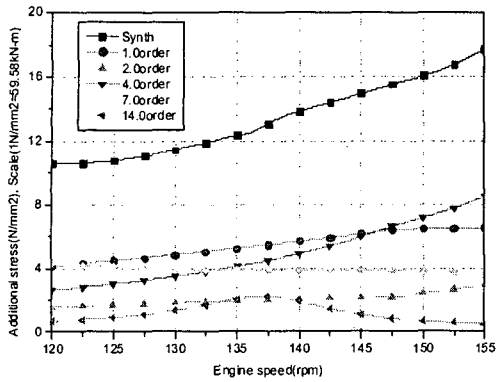


Fig. 7 Additional stress between cylinder No.4 and No.3 in full load condition

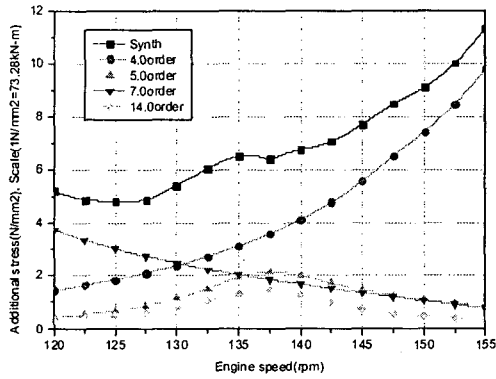


Fig. 8 Additional stress between shaft and generator in full load condition

4. T-mode 진동의 실험적 고찰

종합적인 진동계측⁹⁾을 위하여 Fig. 9와 같이 장비를 배치하였다. 비틀림진동은 점성댐퍼가 부착되어 있어 이를 정기적으로 모니터링하기 위하여 터닝 휠에 갭 센서를 설치하고 F-V 컨버터와 연결하여 크랭크축 선단 각속도 진폭을 계측하였다. 또한 이에 대한 신뢰성을 확인하기 위하여 비교적 계측의 정밀도가 높은 레이저 토션메터를 설치하여 동시에 계측하였다. 종진동을 계측하기 위하여 크랭크축 선단에서 갭 센서를 부착하였다. 엔진 구조진동은 상부에 앞쪽(fore), 중간(middle), 뒤쪽(aft)에 좌우방향으로 각각 가속도 센서 그리고 엔진 후미에 설치된 과급기의 중앙부에 좌우 방향으로 가속도 센서를 설치하였다.

Fig. 10은 엔진속도를 천천히 올리면서 계측하는 동안 엔진회전수변화를 보여주며 Fig. 11은 무 부하상태에서 비

틀림진동을 계측한 결과로 해석결과와 유사하였다. 그러나 고유진동수는 7차 성분을 기준으로 해석결과보다 2-3 rpm (최대 20 cpm)정도 낮았으며 따라서 4차의 고유진동수가 낮아져 발전기 동조회전수에서 비틀림진동이 증가하게 된다.

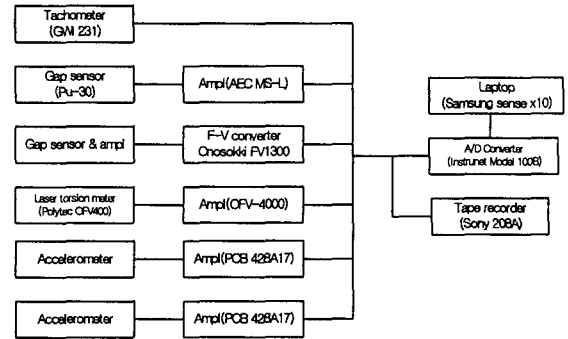


Fig. 9 Schematic diagram for global vibration measurements

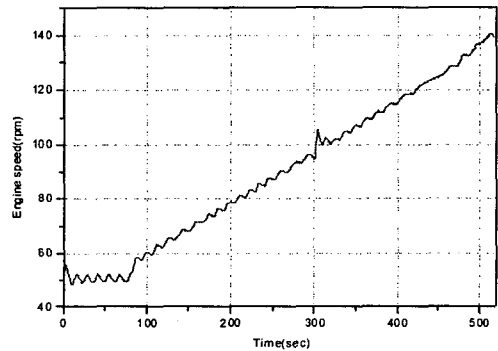


Fig. 10 Engine speed during vibration test of engine starting-up

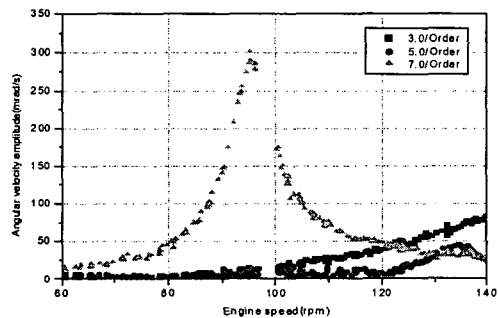


Fig. 11 The torsional vibration of cylinder No. 7(laser torsionmeter) during engine starting-up and zero load

크랭크축의 종 진폭의 계측결과를 Fig. 12에 보이며 진동의 피크 점을 엔진구조진동과 비교할 때 엔진 구조진동과 관계가 없음을 보여준다. Fig. 13~16은 엔진상부 앞쪽, 중간, 뒤쪽 및 과급기 진동계측결과로 T-mode진동의 7차성분의 공진점은 81 rpm임을 확인할 수 있다. 그리고 엔진회전수가 96 rpm까지 진동이 완만하게 유지되는 것은 비틀림진동의 7차 공진점이 96 rpm에 위치해 있고 T-mode진동의 공진점이 지났지만 비틀림진동 증가에 따른 기진력 증가로 인하여 T-mode진동이 계속 유지되고 있음을 보여준다. 본 실험모델과 같이 T-mode진동의 주 진동차수(고유진동수)를 전후하여 약간의 간격을 두고 비틀림진동의 고유진동수가 존재할 경우 T-mode진동을 쉽게 확인할 수 있다. 또한 두 진동이 너무 떨어져 있으면 T-mode진동의 공진점에서 기진력이 크지 않아 분별하기가 어렵고, 일치할 경우에는 비틀림진동의 공진에 의해서 단순하게 일어나는 진동인지 T-mode진동과 공진하여 일어나는 것인지 분별하기가 쉽지 않다. 115 rpm 근처에서 일어나는 7차 진동은 엔진의 H-mode 진동으로 엔진 앞쪽에는 엔진에 부착되는 파이프를 고정하기 위하여 외부 고정물에 행거(hanger)식 댐퍼를 부착하여 진동이 감소하였다. 발전기 동조회전수에서 계측한 비틀림 진동결과는 Table 2에 보이며 여기서 비틀림진동의 4차 성분은 공진점이 낮아져 계산 결과보다 크다. 그리고 이로 인하여 T-mode진동이 증가할 가능성이 크며 T-mode진동을 계측한 결과를 백분율로 표시한 결과는 Table 3에 보이며 ISO 가이드⁽¹⁰⁾와 엔진 제작사인 MAN B&W⁽¹¹⁾에서 추천하는 값 내에 있지만 진동모드는 7차 공진점에서 계측한 결과와 유사하다.

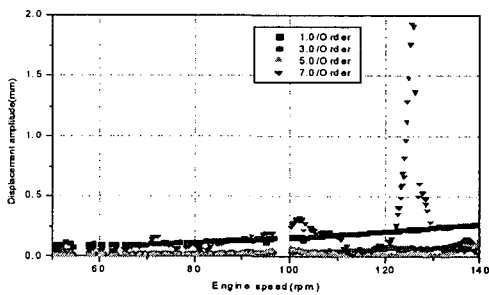


Fig. 12 The axial vibration of Cylinder No. 7 during engine starting-up and zero load

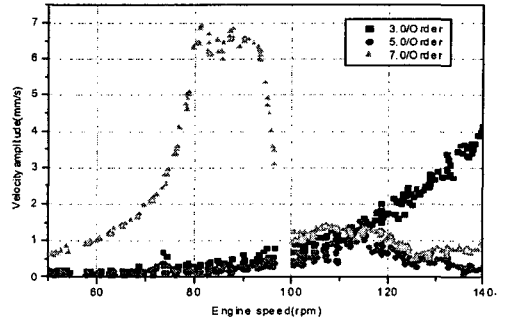


Fig. 13 The transverse vibration of engine top fore during engine starting-up and zero load

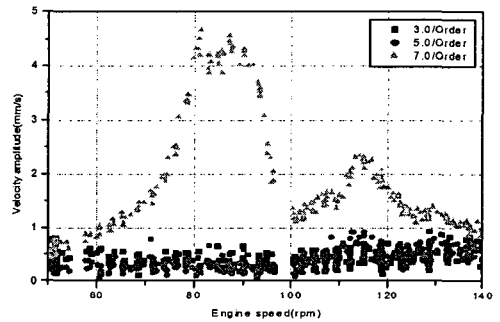


Fig. 14 The transverse vibration of engine top center during engine starting-up and zero load

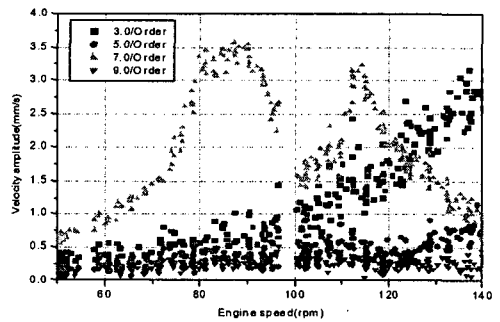


Fig. 15 The transverse vibration of engine top aft during engine starting-up and zero load

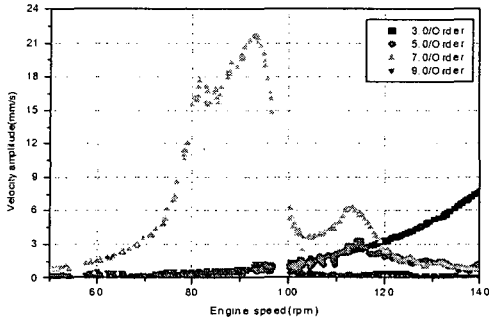


Fig. 16 The transverse vibration of turbocharger during engine starting-up and zero load

Table 2. The 4th order additional stresses of synchronized speed(138.5 rpm) and full load

Description	Measured value (N/mm)	Calculated value (N/mm)
Angular velocity (F-V converter)	157.7 mrad/s (158.8) mrad/s	127.58 mrad/s
Crank shaft	13.8	9.06
Generator shaft	4.74	3.84

Table 3. The transverse vibration of engine top of synchronized speed(138.5 rpm) and full load

Measuring position	The velocity amplitude of transverse direction(unit : %)	
	4th	7th
Top fore	100.0	22.2
Top middle	55.5	19.4
Top aft	38.8	23.2
Turbocharger	272.0	38.8

5. 결론

육상 디젤 발전소에서 비틀림진동에 의한 토크 변동을 기진원으로 하여 엔진구조의 T-mode진동을 일으키는 것을 실험을 통하여 확인하였으며 이를 정리 요약하면 다음과 같다.

- (1) T-mode 진동은 발전기의 회전자의 관성모멘트가 크고 엔진부분의 관성모멘트가 상대적으로 작은 디젤발전소에서 1절 진동에 의해서 일어날 가능성이 높은 것으로 판단된다.
- (2) 저속 2행정 디젤엔진을 원동기로 사용한 디젤발전소에서 특히 실린더수가 작은 6~7 실린더 엔진에서 비틀

림진동에 의한 진동토크가 크고 비틀림진동의 공진점이 T-mode진동의 고유진동수와 일치 또는 근접하여 T-mode진동이 증가할 가능성이 높은 것을 확인하였다. 설계초기상태부터 이를 검토하여 두 진동의 고유진동수를 분리하는 것이 방진대책으로 바람직할 것으로 판단된다.

- (3) 본 계측을 통해서 선박용 엔진에서도 엔진에 부착된 구조물(주로 배기관)에서 발생한 일부 고차의 국부 진동이 2절 비틀림 진동에 의한 T-mode 진동과 관련이 있음을 확인할 수 있었다.

참 고 문 헌

- (1) MAN B&W, An Introduction to Vibration Aspects of Two-Stroke Diesel Engines, MAN B&W Diesel A/S, 1995
- (2) 이돈출, 김의간, 전효중, 1996, “병렬 엔진의 X형 진동 위상 조정에 의한 디젤발전 플랜트 진동 제어”, 한국소음진동공학회지, 제6권, 제6호, pp.701~708.
- (3) D. C. Lee, Y. K. Kim, U. K. Kim and H. J. Jeon 1998 *22nd CIMAC(International council on combustion engines)World Congress 1998 Copenhagen*, 1635-1648. A Study on the Vibration Controls for the Diesel Power Plant with Paralleled Two Stroke Low Speed Diesel Engines.
- (4) 이돈출, 유정대, 김정렬, 2002, “동흡진기에 의한 저속 2행정 디젤엔진의 본체진동 제어”, 박용기관학회지 제26권 제6호, pp631~637.
- (5) S. Hylarides and W. Vangent, “Hydrodynamic Reaction to Propeller Vibration”, 1979, Trans. IME(C), Vol.91, Conference No.4, Paper C37.
- (6) K. Fujii, 1984, “Exciting Forces of Ship Vibration Induced By Torsional and Longitudinal Vibration of Shafting System”, ICMES'84.
- (7) S. B. Jackobsen, 1991, “Coupled Axial and Torsional Vibration Calculations on Long Stroke Diesel Engines”, The Society of Naval Architects and Marine Engineers, New York, Paper No.14.
- (8) 한국선급, 선박 진동·소음 제어지침, 1997, pp344~351.
- (9) 목포해양대학교 기계·전자기술연구소, 2005, Technical report(남제주 디젤발전소 엔진본체 진동에 대한 1차 조사) Document No. MDL-05081.
- (10) ISO 8528-9 1991, Reciprocating internal combustion engine driven alternating current generating sets- Part 9 : Measurement and evaluation of mechanical vibrations.