

# 선박용 4행정 디젤엔진의 과도 비틀림 진동에 관한 연구

## A Study on the Transient Torsional Vibrations of Four Stroke Marine Diesel Engines

<sup>0</sup>이돈출\* · 유정대\*\* · 전효중\*\*\*

D. C. Lee, J. D. Yu and H. J. Jeon

**Key Words** : Four Stroke Marine Diesel Engine(선박용 디젤 엔진), Transient Torsional Vibration(과도 비틀림진동), The Newmark Method(뉴마크 법), Generator(발전기), Propulsion(추진), Vibratory torque(진동토크)

### ABSTRACT

Theoretical analysis on the transient torsional vibration was started from early 1960's for high power synchronous motor application. As for marine engineering, simulation and measuring techniques of transient torsional vibration have been steadily studied by manufacturer of flexible coupling and designer of four stroke marine diesel engine. In this paper, the simulation method of transient torsional vibration for four stroke marine diesel engine application using Newmark method is introduced.

### 1. 머리말

과도 비틀림 진동은 1960년대 초 고회전 동기모터의 적용에 대한 연구에서 시작되었다. 선박용으로 사용되는 저속 2행정 디젤엔진과 중·고속 4행정 디젤엔진 분야에서는 선박의 안전과 검사를 담당하는 선급(주로 노르웨이 선급협회), 디젤엔진 설계사(MAN B&W, Sulzer) 그리고 탄성커플링 제작사들을 중심으로 연구가 진행되었으며<sup>(1-3)</sup>, 1990년대 이후 상당한 진전을 가져오게 되었다. 선박용 4행정 디젤엔진은 2행정 저속 디젤엔진에 비하여 전달 토크가 상대적으로 적지만, 추진 시스템이 복잡하고 운전모드가 다양하여 연구의 가치가 크다. 본 연구에서는 4행정 디젤엔진이 많이 사용되는 선내 발전기용 엔진과 감속기어 및 PTO를 포함한 추진축계를 모델로<sup>(4-5)</sup> 직접적분 방법인 뉴마크법을<sup>(6)</sup> 이용하여 이론적 시뮬레이션을 수행하였다.

### 2. 과도 비틀림 진동 및 기진력의 이론적 해석

4행정 디젤엔진을 적용한 비틀림 진동계는 식(1)과 같이 운동방정식으로 간략하게 표현할 수 있다. 일반적으로 과도 비틀림 진동 해석을 위해서 진동계를 단순하게 표시할 수 있으며, 직접 적분방식인 뉴마크법은 저속 2행정 디젤엔진의 과도 비틀림 진동 해석시 소개한 바 있어 본 논문에서는 생략한다.<sup>(7)</sup> 여기서 저속 2행정 디젤엔진과의 차이는 기진력 항으로서 2행정 엔진은 엔진의 1 회전을 주기로, 4행정 엔진은 2 회전을 주기로 기진력이 발생하게 된다.

$$[M]\{\ddot{\theta}\} + [C]\{\dot{\theta}\} + [K]\{\theta\} = \{T\} \quad (1)$$

$[M]$  : 관성결량 매트릭스,  $\{\theta\}$  : 각진폭 벡터

$[C]$  : 비틀림 감쇠 매트릭스,  $\{T\}$  : 기진력

$[K]$  : 비틀림 강성 매트릭스

4행정 디젤엔진은 선박 내에서 전원을 공급하는 동력원으로 자주 사용되며, 엔진 제작사의 경험식을 참고하면 발전기 터미널에서 'Short circuit' 시 발생하는 토크 변동을 식(2)와 같이 표시할 수 있다.

\* 목포해양대학교 기관시스템공학부

E-mail : ldcvib@mmu.ac.kr

Tel : (061)240-7089, Fax : (061) 240-7282

\*\* 현대중공업 엔진·기계사업본부 엔진개발부

\*\*\* 한국해양대학교 명예교수

$$M_e(t) = k_1 \cdot e^{(-\alpha_1 \cdot t)} \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f_n \cdot t) + k_2 \cdot e^{(-\alpha_2 \cdot t)} \cdot \sin(4 \cdot \pi \cdot f_n \cdot t) \quad (2)$$

$f_n$  : 그리드(Grid) 주파수

$\alpha_1, \alpha_2$  : 동조기 리액턴스(Reactance)에 따른 계수

$k_1, k_2$  : 시간에 따른 계수

### 3. 발전용 4행정 디젤엔진의 과도 비틀림진동

초대형 컨테이너선에 적용되는 발전기 엔진을 대상으로 해석을 수행하였으며, 엔진과 발전기의 주요 요목은 Table 1에 보이고, 비틀림 고유진동수와 주요 절점은 Table 2에 보인다. 해석은 발전기의 무부하와 전부하 상태에서 'Short circuit' 발생조건으로 나누어서 수행하였다.

무부하 상태에서 엔진을 시동하여 동조회전수까지 걸리는 시간과 엔진의 회전수 변화를 예측하는 것은 쉽지 않으므로 동일 엔진의 계측된 자료를 이용하였으며 이는 Fig.1과 같다. Fig. 1에서의 엔진 회전수 변화에 따른 연소 압력과 피스톤 관성력을 기진력으로 과도 비틀림진동 해석을 수행하였다. Fig. 2는 실린더 5번과 6번 사이 크랭크축의 진동토크로서 1절 4차 진동의 영향을 받아 시동 후 2초 근처에서 최대값을 보이지만, 비틀림진동 댐퍼의 영향에 의해서 응답은 크지 않다. Fig. 3은 발전기축의 진동토크로서 시동 후 2초 근처에서는 1절 4.5차 진동, 그리고 4~6초 근처에서는 2, 3절의 4.5차 진동의 영향을 받음을 알 수 있다. 그러나 응답은 크지 않으므로 설계에 큰 영향을 미치지 않는다고 판단된다.

Fig. 4는 엔진의 무부하, 동조회전수인 720 rpm에서 피스톤의 관성력을 고려한 기진토크의 계산 결과이며, 해석에는 위상을 고려하여 시간영역에서 각 실린더마다 이 값을 적용하였다. 발전기 동조회전수에서 발전기 부하의 증, 감시 토크변동이 축에 영향을 미칠 수 있지만, 영향이 'Short circuit' 보다 적어 본 연구에서는 생략하였다.

다음으로 엔진의 전부하 상태에서 발전기 터미널에서 'Short circuit' 발생시 과도 진동을 검토하였다. 육상 발전소 등에서는 이러한 현상이 종종 발생하고 있으며, 공장 테스트 도중 이 조건을 만들어 시험하기도 한다. 엔진의 전부하 상태에서 한 실린더에 미치는 연소압력과 피스톤의 관성력은 Fig. 5와 같으며, 이는 기진토크로 작용한다. 동일 회전수에서 무부하 상태인 Fig.4와 비교하면 상당히 증가하였음을 알 수 있다. 현실적으로 'Short circuit' 가 발생하더라도 임밀하게는 연료가 순간적으로 차단될 수는 없다. 하지만, 이론적으로 이 영향이 전체 축계에 얼마만큼의 영향을 미치는지를 확인하기 위하여, 순간적으로 연료가 차단된 것으로 가정하고 해석하였다. Fig. 6은 전기적인 토크변동 값으로서, 엔진설계사인 W사의 자료를 참조하여 최고 피크는 정상토크(34.5 kN·m)의 6배로 하였고, 주파수는 편의상 그

리드 주파수인 60 Hz만 고려하였다. Fig. 7은 이론적으로 계산한 크랭크축의 진동토크로서 최대 진동토크는 엔진의 전부하 상태보다 약 2.5배 정도 증가함을 알 수 있으나 축은 안전하다. Fig. 8은 발전기축의 진동토크 값으로 전부하 상태(Steady state condition)보다 증가하였으며 그 수준은 가진 토크의 약 2배이다. 이를 부가응력으로 환산하며 최대 인장응력의 25%, 즉 탄성한계의 50 %에 근접함을 알 수 있었다.

주 저자의 경험에 따르면 가진 주파수는 유사하지만 가진 토크의 최대값은 약간 작을 뿐 아니라 펄스도 초기 1~2 정도로 제한되어, 실제 진동토크 값은 이론적 해석 결과보다는 상당히 떨어질 것으로 판단된다. Fig. 9는 엔진의 회전속도 변동을 이론적으로 계산한 결과로서 발전기 동조회전수보다 약 30 rpm 정도 증가함을 알 수 있다. 실제로는 연료가 조속기에서 수 초정도 지연 분사되므로 동조회전수의 10% 정도까지 상승하였다.

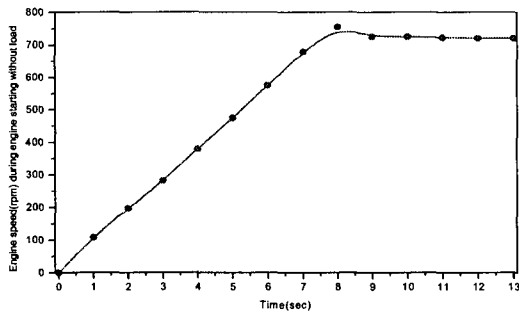
국내에서도 선박용 발전기에서 축계 절손사고가 발생한 보고서를 접하게 되는데, 크랭크축보다는 발전기축의 제작이 정교하지 못하고, 용접이나 노치 등의 응력집중에 의해서 일어나는 사고라고 판단된다. Fig. 10은 DNV(노르웨이 선급)에서 제시한 피로강도의 누적설계에 관한 것으로 2001년 DIN 743을 근거로 하여 개정된 내용이며, 선박용 발전기 축계 설계시 빈도수가  $10^3 \sim 10^4$  회전 A영역을 고려하여야 한다. 장기적으로 축의 피로누적과 과도 비틀림진동을 동시에 고려하여 축을 설계하는 것이 바람직할 것으로 판단된다.

Table 1 Specification of 9L27/28 generator engine

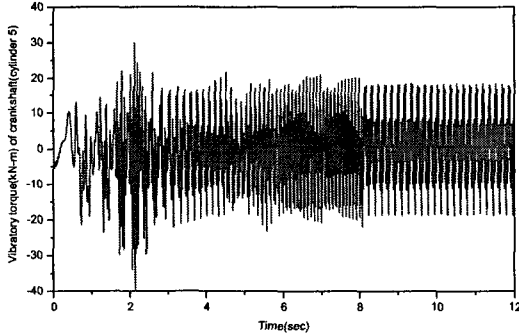
Engine	Type	9L27/38
	Cyl.bore×stroke	270 × 380 mm
	Power at MCR	3,535 bhp× 720 rpm
	Pmi at full load	24.8 bar
	Recipro. mass	122.2 kg/cyl
	Firing order	1-3-5-7-9-8-6-4-2
	Dia. of crank shaft	250 mm
	Conn. ratio(r/l)	0.226
	M.O.I(en. total)	754.6 kg · m <sup>2</sup> (63.4 %)
	Minimum speed	250 rpm
Weight	55,770 kg	
Generator rotor	Type	Water cooling
	Dia	4,000 mm
	Dia of shaft	280 mm
	No. of pole	10 ea
	M.O.I	436.0 kg · m <sup>2</sup> (36.6 %)
	Weight	5,130 kg

**Table 2 Natural frequencies and major node points for 9L27/38 generator engine**

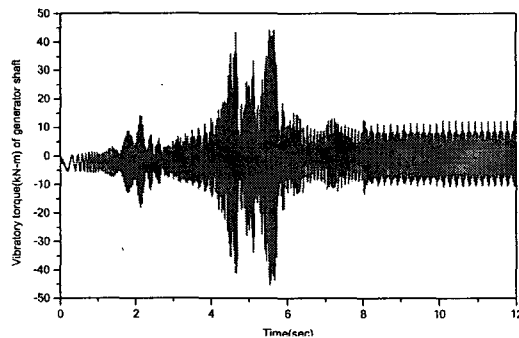
Node	Natural frequency (Cycle per Min.)	Major node point
1st	1674.47	Cylinder No. 2
2nd	3074.57	Cam drive
3rd	4360.53	Cylinder No. 5
4th	6712.35	Cylinder No. 7



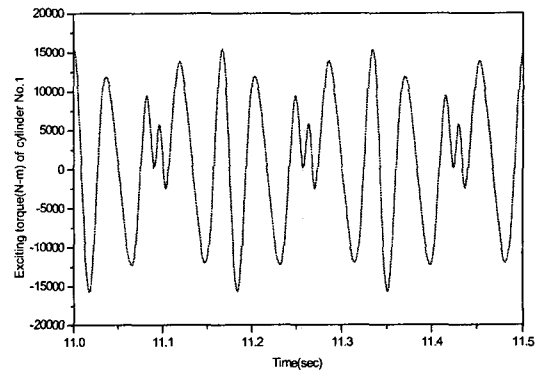
**Fig. 1 Engine speed variation during starting of 9L27/38 engine**



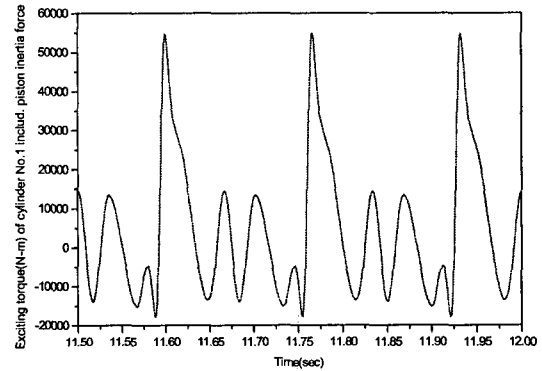
**Fig. 2 Simulated vibratory torques of crank shaft during starting of 9L27/38 engine**



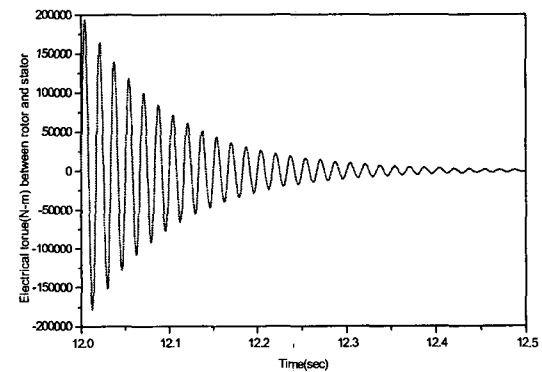
**Fig. 3 Simulated vibratory torques of generator shaft during starting of 9L27/38 engine**



**Fig. 4 Cyl. No.1 exciting torques of 9L27/38 engine at 720 rpm and unload condition**



**Fig. 5 Cyl. No.1 exciting torques of 9L27/38 engine at 720 rpm and full load condition**



**Fig. 6 Exciting torques of generator rotor during short circuit with full load**

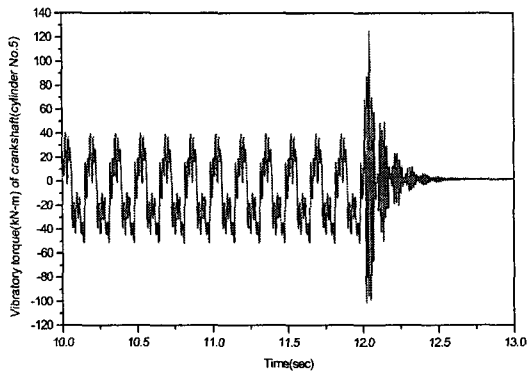


Fig. 7 Simulated vibratory torques of crank shaft during short circuit with full load

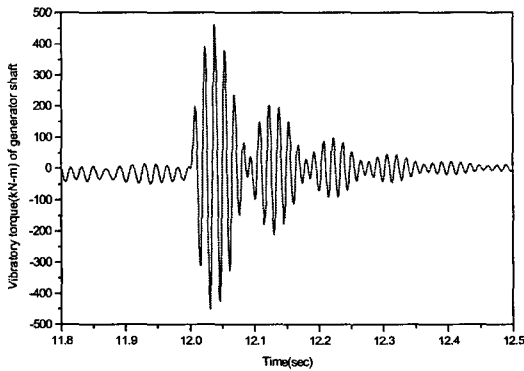


Fig. 8 Simulated vibratory torques of gen. shaft during short circuit with full load

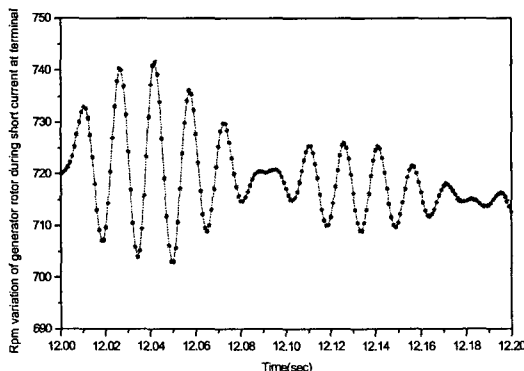


Fig. 9 Simulated engine speed variation during short circuit with full load

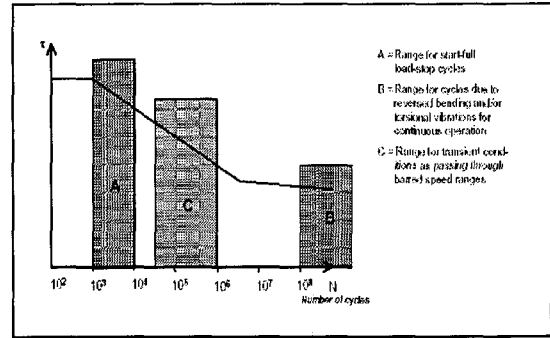


Fig. 10 New design criteria of fatigue strength by DNV classification Notes 41.4

#### 4. 추진용 4행정 디젤엔진의 과도 비틀림진동

불안정한 진동이 발생하는 추진용 축계를 대상으로 하였으며 엔진, 축발전기 및 추진기의 주요 요목은 Table 3과 같다. 추진 축계의 비틀림진동 모델은 Fig. 11 a)에 보이고, PTO(Power-take-off)와 연결되는 클러치를 분리하더라도 클러치 내에 잔존하는 오일의 원심력에 의해서 발전기가 완전히 정지하지 않고 일정한 속도로 회전하였다. 특히 우현엔진은 마찰력이 좌현 엔진보다 높아 Table 4의 1절 고유진동수와 유사한 회전수를 유지하면서 680 rpm 근처에서 불안정한 진동을 유발하였다.<sup>(4~5)</sup> 이를 좀더 자세하게 이론적으로 해석하기 위하여 등가 진동계를 사용하지 않고, 질점 수는 다소 많지만 'Full model' 을 적용하였다.

Fig. 12는 프로펠러 날개각을 영 그리고 진동이 문제되는 680 rpm을 전후해서 'Quick passing' 하는 것으로 가정된 엔진 운전모드이며, Fig. 13~16은 PTO 발전기가 부착되어 있을 때 과도 비틀림진동을 검토한 결과이다. Fig. 13은 발전기와 증속기어를 연결하는 고무형 탄성 커플링에 걸리는 진동토크로서 초기 0~3초 사이는 1절 고유진동수와 일치하는 210 rpm을 'Quick passing' 하는 구간으로 불안정한 비틀림진동이 발생함을 확인할 수 있다. 주성분은 3.5 Hz이며 5초 이후에도 진동이 계속해서 일어남을 알 수 있다. Fig. 14는 크랭크축의 진동토크로서 1절 진동의 영향은 받지 않고 주성분이 4차인 진동이다. Fig. 15는 엔진과 추진축계 및 PTO에 동력을 전달하는 주축계에 부착된 유체 감쇠형 탄성커플링의 진동토크로서, 크랭크축과 유사하게 엔진 회전수의 4차가 주된 성분이며 35 초 이후에서는 시간이 지날수록 진동은 감소하여 수렴하게 된다. Fig. 16은 프로펠러축의 진동토크로서, 유체감쇠 커플링에 의해서 기어에 전달되는 진동토크가 현저하게 감소함을 알 수 있으며, 35 초 이후에 시간이 지날수록 점차 감소하여 수렴하게 된다. Fig. 17~20은 Fig. 11 b) 모델에 대한 계산 결과로서, 실제 계측된 바와 같이 축발전기를 210 rpm으로 일정하게 유지시키

면서 과도 비틀림진동 해석을 수행하였다. Fig. 17은 고무 커플링의 진동토크로서, Fig.13과 유사하게 1절 진동인 3.5 Hz 성분의 진동이 일어남을 알 수 있다. Fig. 18~19는 축 발전기인 PTO의 부착여부와 관계없이 4차 진동을 주성분으로 하여 Fig. 14~15와 유사한 진동을 일으키고 있다. Fig. 20은 프로펠러축의 진동토크로 'Quick passing' (5~10, 15~20, 25~30 sec) 동안은 비틀림진동이 증가하고 엔진 회전수가 일정하면 진동이 점차 줄어들어 수렴하게 된다.

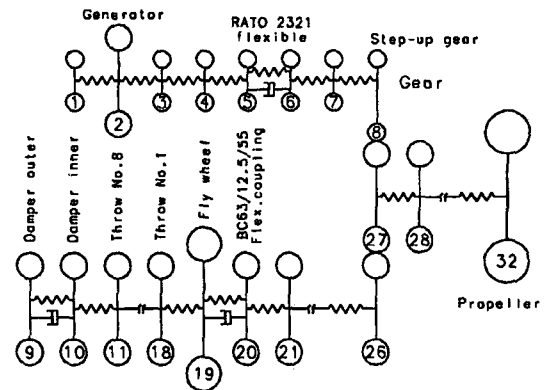
Table 3 Specification of 16PA6V280 propulsion engine

Engine	Type	16PA6V280
	Cyl.bore×stroke	2800 × 290 mm
	Power at MCR	6,400 bhp× 1,000 rpm
	Pmi at MCR	23.6 bar
	Recipro. mass	73.1 kg/cyl
	Firing order (A, B bank)	1-5-7-3-8-4-2-6 with bank. angle 60°
	Conn. ratio(r/l)	0.254
	M.O.I(en. total)	426.9 kg · m <sup>2</sup> (56.2 %)
	Min. speed	350 rpm
	Nominal torque	1,436 kN·m
Reduction gear	Maker	Hanjung
	Reduction ratio	5.03(1000 : 199 rpm)
	Perm. torque	25 % of Nominal torque
PTO	Gen. maker	Hyundai
	Power× speed	1,500 kW × 1,200 rpm
	Flex. coupling	RATO 2321
Flexible coupling	M.O.I(Equivalent)	209 kg · m <sup>2</sup> (27.5 %)
	Maker	Geislinger BC63/12.5
	Nominal torque	45 kN·m
	Permissible V.T.	11.2 kN·m
Propeller	Weight	300 kg
	Dia.	6,000 mm
	Dia of shaft	290/126 mm
	M.O.I(in water)	3,124.9 kg · m <sup>2</sup>
	M.O.I(Equivalent)	123.7 kg · m <sup>2</sup> (16.3 %)
	No. of blades	4 ea
Weight	25 ton	

Table 4 Natural frequencies for 16PA6V280 propulsion engine

Node	Natural frequency (PTO engaged : cpm)	Natural frequency (PTO disengaged : cpm)
1st	214.76	231.74
2nd	274.33	1041.53
3rd	1034.77	1599.64
4th	1598.33	2261.68
5th	2260.15	3455.27
6th	3455.01	3667.28
7th	3666.89	6522.02
8th	8387.81	7513.56

a) Generator engaged



b) Generator disengaged

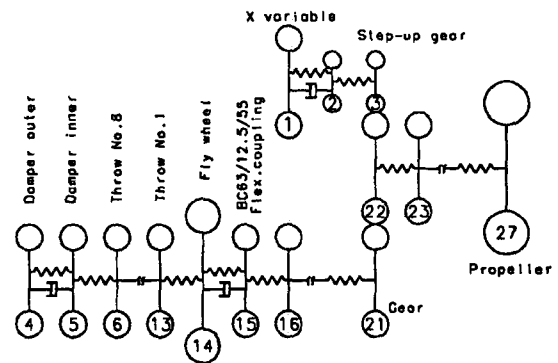


Fig. 11 Mass elastic for propulsion shafting system

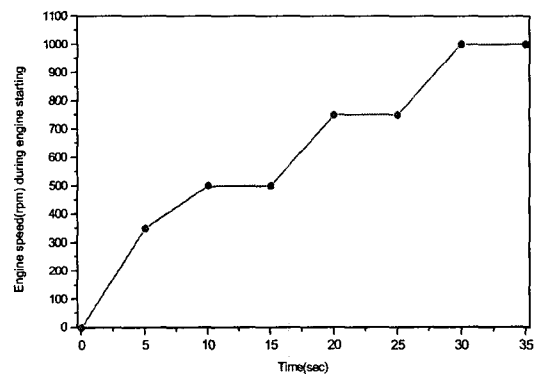


Fig. 12 Engine speed variation of 16PA6V280 propulsion engine

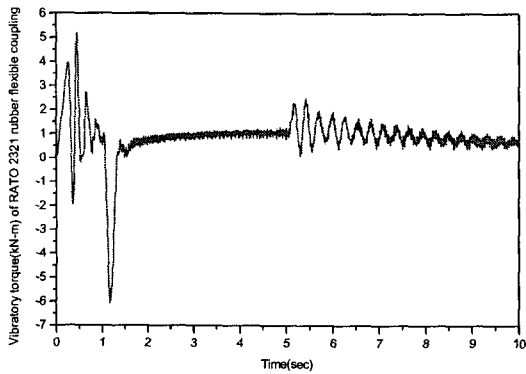


Fig. 13 Simulated vibratory torques of RATO 2321 coupling with PTO engaged

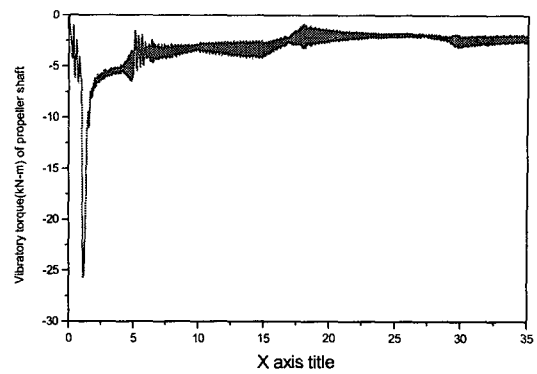


Fig. 16 Simulated vibratory torques of propeller shaft with PTO engaged

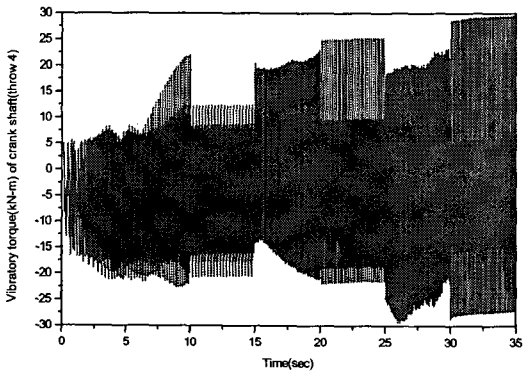


Fig. 14 Simulated vibratory torques of crank shaft with PTO engaged

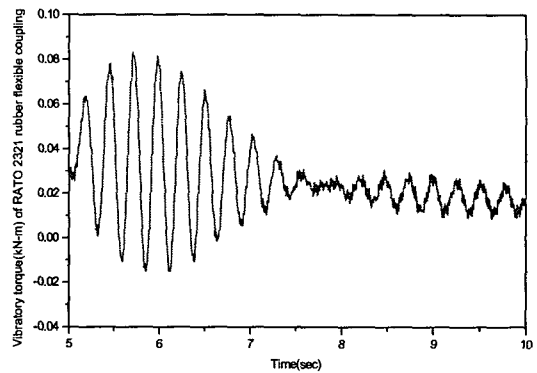


Fig. 17 Simulated vibratory torques of RATO 2321 coupling with PTO disengaged

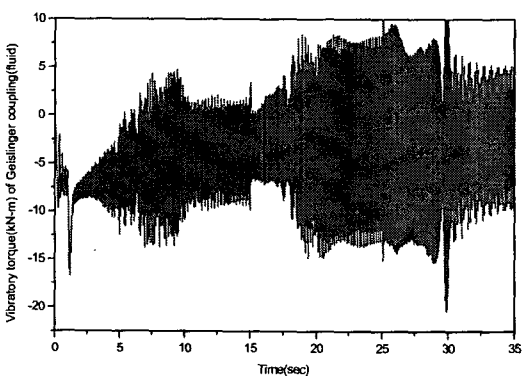


Fig. 15 Simulated vibratory torques of Geislinger coupling with PTO engaged

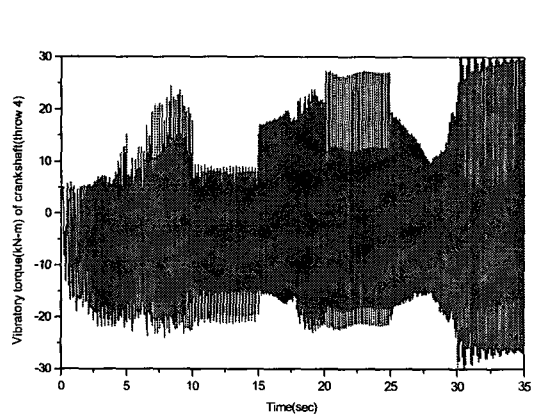


Fig. 18 Simulated vibratory torques of crank shaft with PTO disengaged

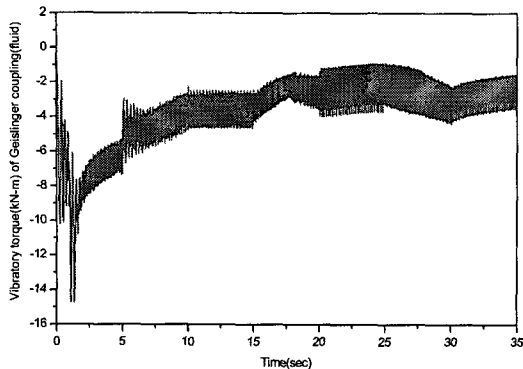


Fig. 19 Simulated vibratory torques of Geislinger coupling with PTO disengaged

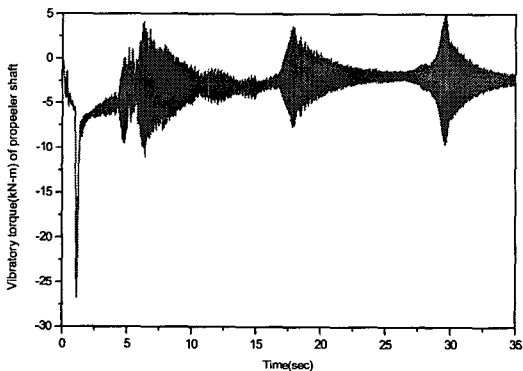


Fig. 20 Simulated vibratory torques of propeller shaft with PTO engaged

## 5. 결론

최근 과도 비틀림진동으로 인한 추진축계의 누적 피로현상을 CIMAC<sup>(8)</sup>(국제 연소협회), 선급<sup>(9~10)</sup> 등에서 검토하고 있으며, 이를 규제할 움직임을 보이고 있다. 따라서, 과도 비틀림진동을 해석하기 위한 프로그램을 개발하였으며 이를 사용하여 다양한 상황에 대한 해석을 수행하였다. 이를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 과도 비틀림진동 해석을 위해 중건의 등가진동계를 사용하지 않고 'Full-model' 을 이용하여 계산한 결과 높은 신뢰성과 정확성을 확보할 수 있었다.
- 2) 발전기축의 진동토크는 'Quick passing' 보다는 'Short circuit' 시 증가함을 확인하였으며, 설계시 피로누적에 대한 검토가 필요함을 확인하였다.
- 3) 불안정한 비틀림진동이 발생한 추진용 엔진에서 과도진동을 검토한 결과 불안정한 진동이 일어나는 주파수 성분을 확인할 수 있었으며, 이의 기진력에 대한 추가적인 연구를 계속 진행할 예정이다.

## 참고 문헌

- (1) R. E. Arnott, 1993, Nichtlineare Charakteristik torsionselastischer Kupplungen bei großen Schwingungsamplituden, VDI Berichte NR 1082.
- (2) MAN B&W, 1998, Vibration Characteristics of Two stroke Low Speed Diesel Engines, MAN B&W.
- (3) H. Keller, 1996, "Simulation of Transient Torsional Vibrations in Marine Diesel Propulsion Plants", New Sulzer Diesel.
- (4) 현대중공업 엔진사업부, 1997, 16PA6V280엔진의 진동 및 소음계측보고서, Document No. A64-101531-0.
- (5) 이돈출, 2000, "디젤엔진 구동 발전기를 갖는 추진축계의 불안정한 비틀림진동", 한국소음진동공학회지, 제9권 5호 pp. 936~942.
- (6) Klaus-Jürgen Bathe, 1996, Finite Element Procedures, Prentice Hall, pp.768~837.
- (7) 이돈출·유정대·전효중, 2002, "저속 2행정 디젤엔진의 과도 비틀림진동에 관한 이론적 해석", 한국소음진동공학회 춘계학술대회논문집, pp. 830~835.
- (8) CIMAC WG14, 2002, "Harmonization of the rules Regarding the Vibration Analysis of Two Stroke Diesel Engine Installations", CIMAC
- (9) S. Sasaki and M. Takagi, 1995, "Some Consideration for Behaviour of Propulsion Diesel Engine in Transient Condition", Journal of the M.E.S.J. Vol.30 No.9, pp. 651~660.
- (10) DNV, 2001, Calculation of Shafts in Marine Application, DNV Classification Notes No. 41.4