

# 저속 2행정 디젤엔진의 과도 비틀림 진동에 관한 이론적 해석

## Theoretical Analysis about Transient Torsional Vibrations of Two Stroke Low Speed Diesel Engines

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

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

**Key Words** : Two Stroke Low speed Diesel Engine(저속 2행정 디젤엔진), Transient Torsional Vibration (과도 비틀림진동), The Newmark Method(뉴마크 법)

### ABSTRACT

Theoretical analysis about transient torsional vibration was started from early 1960's for high power synchronous motor application. Especially, its simulation and measuring techniques in marine engineering field have been steadily studied by classification societies and designers of large diesel engine. In this paper, the simulation method of transient torsional vibration of two stroke low speed diesel engine using the Newmark method are introduced.

### 1. 머리말

과도 비틀림 진동은 1960년대 초 고출력 동기모터의 적용에 대한 연구로부터 시작되었다. 선박용 디젤엔진 분야에서는 선박의 안전과 검사를 담당하는 선급(주로 노르웨이 선급협회)과 저속 디젤엔진 설계사(MANB&W, SULZER)를 중심으로 연구가 진행되었으며<sup>(1-2)</sup>, 1990년대에는 상당한 진전을 가져오게 되었다. 저속 디젤엔진을 적용한 추진축계는 중·고속 디젤엔진과는 달리 전달 토크가 상대적으로 크고, 누적된 피로응력으로부터 축계를 보호하기 위하여 비틀림진동의 위험회전수 근방에서 연속 운전을 금지하는 구간의 설정이 빈번하므로 연구의 가치가 크다. 본 연구에서는 운전 금지구역이 존재하는 선박 및 육상발전기용 디젤엔진의 QPT(Quick-pass technique) 적용과 감속기어가 있는 추진축계에서의 클러치 탈착에 대하여 이론적 시뮬레이션을 수행하였으며, 해석 방법으로는 직접적분 방법인 뉴마크법을 이용하였다.<sup>(3)</sup>

### 2. 이론적인 과도 비틀림 진동 해석

디젤엔진을 적용한 비틀림 진동계의 복잡한 운동방정식은 식(1)과 같이 간략하게 표현할 수 있다. 일반적으로 과도 비틀림 진동 해석을 위해서 진동계를 단순화하며, 이는 감쇠 및 기진력을 무시한 비감쇠 자유진동 계산에 의하여 필요한 고유진동수와 진동모드를 구하고 등가질량계로 치환함으로써 얻어진다.<sup>(4-5)</sup> 그러나, 축계 비틀림 진동계의 질점은 대부분 70개 이하이므로 최근 개발된 PC 연산속도로 크게 문제가 되지 않으며, 본 연구에서는 신뢰성과 정확성을 확보하기 위하여 등가계로 치환하지 않고 해석하였다.

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

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

$[C]$  : 비틀림 감쇠 매트릭스,  $\{T_n\}$  : 내부 기진력

$[K]$  : 비틀림 강성 매트릭스

과도 진동 해석을 위해 여러 방법이 이용되지만, 본 연구에서는 탄성 커플링의 비틀림 동강성 계수가 전달 및 진동 토크에 따라 비선형적으로 변하고<sup>(6)</sup> 감쇠와 기진력 적용에 유연성을 확보하기 위하여 직접 적분방식인 뉴마크법을 사용하였으며, 이는 식(2), (3)에 보인다. 여기서 계수들

\* 목포해양대학교 기관시스템공학부

E-mail : ldcvib@mmu.ac.kr

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

\*\* 현대중공업 엔진·기계사업본부 엔진개발부

\*\*\* 한국해양대학교 명예교수

을 바꾸어서 직접 적분법인 다른 유사 방법과 결과를 비교할 때 차이가 거의 없음을 확인하였다.

$$\{\dot{\theta}\}_{t+\Delta t} = \{\dot{\theta}\}_t + [(1-\epsilon)\{\ddot{\theta}\}_t + \epsilon\{\ddot{\theta}\}_{t+\Delta t}] \Delta t \quad (2)$$

$$\{\theta\}_{t+\Delta t} = \{\theta\}_t + \{\dot{\theta}\}_{t+\Delta t} + [(0.5-\eta)\{\ddot{\theta}\}_t + \eta\{\ddot{\theta}\}_{t+\Delta t}] \Delta t^2 \quad (3)$$

여기서  $\epsilon$ ,  $\eta$ 는 정확성과 안정성을 얻기 위한 매개변수이고,  $\Delta t$ 는 시간 증분이며 식(2)와 (3)을 진동방정식인 식(1)에 대입하여 정리하면 식(4)~(6)이 된다.

$$[\bar{K}]\{\theta\}_{t+\Delta t} = \{\bar{F}_t\}_{t+\Delta t} \quad (4)$$

$$\{\ddot{\theta}\}_{t+\Delta t} = a_0[\{\theta\}_{t+\Delta t} - \{\theta\}_t] - a_2\{\dot{\theta}\}_t - a_3\{\ddot{\theta}\}_t \quad (5)$$

$$\{\dot{\theta}\}_{t+\Delta t} = \{\dot{\theta}\}_t - a_5\{\ddot{\theta}\}_t + a_7\{\ddot{\theta}\}_{t+\Delta t} \quad (6)$$

$$[\bar{K}] = [K] + a_0[M] + a_1[C]$$

$$\{\bar{F}_t\}_{t+\Delta t} = \{F_t\}_{t+\Delta t} + [A][a_0\{\theta\}_t + a_2\{\dot{\theta}\}_t + a_3\{\ddot{\theta}\}_t] + [C][a_1\{\theta\}_t + a_4\{\dot{\theta}\}_t + a_5\{\ddot{\theta}\}_t]$$

$$\epsilon \geq 0.5, \eta \geq 0.25(0.5 + \epsilon)^2$$

$$a_0 = 1/(\eta \Delta t^2), a_1 = \epsilon/(\eta \Delta t), a_2 = 1/(\eta \Delta t), a_3 = 1/(2\eta) - 1$$

$$a_4 = \epsilon/\eta - 1, a_5 = 0.5 \Delta t \epsilon / (\eta - 2), a_6 = \Delta t (1 - \epsilon), a_7 = \epsilon \Delta t$$

### 3. 여러 진동모델의 과도 비틀림 진동 해석

본 연구에서는 a) 고정익 프로펠러를 갖는 선박용 엔진 (진동계산 모델 1), b) 육상 디젤발전소용 엔진 (진동계산 모델 2), c) 감속장치와 클러치를 갖는 선박용 엔진 (진동계산 모델 3)를 대상으로 이론적인 시뮬레이션을 수행하였다.

#### 3.1 고정익 프로펠러를 갖는 선박용 엔진 (진동계산 모델 1)

진동계산 모델1에서는 고정익 프로펠러를 갖는 선박용 추진축계를 대상으로 하였으며 엔진과 프로펠러의 주요 요목은 Table 1과 같다. 연구 대상의 엔진은 최근 해상 시운전을 마친 엔진으로 1절 6차 비틀림 진동 위험회전수가 51.2 rpm이고, 46~56 rpm의 연속 운전금지구역을 가지고 있다. Fig. 1은 위험회전수에서 실린더의 가스압력과 피스톤의 관성력을 회전 토크로 환산한 결과이며, 비틀림 진동의 주된 기진력으로 작용한다. Fig. 2는 위험회전수 51.2 rpm 준정상 상태에서 비틀림 진동을 계산한 결과로서, 주파수 영역에서의 해석 결과와 동일하다고 볼 수 있다.

연속 운전금지구역을 신속하게 통과하기 위한 'Quick-

passing' (QP)에는 상당한 기술이 필요하고 이는 주로 외부 조건에 의존하게 된다.<sup>(7)</sup> QP시 소요되는 시간은 엔진의 부하, 프로펠러의 유형과 설계 마진, 엔진에 부착된 과급기의 성능, 선박의 종류, 해상조건 등의 영향을 받아 예측하기가 매우 까다로우며, 따라서 본 연구에서는 주 저자의 경험에 의존하였다. Fig. 3은 QP 시간을 최대로 단축할 수 있는 3초를 기준으로 하였고, Fig. 4는 정상적인 설계 범주 내 QP 시간이 가장 긴 경우를 20초로 가정하여 이론적 시뮬레이션을 수행한 결과이다. 이때 각각의 최대 및 최소 진동 토크는 Table 2에 보인다. 여기서 QP 3초인 경우 준정상상태의 진동토크보다 30%정도 그리고 QP 20초인 경우 10% 정도 감소됨을 확인할 수 있다. 이론적으로 QP 시간을 단축할수록 개선효과가 크지만 이는 외부조건에 의존하여 한계가 있으며, 본 모델의 경우 실제 해상시운전에서 계측한 결과에 의하면 준정상 상태 계산 결과에 비하여 15%정도 감소한 것으로 확인되었다.<sup>(8)</sup>

Table 1 Specification of 6S660MC propulsion engine

Engine	Type	6S660MC
	Cyl.bore×stroke	600 × 2,292 mm
	Power at MCR	15,400 bhp× 97 rpm
	Pmi at MCR	19.3 bar
	Recipro. mass	5,559 kg/cyl
	Firing order	1-5-3-4-2-6
	Conn. ratio(r/l)	0.436
	M.O.I(en. total)	69,538 kg·m <sup>2</sup> (49 %)
	Minimum speed	20 rpm
	Weight	500 ton
Propeller	Type	Fixed pitch propeller
	Dia	7,800 mm
	Dia of shaft	550 mm
	No. of blade	4 ea
	M.O.I(in water)	71,482 kg·m <sup>2</sup> (51 %)
	Weight	45 ton

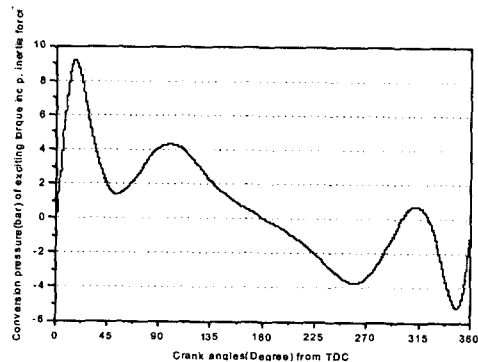


Fig. 1 Exciting torques on the critical speed of 6S660MC propulsion diesel engine

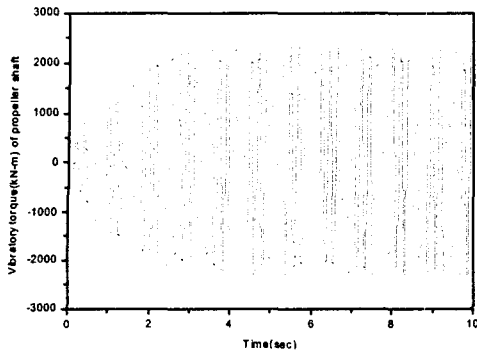


Fig. 2 Simulated vibratory torques for propeller shaft of 6S60MC engine at critical speed

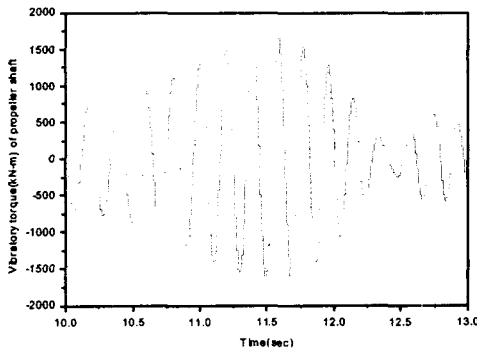


Fig. 3 Simulated vibratory torques during quick passing(3 sec speed-up) of critical speed for propeller shaft of 6S60MC engine

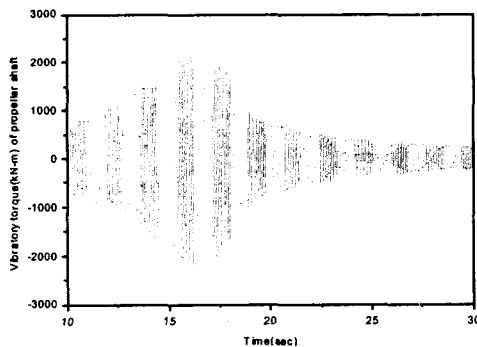


Fig. 4 Simulated vibratory torques during quick passing(20 sec speed-up) of critical speed for propeller shaft of 6S60MC engine

Table 2 Vibratory torques during Quick-passing for 6S60MC propulsion engine

QP time	Max. torque(kN-m)	Min. torque(kN-m)
Steady	2312.9 (100 %)	-2312.9 (100 %)
3 sec	1651.9 (71.4 %)	-1648.5 (71.3 %)
20 sec	2182.9 (94.4 %)	-2181.3 (94.3 %)

### 3.2 육상 대형 디젤발전소용 디젤 엔진 (진동계산 모델 2)

진동모델 2에서는 대형 육상 디젤발전소 발전기 축계를 대상으로 하였으며 엔진과 발전기의 주요 요목은 Table 3과 같다. 이 엔진은 동조회전수에서 4차 비틀림 진동과 X-모드 진동의 기진력인 6차 X-모멘트를 줄이기 위하여 크랭크 배치각을 부등간격으로 설계하였으며<sup>(4)</sup> 이로 인하여 1절 5차의 위험회전수인(공진점) 77.4 rpm을 전후해 비틀림 진동이 급격하게 증가한다. Fig.5는 위험회전수에서 준정상상태의 진동 토크를 계산한 결과로서 크랭크축을 보호하고 엔진의 구조진동을 줄이기 위하여 72~83 rpm의 연속 운전금지 구역을 설정하여 QP하도록 하고 있다. 발전기 엔진의 경우 무부하에서 엔진의 회전수는 과급기의 영향을 거의 받지 않지만 발전기 로터의 2차 관성모멘트가 진동계산 모델1의 프로펠러에 비해 상대적으로 크므로 위험회전수에서 QP하는데 걸리는 시간이 상대적으로 많이 소요된다. Fig. 6은 초기 공장 시운전시 입수한 자료를 근거로 하여 연속 운전 금지구역에서 'Speed-up' 시 걸리는 시간을 10 sec로 하여 이론상 계산한 결과다.

선박용 엔진의 'Speed-down' 시는 프로펠러의 저항이 크기 때문에 회전수를 신속하게 내릴 수 있고 추가된 동력이 불필요하여 기진력이 줄고, 'Speed-up' 시보다 진동토크가 작다. 그러나 육상 발전기 엔진의 경우 발전기 회전 로터가 갖는 관성 에너지가 대단히 크고 무부하시 큰 감쇠에너지를 기대할 수 없기 때문에 'Speed-down' 시 많은 시간이 걸리게 되어 준정상상태로 볼 수밖에 없다. Fig. 7은 이를 고려하여 'Speed-down' 시 최단시간을 60 sec로 가정하고 이론적으로 계산한 결과다. 이들을 종합하여 보면 Table 4와 같이 'Speed-up' 시는 어느 정도 비틀림 진동을 줄일 수 있으나, 'Speed-down' 시는 이를 기대할 수 없으므로 기진력을 줄이는 방법이 바람직하다.

최근 저속 2행정 엔진의 경우도 이미 캠축이 없는 전자제어 분사 시스템이 개발되어 실용화되어 가고 있다.<sup>(9-10)</sup> 따라서 Fig. 8과 같이 'Speed-down' 시 연료를 분사하지 않고 소기압만으로 엔진을 운전하면 5차 기진력 성분을 이론적으로 30% 정도 줄일 수 있다.

Table 3 Specification of 12K90MC-S generator engine

Engine	Type	12K90MC-S
	Cyl.bore×stroke	900 × 2,300 mm
	Power at MCR	70,430 bhp× 103.4 rpm
	Pmi at MCR	18.3 bar
	Recipro. mass	16,885 kg/cyl
	Firing order	1-5-12-7-2-6-10-8-3-4-11-9
	Conn. ratio(r/l)	0.364
	M.O.I(en. total)	435,85 ton · m <sup>2</sup> (9 %)
	Idling speed	50 rpm
	Weight	1,826 ton
Generator	Dia of rotor	9,425 mm
	Min. dia of shaft	1,050 mm
	M.O.I(rotor)	4,564.00 ton · m <sup>2</sup> (91 %)
	No of poles	58 ea
	Weight(rotor)	349 ton

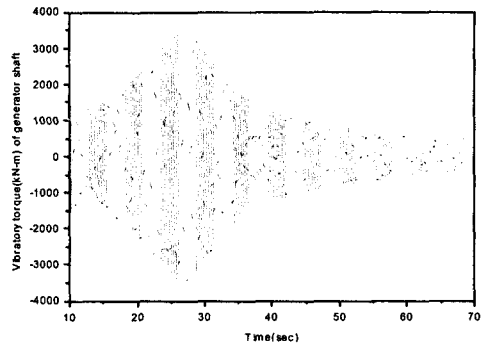


Fig. 7 Simulated vibratory torques during quick passing(60 sec speed-down) of critical speed for generator shaft of 12K90MC-S engine

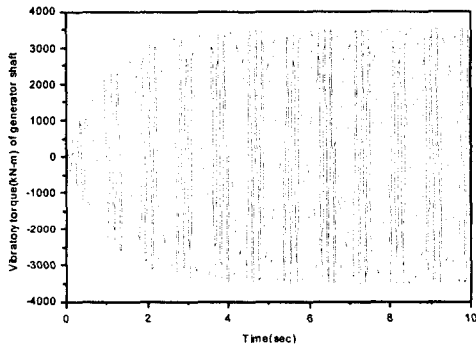


Fig. 5 Simulated vibratory torques for generator shaft of 12K90MC-S engine at critical speed

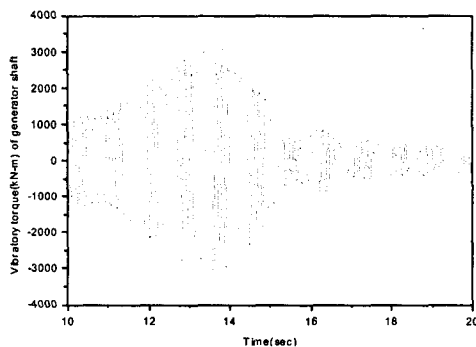


Fig. 6 Simulated vibratory torques during quick passing(10 sec speed-up) of critical speed for generator shaft of 12K90MC-S engine

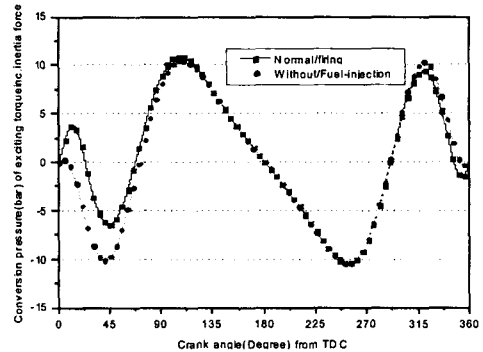


Fig. 8 Exciting torques on the critical speed of 12K90MC-S generator engine without fuel injection

Table 4 Vibratory torques during Quick-passing for 12K90MC-S generator engine

QP time	Max. torque(kN-m)	Min. torque(kN-m)
Steady	3504.9 (100 %)	-3504.9 (100 %)
10 sec	3085.8 (88.0 %)	-3076.0 (87.7 %)
60 sec	3478.7 (99.3 %)	-3477.1 (99.2 %)

### 3.3 감속장치와 클러치를 갖는 선박용 엔진 (진동계산 모델 3)

진동 계산 모델 3에서는 감속기와 클러치를 갖는 2기 2축 초대형 유조선용 추진용 디젤엔진을 대상으로 하였으며 엔진과 발전기의 주요 요목은 Table 5와 같고 적용된 탄성

커플링의 외형도는 Fig. 9 에 보인다. 엔진운전에 따라 여러 운전모드가 있지만, 기본적으로 엔진회전수 43 rpm에서 'Clutch-in' 조건에 대하여 계산하면 Fig. 10~11과 같다. 클러치 작용 유압은 Fig. 12를 참고하여 500 kN-rn/s로 3초간 지속되는 것으로 가정하여 계산하였으며 디젤엔진과 프로펠러의 회전 속도 변동이 상당히 큰 것으로 확인된다. 실제 운전조건에서는 Fig. 10에서 엔진회전수가 급격히 올라가는 부분은 엔진의 조속기에 의해서 제어 가능하므로 변동폭은 해석치보다 줄 것으로 판단된다. 또한 클러치의 감쇠 및 동특성은 정확하게 파악할 수 없어 단순 감쇠만을 고려하였다. Fig. 13은 엔진 회전수가 25 rpm에서 정지할 때 까지의 지속되는 시간을 30 Sec로 가정하여 해석한 결과이다. 특히 이때는 자동적으로 연료가 차단되므로 Fig. 14에 보인 소기압만을 고려하였으며 커플링의 감쇠도 일반 고무파보다 현저하게 낮게 책정되었다. 특히 엔진의 위험회전수가 1절 7차 공진점인 15.4 rpm에 위치하고 있어 Fig. 13와 같이 감속기에 걸리는 진동토크는 기어제작자가 추천하는 정상토크의 10%를 초과하고 있어 햄머링 현상이 일어날 것으로 예측된다. 엔진의 가동시는 순간적으로 이 구간을 넘어가게 되므로 별다른 문제가 없는 것으로 판단되나, 엔진의 정지시에는 축계의 관성력에 의하여 필연적으로 오랜 시간이 요구되어지므로 QP의 적용으로 인한 비틀림 진동의 저감은 현실적으로 불가능하다. 따라서, 엔진의 정지시 정상토크의 10%를 초과하는 구간에서는 클러치를 떼어서 진동모드를 변화시켜

감속기어를 햄머링에서 보호할 수 있도록 하였다.

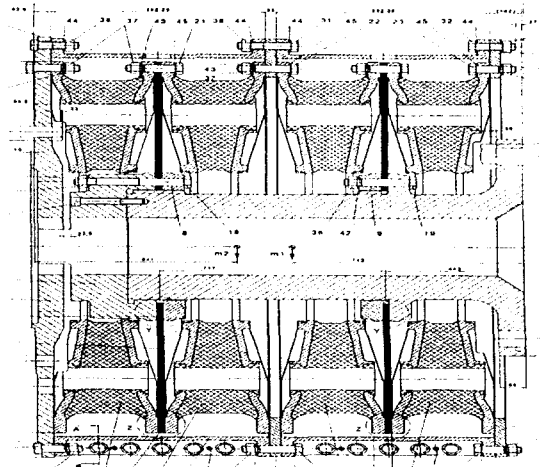


Fig. 9 RATO 631 flexible coupling for 7S60MC-C propulsion engine

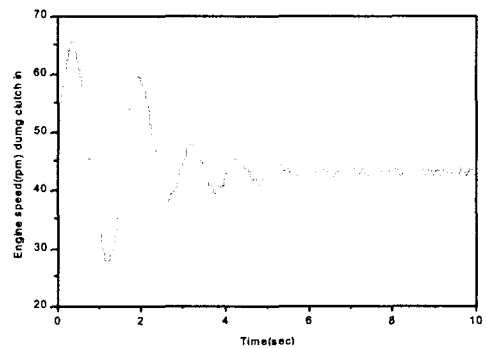


Fig. 10 Engine speed variation during clutch-in for 7S60MC-C propulsion engine

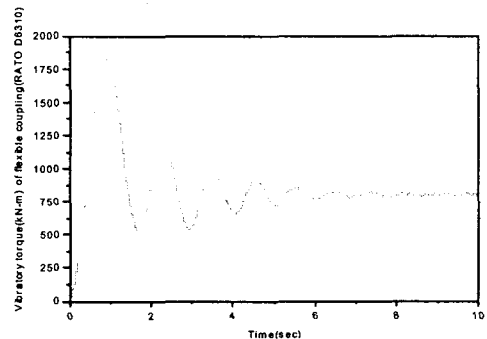


Fig. 11 Vibratory torque of flexible coupling during clutch-in for 7S60MC-C propulsion engine

Table 5 Specification of 7S60MC-C propulsion engine

Engine	Type	7S60MC-C
	Cyl.bore×stroke	700 × 2,400 mm
	Power at MCR	21,470 bhp× 105 rpm
	Pmi at MCR	20.3 bar
	Recipro. mass	5,003 kg/cyl
	Firing order	1-7-2-5-4-3-6
	Conn. ratio(r/1)	0.436
	M.O.I(en. total)	95,585 kg · m <sup>2</sup> (54.6 %)
	Min. speed	22 rpm
	Nominal torque	1,436 kN-m
Weight	410 ton	
Reduction gear	Maker	Schelde
	Reduction ratio	1.59(105 : 66 rpm)
	Gear hammering	10 % of Nominal torque
Flexible coupling	Maker	Vulkan D631ES
	Nominal torque	2,000 kN-m
	Permissible V.T.	600 kN-m
	Weight	13,839 kg
Propeller	Dia.	9,000 mm
	Dia of shaft	700 mm
	M.O.I(in water)	201,105 kg · m <sup>2</sup>
	M.O.I(Equivalent)	79,457 kg · m <sup>2</sup> (45.4 %)
	No. of blades	4 ea
Weight	47 ton	

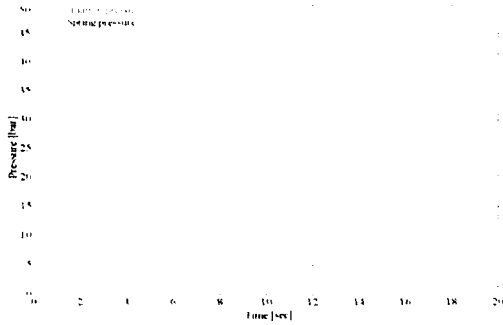


Fig. 12 Hydraulic clutch actuation pressure

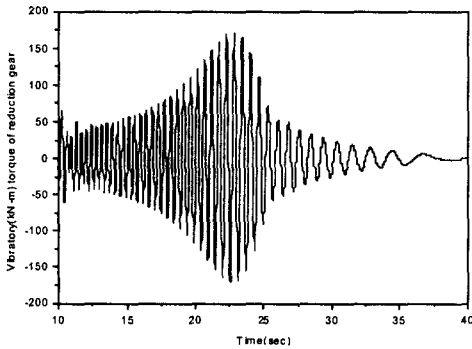


Fig. 13 Vibratory torque of flexible coupling during engine stop for 7S60MC-C propulsion engine

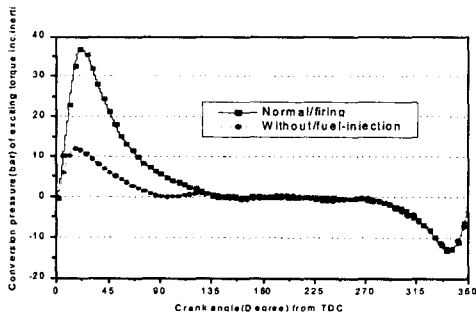


Fig. 14 Exciting torques on the critical speed of 7S60MC-C propulsion engine

#### 4. 결론

최근 과도 비틀림 진동으로 인한 추진축계의 누적 피로 현상을 CIMAC<sup>(11)</sup>(국제 연소협회), DNV<sup>(12)</sup>(노르웨이 선급협회) 등에서 검토하고 있으며, 이를 규제할 움직임을 보이고 있다. 따라서, 이를 이론적으로 해석하고 검토할 수 있는 소프트웨어를 개발하여 실용화할 예정이며, 이를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 과도 비틀림 진동 해석을 위해 종전의 등가진동계를 사용하지 않고 'Full-model' 을 이용하여 계산한 결과 높은 신뢰성과 정확성을 확보할 수 있었다.
- 2) 과도 비틀림 진동 해석의 정확성은 해석 소프트웨어보다는 엔진운전의 외적 조건 및 성능에 대한 풍부한 경험이 우선하며, 따라서 이를 체계적으로 입수하여 데이터베이스화할 예정이다.
- 3) 본 연구에서는 비교적 진동토크나 부가응력이 많이 걸리고 연속 운전금지구역이 설정되어 있는 저속 2행정 엔진을 모델로 하였지만 그 대상을 중·고속 4행정 엔진으로 확대할 예정이다.

#### 참고 문헌

- (1) MAN B&W, 1998, Vibration Characteristics of Two stroke Low Speed Diesel Engines, MAN B&W.
- (2) H. Keller, 1996, "Simulation of Transient Torsional Vibrations in Marine Diesel Propulsion Plants", New Sulzer Diesel.
- (3) Klaus-Jürgen Bathe, 1996, Finite Element Procedures, Prentice Hall, pp.768~837.
- (4) 이돈출, 1999, "디젤엔진 구동 발전기를 갖는 추진축계의 불안정한 비틀림진동", 한국소음진동공학회지, 제9권 제5호 pp. 936~942.
- (5) 이돈출·유정대·김정렬, 2000, "부동간격 크랭크 배치각에 의한 디젤 발전소용 비틀림진동제어", 한국소음진동공학회지, 제10권 제4호 pp. 655~661.
- (6) Vulkan, 2000, RATO Highly flexible Couplings, Vulkan Kupplungs. und Getriebebau
- (7) 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.
- (8) Dynamics Lab. of MMU, 2002, Technical Report (Torsional Vibration measurement for Samho S133), Document. No. MDL-02041
- (9) MAN B&W, 2000, The Intelligent Engine : Development Status and Prospects, P.375-00.11, MAN B&W.
- (10) Wärtsilä NSD, 2001, The Common Rail Low-Speed Engine, P.21.01.07.40.
- (11) CIMAC WG14, 2002, "Harmonization of the rules Regarding the Vibration Analysis of Two Stroke Diesel Engine Installations", CIMAC
- (12) DNV, 2001, Calculation of Shafts in Marine Application, DNV Classification Notes No. 41.4