

비틀림 진동 계산 및 측정을 통해 고찰한 선박용 2행정 저속엔진 Crankshaft 파단 현상

Two Stroke Low Speed Diesel Engine Crankshaft Crack Phenomenon Study by Torsional Vibration Calculation & Measurement

문정하† · 김정렬*

Joung-Ha Moon, Jeong-Ryul Kim

Key Words : Crankshaft(크랭크샤프트), Torsional Vibration(비틀림 진동), Stress(응력), Order(차수), Crank throw(크랭크 스톱)

ABSTRACT

In the past two stroke low speed diesel engine were widely used for marine propulsion. these engine have many merit for example, higher thermal efficiency and durability. however, shaft vibration problem was continuously rise up due to large power of two stroke low speed diesel engine. specially, the initial stage engine revolution counter & stress has acculated. For that reason, sometimes occurred crankshaft crack accident. In this study, regarding the initial stage engine, trying to analyze what is cause the crack phenomenon using by latest torsional vibration calculation program & measurement equipment.

기 호 설 명

여기에 기호설명을 아래와 같이 입력하십시오.

- [*M*] : 관성행렬
- [*C*] : 점성행렬
- [*K*] : 강성행렬
- {*F*(*t*)} : 기진력
- M* : 감쇠가 작용하는 질점의 질량관성모멘트
- ω : 고유 각 진동수
- ρ : 감쇠계수비
- K* : 비틀림 강성계수
- n* : 차수
- f* : 외력

1. 서 론

국가간 운송의 대부분이 해상으로 운송되고 있으며 해상 운송 수단의 대부분은 저속2행정 디젤엔진을 사용하고 있다. 이는 열효율 및 기동성이 매우 뛰어나고 한번에 많은 화물을 저질유를 사용하여 운송하므로 경제적인 측면에서 생각하더라도 많은 이익이 발생하기 때문이다.

그러나 큰 출력에 따른 진동문제는 과거부터 끊임없이 대두되어 왔다. 최근에 와서는 전산해석 프로그램의 발달과 각 선급 및 IACS(international association of classification societies)등에서 이론과 경험식에 기반한 규격을 정해 놓고 있어 상기의 문제 등이 많이 줄어들어 가는 것이 사실이나 여전히 구형 엔진의 경우에는 운전시간이 지속적으로 증가하며 진동 및 Stress누적에 따른 사고가 일어나고 있는 실정이다. 본 논문의 경우 초기 엔진 Model인

† 교신저자; 정회원, 한국해양대학교 진동공학실험실
E-mail : eg54a@hanmail.net
Tel : 051-410-4247

* 정회원, 한국해양대학교 기관시스템 공학부

7L70MC의 운항 중 Crankshaft 파단현상에 대해 최신 비틀림 진동프로그램을 이용하여 건전성을 평가하고 원인을 분석하고자 한다.

원인 분석의 접근 방법에는 여러 가지가 있으나 본 논문에서는 Crankshaft의 신뢰성에 Focusing 하였으며 접근 방법은 Torsional Vibration Calculation & Measurement으로 진행하였으며 신뢰성을 높이기 위해 Calculation 방법으로 MDT 및 WCH 비틀림 진동 프로그램 모두 사용되었다. 또한 Propeller Damage를 가정한 계산을 포함하여 보다 많은 경우의 수에 대응하였다.

2. Crankshaft 파단현상 개요

2.1 Crankshaft 파단현상 상세

(1) Crack 발생 부위: Cylinder No.6 Main Journal 과 Crank throw 열박음 부 Crack 발생으로 파손됨.

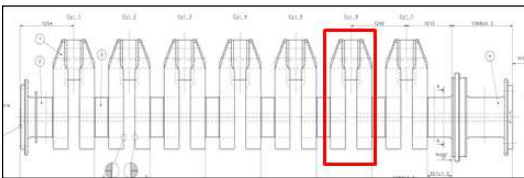


Fig.1 No.6 Crank Throw Position.

(2) 파면 관찰: Main journal과 Contact 되는 Web 내경부(깊이 약 7.5mm)지점에서 Crack Initiation 되어 외경부 및 Aft Side로 진행되었고 최종 파괴인성을 초과하여 절손이 발생한 것으로 파악됨.



Fig.2 Crank Throw Crack Position

(3) Crack 발생 시기: 열박음 된 상태엿 A 부 Crack Initiation 되어 성장하였으며, 성장 후 90도 이상 Slip이 발생하였다. 이점에서 미루어 볼 때 Crack 성장에 의한 열박음 효과 감소로 Slip이 발생된 것으로 판단된다.

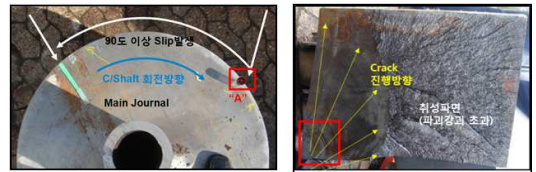


Fig.3 Crack Cross Section Specification.

상기의 파단 현상에 대한 원인을 파악하기 위해 비틀림 진동으로 인한 Crank Throw의 Torque Limit를 초과했는지 여부 그리고 Inter-shaft 및 Propeller -Shaft와 Crankshaft의 상관관계에 대해 고찰해 볼 필요가 있다.

3. 비틀림 진동측면에서의 고찰

3.1 Crankshaft 비틀림 진동 계산 모델링

기본적으로 비틀림 진동 계산 방정식은 질량,감쇠 그리고 강성 매트릭스의 운동 방정식이며 하기와 같이 표현된다.⁽³⁾

$$[M]\{\ddot{\theta}\} + [C]\{\dot{\theta}\} + [K]\{\theta\} = \{F(t)\}$$

(1) 관성행렬

디젤엔진 추진 축계의 비틀림 진동을 계산 하는 경우에 있어서 진동계는 Crankshaft, Turning wheel, Propeller등의 복잡하게 형성되므로 직접 진동계산을 행하는 것이 곤란하다 따라서 동력학적으로 등가인 질량으로 치환하여 계산한다. 즉 각 질점의 진동 질량은 축계를 임의의 개수로 분할하고, 각 질점간의 관성행렬로 나타내면 다음과 같이 주 대각선 상에만 값을 갖는 대각행렬이 된다.

$$[M] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_n \end{bmatrix}$$

(2) 점성행렬(감쇠계수)

추진축계 비틀림 진동계산에 있어서 감쇠는 피스톤과 라이너의 마찰저항, 윤활 작용 등 정량적 파악이 거의 불가능한 많은 인자를 포함하기 때문에 가장 불확실한 요소이며, 전체 감쇠를 기관감쇠, 내부 히스테리시스 감쇠, 프로펠러 감쇠 이 세가지로 대변할 수 있다. 기관감쇠로 프로펠러 감쇠 그리고 댐퍼의 감쇠는 각 질점의 절대 속도에 비례하는 속도 비례형 감소, 즉 점성감쇠에 속하고, 히스테리시스 감쇠와 탄성커플링 감쇠는 인접하는 질점의 변위에 비례하는 변위 비례형 감쇠로 보아 각 질점간에 작용하는 것으로 다룬다. 기관감쇠는 그랭크축, 피스톤 축, 피스톤 및 크로스헤드의 마찰저항, 축베어링의 마찰손실 등에 의하여 발생하며 기관 감쇠계산식은 여러 가지가 있지만 다음식으로 계산한다.

$$C_e = 2 \cdot \rho M \omega$$

축 재료가 탄성한도내의 응력을 받아서 변형할 때 변형일의 대부분은 축의 변형 에너지 형태로 축 적되지만 그중의 일부분이 분자마찰에 의해 소산되며 이것이 축 히스테리시스 감쇠이다. 응력이 작은 경우에는 무시할 수 있으나 응력 진폭이 증가하면 히스테리시스루프의 면적이 증대하여 손실이 증대한다. 이를 등가 점성감쇠의 형식으로 변형하여 표시하면 다음과 같다.

$$C_h = 0.1878441 \times 10^{-2} \frac{K}{\omega}$$

이상의 감쇠계수를 종합하여 감쇠행렬을 만들면 다음과 같은 대칭행렬이 된다.

$$[C] = \begin{bmatrix} c_1 & -c_1 & 0 & 0 & 0 \\ -c_1(c_1+c_2) & -c_1 & 0 & 0 & 0 \\ & & \dots & & \\ 0 & 0 & -c_{n-1}(c_{n-1}+c_n) & -c_n & \\ 0 & 0 & 0 & -c_n & c_n \end{bmatrix}$$

(3) 비틀림 강성행렬(강성계수)

크랭크 축의 비틀림 강성계수를 구하기 위한 경험식이나 이론식등이 많이 있지만 그중에서도 대형 디젤엔진 추진축계에 적용하고 있는 계산식으로는 Geiger, Carter, Ker Wilson, Timoshenko, Jeon의 식등이 있다. 이들 식에서 제시하고 있는 것은 대부분 등가장이나 영향계수이다. 따라서 영향계수가 주어지는 식에서는 역수를 취하여 강성 계수를 구하고, 등가장이 제시된 곳에서는 환산하여 강성계수를 구하면 된다. 그 밖에 추력축, 중간축, 추진기축의 비틀림 강성 계수는 영향 계수로 부터 구한다. 이상으로 구한 비틀림 강성 계수는 매트릭스 행태로 쓰면 다음과 같이 대칭 행렬이 된다⁽²⁾

$$[K] = \begin{bmatrix} k_1 & -k_1 & 0 & 0 & 0 \\ -k_1(k_1+k_2) & -k_1 & 0 & 0 & 0 \\ & & \dots & & \\ 0 & 0 & -k_{n-1}(k_{n-1}+k_n) & -k_n & \\ 0 & 0 & 0 & -k_n & k_n \end{bmatrix}$$

(4) 기진력

크랭크 축의 비틀림 진동은 전달토크의 불균일에 의하여 발생하고 이 기진력은 실린더내 가스 폭발에 의한 가스압력과 왕복질량 관성력으로 구성되어 있다. 이들은 모두 회전속도에 대하여 1차, 2차, ... 등의 토크 하모닉스를 여러개 포함하고 있으므로 이들 토크 하모닉스의 각 성분은 그 자신의 진동수의 강계 비틀림 진동을 계에 유발하게 된다. 이 기진력 토크는 엔진에만 작용하므로, 각 실린더 절점에만 관계하고 나머지 절점에는 작용하지 않는다.

(5) 비틀림 진동 Input data 및 등가 모델

하기 Table.1 및 Fig.4에서와 같이 비틀림 진동 계산을 위한 Input data가 필요하며 이를 이용하여 비틀림 진동계산 프로그램에 입력하기 위한 Data를 Fig5와 같이 작성하였다.

Table 1 Specification of 7L70MC Propulsion Engine

Engine	Type	7L70MC
	Cyl.bore x Stroke	700 x 2338mm
	Power of MCR	20,930 kW x 110 rpm
	Pmax	140 bar
	Recipro mass	8,550 kg/cyl
	Firing order	1-7-2-5-4-3-6
	M.O.I(counter weight)	345 kg·m ²
M.O.I(turning wheel)	7,390 kg·m ²	
Propeller	Type	Fixed pitch propeller
	Dia of shaft	550 mm
	No . of Blade	5 ea
	M.O.I (in water)	104,842 kg·m ²
	Weight	33.6 ton

상기의 Input Data를 입력하여 비틀림 진동계산 프로그램에 대입하여 하기와 같이 등가 모델이 추출 된다.

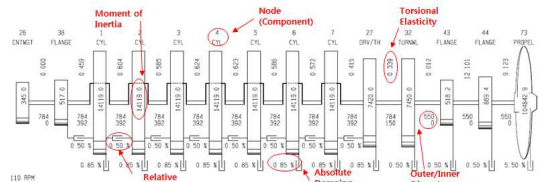


Fig.6 7L70MC Torsional Vibration Modeling

3.2 비틀림 진동 계산 결과

최대 비틀림 응력은 과단현상이 일어난 Cyl.6에서 발생하고 있으나 운전구간 110 rpm구간에서의 최대 비틀림 응력은 22N/mm² 으로 허용 값 29N/mm²이 내로 만족하고 있다.

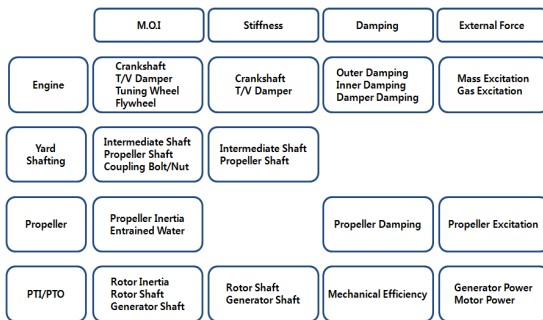


Fig.4 Torsional Vibration Input Data

```

C
C 7L70MC
C
C YARD
C BUILDER
C CONF IG FORGED SEMI-BUILT THRU 242603
C REMARK REGULAR FIRING
C CONF IG TURNING WHEEL 7093 KGM2
C CONF IG FOR. COUNTERWEIGHT 345 KGM2
C REMARK CF-32 WATER BRAKE
ENGINE 7L70MC
MCR IN 700 2268 2730
OSCMAS 8558
C OSCMAS 8986 8558 8558 8850 8617 8661 8986
PRESU 140 1
HARMON 242606
MCRPOU 20930 110
PROPDU 20930 110
FIRING 1 7 2 5 4 3 6
C FIRING 0 107.9 257.1 213.7 157.3 316.6 59.4
C PICORR -5 .5 .5 -.5 -.5 -.5
C MISFIR 1
C
INERTI 26 345. 0.0000 784 0 0.00 0 110.
INERTI 36 517. 0.0001 784 0 0.00 0 110.
CYLIND 1 14119. 0.4590 784 392 0.85 -0.5 110.
CYLIND 2 14119. 0.6000 784 392 0.85 -0.5 110.
CYLIND 3 14119. 0.5050 784 392 0.85 -0.5 110.
CYLIND 4 14119. 0.6240 784 392 0.85 -0.5 110.
CYLIND 5 14119. 0.6230 784 392 0.85 -0.5 110.
CYLIND 6 14119. 0.5860 784 392 0.85 -0.5 110.
CYLIND 7 14119. 0.5720 784 392 0.85 -0.5 110.
INERTI 27 7420. 0.4150 784 392 0.85 -0.5 110.
INERTI 32 7450. 0.3990 784 150 0.50 0 110.
INERTI 43 518.2 0.0000 550 0 0.50 0 110.
INERTI 44 889.4 12.1007 550 0 0.50 0 110.
INERTI 73 104842.9 9.1227 550 0 5.50 0 110.
C
REVOLU 20 125 300
EIGEN 2
PLOSYS
PLOTFI
INR 2 3 4 5 6 7 27
STRESS 2 3 4 5 6 7 27
STRESS 6
STRESS 9
maxTRQ 1 2 3 4 5 6 7
CLASS IACS 44 600 1 550 0
CLASS IACS 73 600 0.55 632 0
ACCELE 27
ANPLIT 38
EXIT
    
```

Fig.5 7L70MC Torsional Vibration Input Data

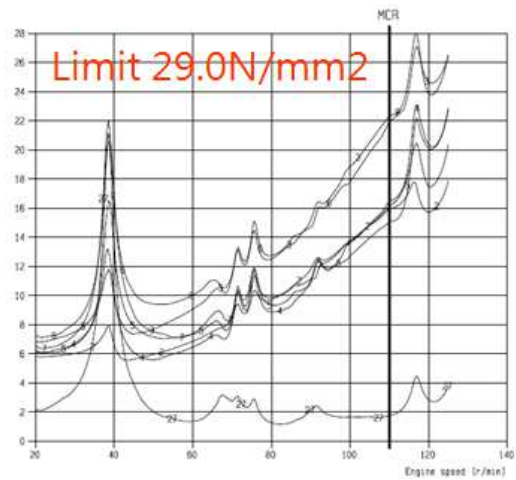


Fig.7 7L70MC Torsional Stress

그리고 비틀림 Torque Limit의 경우에도 Normal Operation 및 One Cylinder Misfiring Operation에서 각각 3000kNm, 4400kNm로 Limit인 4860kNm 이내로 만족하는 것을 볼 수 있다.

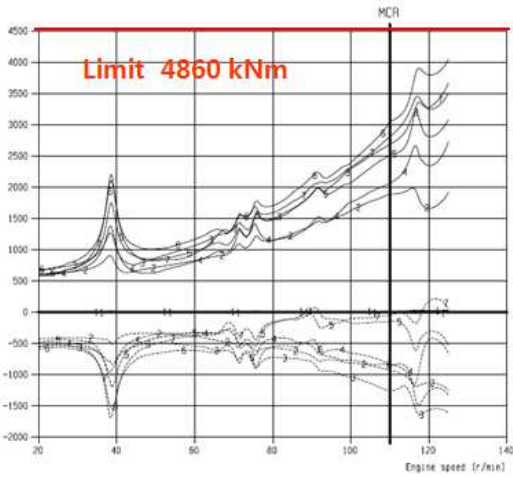


Fig.8 7L70MC Torsional Vibratory Torque at Normal Firing Operation.

(1) Crankshaft Stress Limit 만족여부 검토

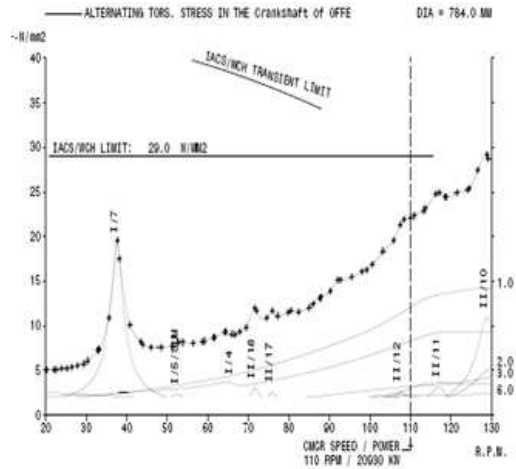


Fig.10 7L70MC Normal Condition

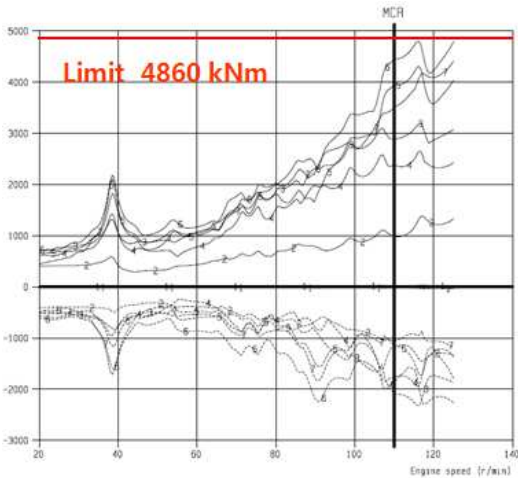


Fig.9 7L70MC Torsional Vibratory Torque at No.1 Cylinder Misfiring Operation.(worst case)

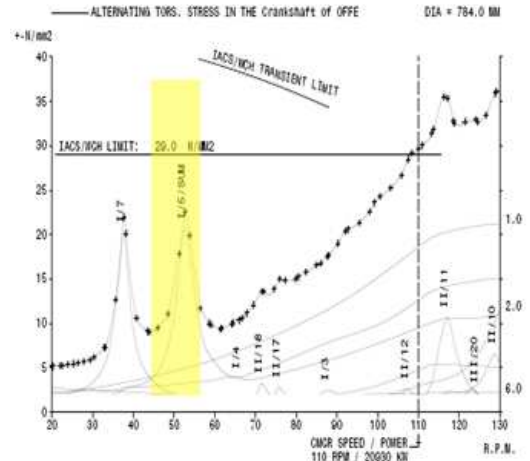


Fig.11 7L70MC Propeller Damage Condition.

3.3 Propeller Damage를 고려한 비틀림 진동 계산 결과

일반적인 비틀림 진동 계산 외에 심화검토를 위해 본선이 Grounding에 의한 Propeller damage를 가산하여 검토하기로 한다. 총 5개의 Blade중 1개에 Damage가 집중되는 것으로 worst case 가정하였으며 엔진은 14knot(55~65rpm)로 연속운전 상태 (50~60% rpm at MCR)로 계산하였다.

Propeller Damage(Worst)조건에서 Crankshaft의 5차 Stress가 급격히 증가하나, 연속운전 가능한 29N/mm²이내인 것으로 계산 되었으며 Crankshaft의 최대응력은 Cyl 4&5사이에서 발생하는 것으로 나타났다.

(2) Inter-Shaft와 Propeller-Shaft의 Stress Limit 만족여부 검토

발생한다면 Crankshaft보다 Propeller-Shaft가 먼저 파단이 발생했을 것으로 판단된다.

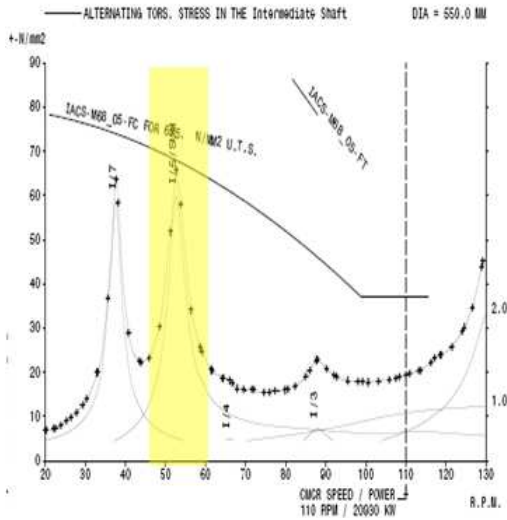


Fig.12 7L70MC Inter-shaft Stress Limit at Propeller Damage.

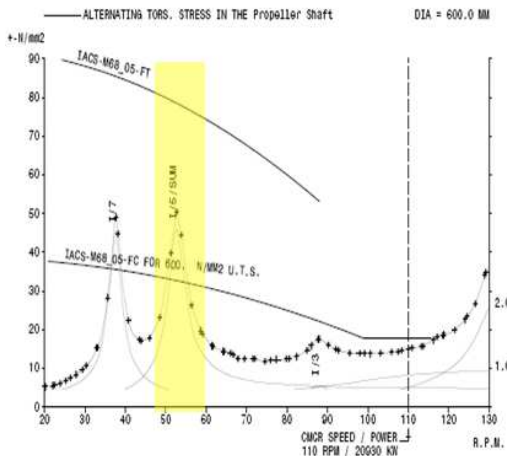


Fig.13 7L70MC Propeller-Shaft Stress Limit at Propeller Damage.

Inter-Shaft 와 Propeller-Shaft에서 5차성분이 급격히 증가하며, 특히 Propeller-Shaft에서는 5차성분에 의한 Stress가 연속 운전 가능 범위를 벗어난다. 다시 말하면 만약 Propeller Damage로 인해 파단이

3.4 비틀림 진동 계측 및 결과 비교

본선 Crankshaft 교체수리 후 비틀림 진동 계측을 위해 Fig.14,15 와 같이 계측장비를 배치하였다.

측정 방법은 Crankshaft Fore end부분에 Shaft를 이용하여 Encoder 부착 후 각속도진동 값을 측정하였다. 일반적으로 비틀림 진동을 계측하는 방법으로 비교적 각속도 진동이 크고 계측이 편리한 지점에서 각속도를 측정하여 이론해석 결과와 비교하여 비틀림 응력을 환산하는 방법과 축에 스트레인 게이지를 부착하여 응력을 측정하는 두 가지 방법이 있다. 대부분은 전자의 방법을 선호하고 있고 후자는 실패할 확률이 높고 많은 비용과 노력이 뒤따라야 하므로 엔진제작사 입장에서는 이를 꺼려하고 있다. 그러나 특정 선급에서는 후자를 권장하고 있으며 그 이유는 보다 정확성과 함께 선급 내부자료 취득의 목적이 강한 것으로 판단되며 강제 사항은 아니다. 이 연구에서는 두 가지 방법을 병행하였다.⁽¹⁾



Fig.14 Torsional Vibration Measurement Equipment at Fore side



Fig.15 Telemetering System at Inter-Shaft

(1) Crankshaft Fore End Angular Acceleration 비교

Crankshaft Fore End Angular Acceleration 계산 결과 와 측정 결과를 비교 한 결과 7차,17차,18차 성분에서 유효한 결과 값을 보이고 있다. 최대 각가속도 값을 보이고 있는 7차 성분에서 계산값 대비 측정값이 rpm과 각가속도 값에서 1.8%, -7.4%의 차이를 보이고 있었다. 이는 오차범위 내에 존재 가능한 값이며 특히 각가속도 값의 경우 실측치가 계산치보다 낮게 나오고 있음을 확인할 수 있었다.

Calculation Value는 Pk-Pk이며 실측치는 RMS값으로 측정 되었다.

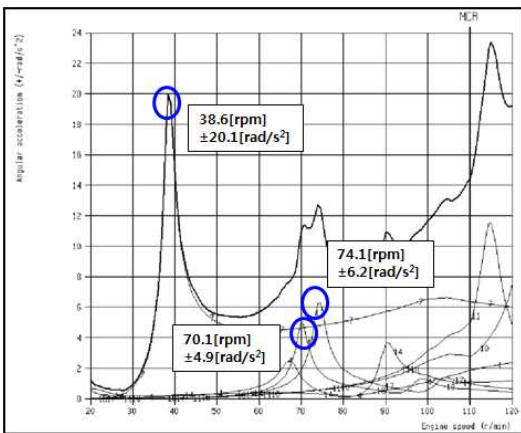


Fig.16 Calculation of Crankshaft Fore End Angular Acceleration

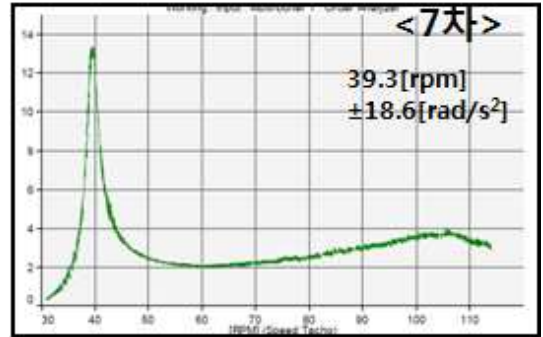


Fig.17 Measurement result of 7th order

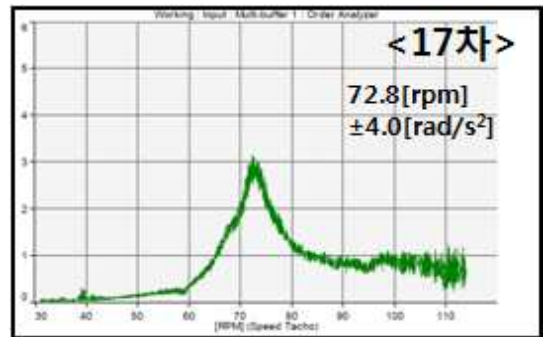


Fig.18 Measurement result of 17th order

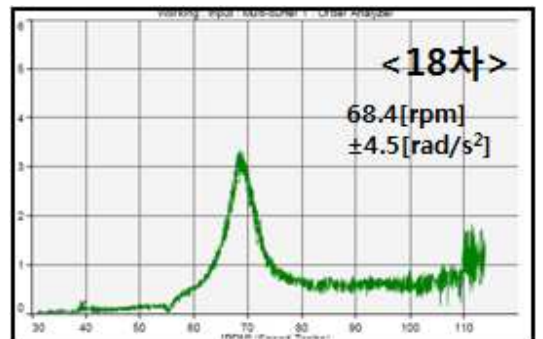


Fig.19 Measurement result of 18th order

Table 2 Comparison of Calculation and Measurement at Crankshaft Fore End Angular Acceleration

Order	Calculation		Measurement		Remark	
	rpm	$\pm\text{rad/s}^2$	rpm	$\pm\text{rad/s}^2$	rpm	$\pm\text{rad/s}^2$
7 th	38.6	20.1	39.3	18.6	1.8%	-7.4%
17 th	74.1	6.2	72.8	4.0	-1.7%	-35.0%
18 th	70.1	4.9	68.4	4.5	-2.4%	-8.1%

(2) Result of Inter-shaft Stress Calculation and Measurement 비교

Inter-shaft stress 계산 결과 와 Strain gauge로 측정한 결과를 비교 한 결과 7차,4차 성분에서 유효한 결과 값을 보이고 있다. 최대 응력값을 보이고 있는 7차 성분에서 계산값 대비 측정값이 rpm과 각가속도 값에서 1.8%, -8.5%의 차이를 보고 있었다. 이는 오차범위 내에 존재 가능한 값이며 특히 응력값의 경우 실측치가 계산치보다 낮게 나오고 있음을 확인할 수 있었다.

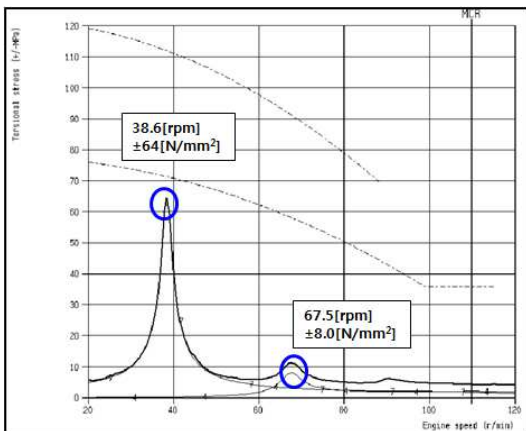


Fig.20 Calculation of Inter-Shaft Stress

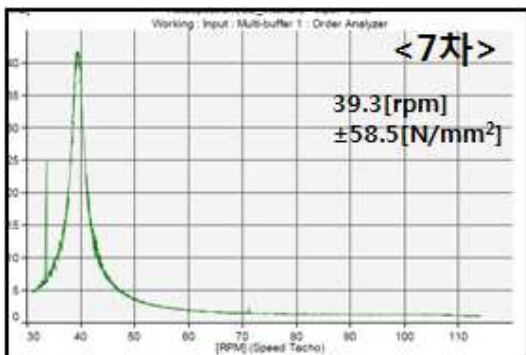


Fig.21 Measurement result of 7th order

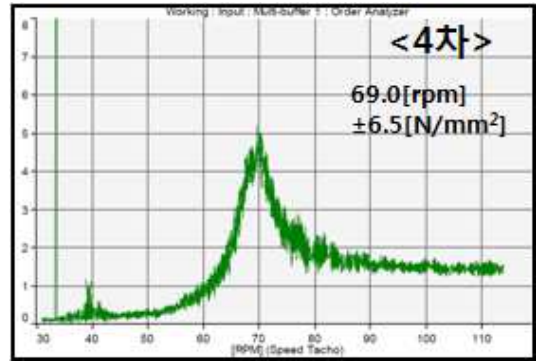


Fig.22 Measurement result of 4th order

Table 3 Comparison of Calculation and Measurement at Inter-shaft Stress

Order	Calculation		Measurement		Remark	
	rpm	$\pm\text{N/mm}^2$	rpm	$\pm\text{N/mm}^2$	rpm	$\pm\text{N/mm}^2$
7 th	38.6	64.0	39.3	58.5	1.8%	-8.5%
4 ^h	67.5	8.0	69.0	6.5	2.2%	-18.0%

3. 결 론

초기 엔진 모델의 파단사고에 대해 비틀림 진동 측면에서 최신프로그램을 사용하여 고찰하였으며 연구 대상에 대해 정리하여 요약하면 다음과 같다

(1) Crankshaft 에 대해서는 Propeller 의 Damage 에 대한 영향이 Inter-Shaft와 Propeller-shaft에 비해 상대적으로 적은 것을 알 수 있었으며 Propeller Damage에 의해 비틀림 응력이 증가 하였다면 Propeller-Shaft에 직접적으로 영향을 주었을 것으로 판단된다. 이는 과거 프로그램의 경우 Propeller Damage를 프로그램상에 Input Data로 삽입하지 못한 것을 이번 기회에 확인하였다.

(2) 비틀림 진동 측면에서는 문제점이 발견하지 못하였으나 이를 통해 과도한 비틀림 응력에 의해 Crankshaft 열박음부 파손이 발생 되었다는 것 보다는 외부의 큰 충격에 의해 열박음 부에 1차적인 Damage가 발생 했다는 가설을 수립 할 수 있었다.

즉 1차 손상 후 반복적인 비틀림 하중을 받아 피로 파손되었을 것으로 예측되며 실제 비틀림 응력만

존재 한다면 열박음부 보다는 Crank Throw Filler 부의 파손이 선행 되었을 것으로 판단된다.

(3) 이 논문에서는 비틀림 진동 측면에서만 고찰한 관계로 원인을 정확하게 밝히지 못했으나 상기의 가설을 바탕으로 향후 Crankshaft Shrinkage fit analysis를 통해 원인을 밝히고자 한다.

참 고 문 헌

- (1) Lee, D. C., Kim, S. H. 2007, An Estimation on Two Stroke Low Speed Diesel Engines' Shaft Fatigue Strength due to Torsional Vibration in Time Domain, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering. Vol. 17, No. 7, pp. 572~573.
- (2) Lee, D. C., 1995, A Study on the Vibration control of the Engine Body and Shaft System for a Large Scale Diesel Engine, pp.34~44
- (3) Jeon, H. J., Kim, U. K., 1999, Machinery Dynamics, Hyosung media, Busan, pp195~202
- (4) MAN B&W, 1998, Vibration Characteristics of Two stroke Low Speed Diesel Engines