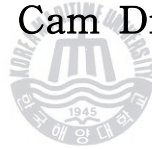


工學碩士 學位論文

電子制御形과 캠形 船舶用 大型  
디젤엔진의 가스 하모닉스  
比較에 관한 研究

A Study on the Comparison of Gas Harmonics  
in a Marine Diesel Engines with Electronic  
Control and Cam Driving Types



指導教授 金正烈

2007 年 8 月

韓國海洋大學校 大學院

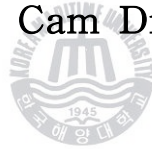
機關시스템工學科

元 東 喆

工學碩士 學位論文

電子制御形과 캠形 船舶用 大型  
디젤엔진의 가스 하모닉스  
比較에 관한 研究

A Study on the Comparison of Gas Harmonics  
in a Marine Diesel Engines with Electronic  
Control and Cam Driving Types



指導教授 金正烈

2007 年 8 月

韓國海洋大學校 大學院

機關시스템工學科

元 東 喆

本 論 文 을 元 東 喆 의 工 學 碩 士 學 位 論 文 으 로 認 准 함 .

委 員 長 工 學 博 士 全 孝 重 ( 印 )

委 員 工 學 博 士 崔 在 星 ( 印 )

委 員 工 學 博 士 金 正 烈 ( 印 )



2007 年 6 月

韓 國 海 洋 大 學 校 大 學 院

機 關 시 스템 工 學 科

元 東 喆



# 목 차

List of Tables .....	ii
List of Figures .....	iii
Abstract .....	vi
제 1 장 서 론 .....	1
제 2 장 캠 형식 엔진과 전자제어 엔진의 특징비교 .....	3
제 3 장 크랭크 회전 모멘트 .....	5
3.1 피스톤의 변위, 속도 및 가속도 .....	5
3.2 크랭크축의 회전 모멘트 .....	8
제 4 장 가스 하모닉스 분석 및 비틀림 응력 .....	11
4.1 연료분사 및 연소 압력 .....	11
4.2 가스 하모닉스 분석 .....	15
4.3 비틀림 응력 .....	32
제 5 장 결 론 .....	44
참고문헌 .....	46



## List of Tables

<b>Table 4.1</b>	Pressures of fuel injection and combustion for 12K98MC-C at MCR .....	11
<b>Table 4.2</b>	Pressures of fuel injection and combustion for 12K98ME-C at MCR .....	11
<b>Table 4.3</b>	General particulars of the engine and dynamometer .....	32
<b>Table 4.4</b>	Comparison of natural frequencies for 4 mode shapes between 12K98MC-C and 12K98ME-C engines .....	35
<b>Table 4.5</b>	Natural frequencies for 45 orders using 4 mode shapes of 12K98MC-C engine .....	36
<b>Table 4.6</b>	Natural frequencies for 45 orders using 4 mode shapes of 12K98ME-C engine .....	38



## List of Figures

<b>Fig. 3.1</b>	Mechanism of piston and crank .....	5
<b>Fig. 3.2</b>	Forces acting on crank mechanism .....	8
<b>Fig. 4.1</b>	Fuel injection pressure and combustion pressures for 12K98MC-C at MCR .....	12
<b>Fig. 4.2</b>	Fuel injection pressure and combustion pressures for 12K98ME-C at MCR .....	12
<b>Fig. 4.3</b>	Combustion pressures for MC and ME types at MCR .....	14
<b>Fig. 4.4</b>	Fuel Injection pressures for MC and ME types at MCR .....	14
<b>Fig. 4.5</b>	Resultant of tangential harmonic pressure obtained by calculation from measuring data for MC type engine .....	16
<b>Fig. 4.6</b>	Resultant of tangential harmonic pressure obtained by calculation from measuring data for ME type engine .....	16
<b>Fig. 4.7</b>	Resultant of tangential harmonic pressure offered by MBD for MC type engine .....	17
<b>Fig. 4.8</b>	Resultant of tangential harmonic pressure offered by MBD for ME type engine .....	17
<b>Fig. 4.9</b>	1st order component for MC type engine .....	18
<b>Fig. 4.10</b>	2nd order component for MC type engine .....	18
<b>Fig. 4.11</b>	3rd order component for MC type engine .....	19
<b>Fig. 4.12</b>	4th order component for MC type engine .....	19



<b>Fig. 4.13</b>	5th order component for MC type engine .....	20
<b>Fig. 4.14</b>	6th order component for MC type engine .....	20
<b>Fig. 4.15</b>	7th order component for MC type engine .....	21
<b>Fig. 4.16</b>	8th order component for MC type engine .....	21
<b>Fig. 4.17</b>	1st order component for ME type engine .....	22
<b>Fig. 4.18</b>	2nd order component for ME type engine .....	22
<b>Fig. 4.19</b>	3rd order component for ME type engine .....	23
<b>Fig. 4.20</b>	4th order component for ME type engine .....	23
<b>Fig. 4.21</b>	5th order component for ME type engine .....	24
<b>Fig. 4.22</b>	6th order component for ME type engine .....	24
<b>Fig. 4.23</b>	7th order component for ME type engine .....	25
<b>Fig. 4.24</b>	8th order component for ME type engine .....	25
<b>Fig. 4.25</b>	1st order harmonic component for MC and ME type engines of Doosan and MBD .....	26
<b>Fig. 4.26</b>	2nd order harmonic component for MC and ME type engines of Doosan and MBD .....	27
<b>Fig. 4.27</b>	3rd order harmonic component for MC and ME type engines of Doosan and MBD .....	27
<b>Fig. 4.28</b>	4th order harmonic component for MC and ME type engines of Doosan and MBD .....	28
<b>Fig. 4.29</b>	5th order harmonic component for MC and ME type engines of Doosan and MBD .....	28



<b>Fig. 4.30</b>	6th order harmonic component for MC and ME type engines of Doosan and MBD .....	29
<b>Fig. 4.31</b>	7th order harmonic component for MC and ME type engines of Doosan and MBD .....	29
<b>Fig. 4.32</b>	8th order harmonic component for MC and ME type engines of Doosan and MBD .....	30
<b>Fig. 4.33</b>	9th order harmonic component for MC and ME type engines of Doosan and MBD .....	30
<b>Fig. 4.34</b>	12th order harmonic component for MC and ME type engines of Doosan and MBD .....	31
<b>Fig. 4.35</b>	18th order harmonic component for MC and ME type engines of Doosan and MBD .....	31
<b>Fig. 4.36</b>	Equivalent mass-elastic system of 12K98MC-C .....	33
<b>Fig. 4.37</b>	Equivalent mass-elastic system of 12K98ME-C .....	33
<b>Fig. 4.38</b>	Mode shapes of 12K98MC-C .....	34
<b>Fig. 4.39</b>	Mode shapes of 12K98ME-C .....	34
<b>Fig. 4.40</b>	Stress diagram on coupling shaft for 12K98MC-C .....	37
<b>Fig. 4.41</b>	Stress diagram on coupling shaft for 12K98ME-C .....	39
<b>Fig. 4.42</b>	Torsional stress at coupling shaft between engine and dynamometer .....	40
<b>Fig. 4.43</b>	Torsional stress of 6th order .....	41
<b>Fig. 4.44</b>	Torsional stress of 9th order .....	42
<b>Fig. 4.45</b>	Torsional stress of 12th order .....	42
<b>Fig. 4.46</b>	Torsional stress of 18th order .....	43





**A Study on the Comparison of Gas Harmonics  
in a Marine Diesel Engines with Electronic  
Control and Cam Driving Types**

**Dong - Chul, Won**

**Department of Marine System Engineering  
Graduate School  
Korea Maritime University**



**Abstract**

The introduction of the electronically controlled camless low speed diesel engine, which is now gaining momentum, is a milestone in diesel technology that deserves a place in history since Rudolf Diesel's first engine. The main purpose of changing from the cam driving to electronic control is to ensure a precise fuel injection timing and rate, as well as the exhaust valve timing and operation, exactly when and as desired. The electronic control of the engine fuel injection and exhaust valves improves low-load operation, engine acceleration, and give better engine load balance and load control, leading to longer times between overhauls, also by implementation of enhanced diagnostics systems, It will give lower fuel consumption and lower cylinder oil consumption, particularly with regard to visible smoke and NOx [1].



MAN Diesel A/S, one of the designer of 2-stroke, low speed diesel engine, had developed the electronic engine, ME by combining traditional, proven technologies with this new technology of electronically controlled camless low speed diesel engine.

However, it has not been yet proven clearly that the electronically controlled engine has the better characteristics of vibration than the conventional cam driving diesel engine, although the advantage of electronic engine, ME is quite comprehensive. This paper will cover the comparison of torsional vibration aspect between the MAN 12K98MC-C conventional and MAN 12K98ME-C electronic engine, using the measured combustion pressure of cylinder at shop test trial. The gas harmonic data are derived and analyzed from those combustion pressure and compared with the MAN's officially issued harmonic data.



## 제 1 장 서 론

디젤기관 추진축계의 비틀림진동 계산은 1900년대 Bauer가 이에 관한 논문을 발표한 이래 많은 사람들의 노력에 의하여 현재 그의 기본적인 것은 완성된 단계에 있다[2]. 그러나 아직도 감쇠에너지, 프로펠러의 부가수, 그리고 프로펠러 토크변동 하모닉스와 그의 위상 등의 불확실성으로 인하여 완벽한 계산은 못하고 있는 실정이지만 컴퓨터와 프로그램 기술의 발달, 측정 장비의 성능 향상에 따른 측정기술의 고도화와 더불어 수많은 박용엔진과 선박 추진축계에 대한 측정 결과를 바탕으로 대략 고유진동수는  $\pm 3\%$  이내, 공진점에서의 진폭은  $\pm 5\%$  이내의 오차 범위에서 예측할 수 있는 단계에 까지 와 있다.

선박의 추진축계를 설계할 경우 통상 선급협회의 규정에 따라 축경을 결정하고 축경에 따라 축계의 치수를 결정한다. 그러한 다음 기관의 사용회전수 범위 내에 비틀림 진동의 공진점이 존재하는가를 검토하고 공진점이 있을 때에는 그로 인한 공진진폭과 부가응력을 추정하여 위험정도를 파악한다. 추정한 값이 규정치보다 클 경우 이들 공진점을 기관사용회전수 밖으로 이동시키기 위하여, 또는 규정치보다 낮은 값으로 하기 위하여 통상 몇 번의 시행착오법에 의해 축계치수를 변경하거나 추진기나 플라이휠의 관성모멘트를 변경시켜, 또는 감쇠댐퍼를 설치하여 최적추진축계의 제치수를 결정하게 된다.

한편 최근에는 엔진 성능을 향상시키고 배기 배출물 등을 저감시키기 위한 목적으로 전자제어 엔진이 등장하였다. 이러한 전자제어 엔진은 특히 기존의 캠 형식 엔진에 비해 극저속 회전이 가능하므로 컨테이너선을 위시한 다수의 선박에 탑재되고 있다. 그러나 진동측면에서 볼 때 이러한 전자제어 엔진에 대해서는 아직까지 확실하게 기존의 캠 형식과 비교하여 우수하다는 보장이 없는 실정이다. 이러한 관점에 착안하여 본 연구에서는 기존의 캠 형식 엔진과 전자제어 엔진에 대해 각각 시운전 데이터를 이용하여 연소 압력, 연료분사압력 형태를 비교하고, 이러한 데이터를 이용하여 하모닉스 계수를 구한 다음 이것을 이용하여 비틀림진동을 계산한 다음 진동측면에서 양자를 비교 검



토하고자 한다. 또한 데이터의 신뢰성을 확보하기 위하여 MAN B&W에서 제  
공한 하모닉스를 이용하여 비틀림진동을 계산하여 서로 비교 검토하였다.



## 제 2 장 캠 형식 엔진과 전자제어 엔진의 특징 비교

선박 주기관용 2행정 대형 디젤엔진에 있어서 기존의 캠 형식 엔진에서 전자제어방식으로 변경시키는 가장 큰 목적은

- 배기밸브 개폐시기
- 연료분사시기 및 분사량
- 실린더 오일 공급량

을 정확히 원하는 시간에 원하는 양을 제어하는데 있다. 이러한 목적을 달성하기 위하여 기존의 캠 형식 엔진에서 없어진 부품은 다음과 같다[1].

- Chain drive
- Chain wheel frame
- Chain box on frame box
- Camshaft with cam
- Roller guide for fuel pump and exhaust valve
- Fuel injection pump
- Exhaust valve actuator
- Starting air distributor
- Governor
- Regulating shaft
- Mechanical cylinder lubricator
- Local control stand

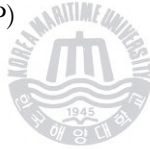


또한 상기 부품을 대체할 추가부품은 다음과 같다.

- Hydraulic Power Supply (HPS)



- Hydraulic Cylinder Units (HCU)
- Engine Control System (ECS) : ECS 에서는 다음 사항을 제어한다.
  - . Electronically Profiled Injection (EPIC)
  - . Exhaust valve actuation
  - . Fuel oil pressure booster
  - . Start and reversing sequences
  - . Governor function
  - . Starting air valve
  - . Auxiliary blower
- Crankshaft position sensing system
- Electronically controlled Alpha Lubricator
- Local Operating Panel (LOP)



## 제 3 장 크랭크 회전 모멘트

### 3.1 피스톤의 변위, 속도 및 가속도

왕복동 엔진은 모두 Fig. 3.1 과 같은 피스톤 크랭크 기구를 이용하고 있다 [3]~[10].

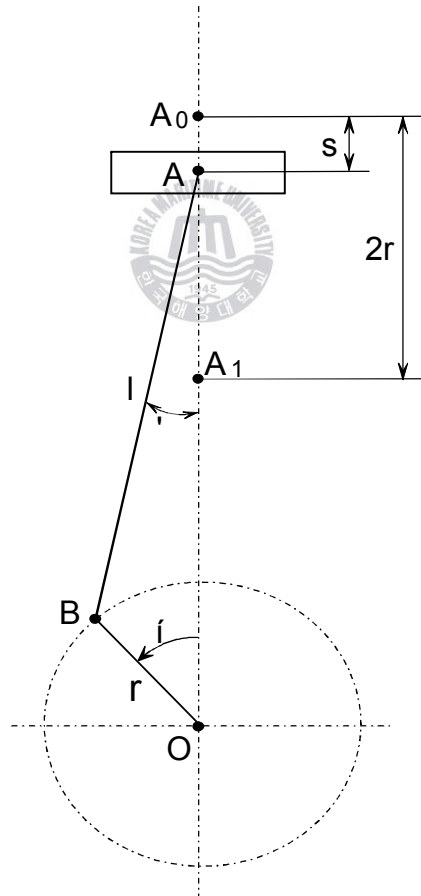


Fig. 3.1 Mechanism of piston and crank

그림에서 각 기호는 다음과 같다.

- A : 피스톤 핀 중심
- $A_0$  : 피스톤 핀의 상사점 위치
- $A_1$  : 피스톤 핀의 하사점 위치
- B : 크랭크 핀 중심
- O : 저널 중심
- $l$  : 커넥팅 로드 길이
- $r$  : 크랭크 반경
- $s$  : 상사점에서 현 위치까지의 피스톤 변위
- $\theta$  : 상사점으로부터의 크랭크 회전각도
- $\varphi$  : 커넥팅 로드의 회전각도

여기서 피스톤 A는 왕복운동, 크랭크 B는 회전운동, 커넥팅 로드 AB는 두 가지 운동을 동시에 행한다. 상사점  $A_0$ 에서 측정한 피스톤 변위를  $s$ 라고 하면 그림에서

$$s = A_0O - AO = r(1 - \cos\theta) + l(1 - \cos\varphi) \quad (3.1)$$

여기서

$$l \sin\varphi = r \sin\theta$$

이므로

$$\cos\varphi = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\theta} \quad (\text{단, } \lambda = r/l)$$

가 되므로 상기 식은 다음과 같이 된다.





$$s = r \left[ (1 - \cos\theta) + \frac{1}{\lambda} (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\theta}) \right] \quad (3.2)$$

근호 안을 이항정리를 이용하여 급수전개하고 다시 삼각함수법을 이용하여 정리한 다음,  $\lambda$ 는 일반적으로 그 값이 작으므로  $\lambda^3$  이하를 무시하면 피스톤의 변위  $s$ 는 다음과 같이 된다.

$$s = r \left[ (1 - \cos\theta) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\theta) \right] \quad (3.3)$$

피스톤의 속도를  $v$ , 크랭크 회전속도를  $\omega$ 라 하고  $\omega$ 는 일정하다고 하면

$$v = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} = \omega \frac{ds}{d\theta} \quad (\text{단, } \theta = \omega t) \quad (3.4)$$

따라서 식 (3.3)을  $\theta$ 에 대해 미분하여 식 (3.4)에 대입하면 다음과 같이 된다.

$$v = r\omega \left[ \sin\theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta \right] \quad (3.5)$$

또한, 피스톤의 가속도를  $\alpha$ 라 하면

$$\alpha = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\theta} \frac{d\theta}{dt} = \omega \frac{dv}{d\theta} = \omega^2 \frac{d^2s}{d\theta^2} \quad (3.6)$$

이므로 다음과 같이 된다.

$$\alpha = r\omega^2 (\cos\theta + \lambda \cos 2\theta) \quad (3.7)$$



### 3.2 크랭크축의 회전 모멘트

왕복동 엔진의 크랭크축에는 실린더 내의 가스압력과 왕복질량 관성력에 의한 회전모멘트가 작용하는데, 이들 압력은 끊임없이 변동하므로 크랭크 회전 모멘트는 심히 불균일하게 된다. **Fig. 3.2** 에서 합성압력  $P$ 는 커넥팅 로드를 통하여 크랭크에 전해져 크랭크를 회전시킨다[3]~[10].

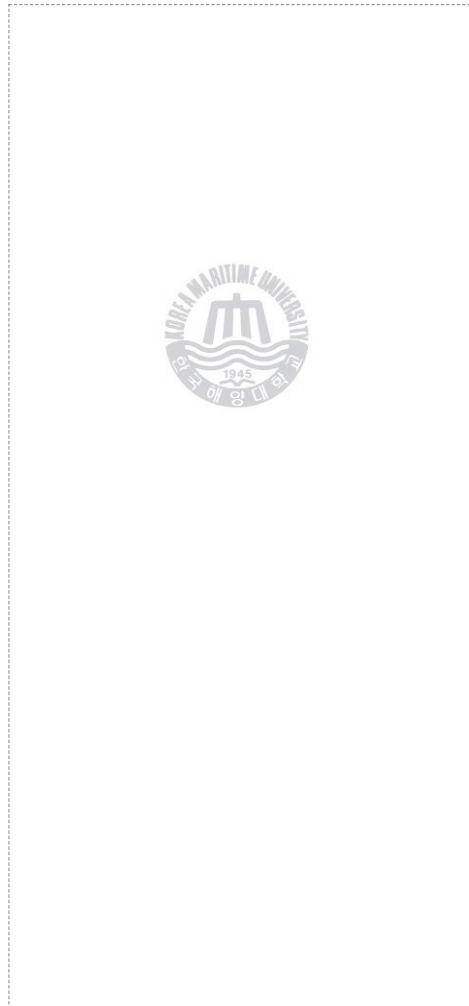


Fig. 3.2 Forces acting on crank mechanism

지금  $P$  를 커넥팅 로드 방향의 힘  $Q$  와 실린더 벽에 직각인 힘  $R$  로 나누면  $Q$  는 커넥팅 로드를 거쳐 크랭크 핀 B 에 작용한다. B 에서 다시 크랭크 암 OB 방향의 힘과 이 힘과 직각인 방향의 힘  $T$  로 나누면 이  $T$  가 크랭크 를 회전시키는 유효한 힘인데, 이것에 의한 모멘트를 크랭크 회전 모멘트 또는 크랭크 회전력이라 하며 다음과 같다.

$$M = Tr \tag{3.8}$$

그림에 있어서  $Q = P/\cos\varphi$ ,  $T = Q\sin(\theta + \varphi)$ 이므로 식 (3.8) 은 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} M &= Tr = Pr \frac{\sin(\theta + \varphi)}{\cos\varphi} \\ &= Pr \left( \sin\theta + \frac{r \cos\theta \sin\theta}{\sqrt{l^2 - r^2 \sin^2\theta}} \right) \\ &\approx Pr \left( \sin\theta + \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta \right) \end{aligned} \tag{3.9}$$

여기서 실측한 지압선도로부터 유효가스압력  $P_g$  를 구하면 가스압력에 의한 회전모멘트  $M_g$  는 상기 식으로 구할 수 있다. 가스압력  $P_g$  는 크랭크 회전각  $\theta$  의 주기함수이기 때문에  $M_g$  도  $\theta$  의 주기함수가 되며, 2행정 사이클 엔진은 크랭크가 1 회전 할 때마다, 4행정 사이클 엔진에서는 2 회전 할 때마다 각각 1 사이클을 끝마친다.  $\theta$  의 주기함수는  $\sin$  과  $\cos$  의 많은 항의 합, 즉 Fourier 급수로 나타낼 수 있다. 이것을 적용하면 2 행정 사이클 엔진에 있어서  $M_g$  는 다음과 같이 나타낼 수 있다.



$$\begin{aligned}
M_g &= a_0 + a_1 \cos \theta + a_2 \cos 2\theta + \dots \\
&\quad + b_1 \sin \theta + b_2 \sin 2\theta + \dots \\
&= a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos n\theta + b_n \sin n\theta)
\end{aligned} \tag{3.10}$$

$$\left. \begin{aligned}
a_0 &= \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} M_g d\theta \\
a_n &= \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} M_g \cos n\theta d\theta \\
b_n &= \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} M_g \sin n\theta d\theta
\end{aligned} \right\} \tag{3.11}$$

식 (3.10) 의  $\sin$ ,  $\cos$  을 전부  $\cos$  항으로 정리하면 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned}
M_g &= C_0 + C_1 \cos (\theta + \varphi_1) + C_2 \cos (2\theta + \varphi_2) + \dots \\
&= C_0 + \sum_{n=1}^{\infty} C_n \cos (n\theta + \varphi_n) \\
C_n^2 &= a_n^2 + b_n^2, \quad \tan \varphi_n = -\frac{b_n}{a_n}
\end{aligned} \tag{3.12}$$



## 제 4 장 가스 하모닉스 분석 및 비틀림 응력

### 4.1 연료분사 및 연소 압력

Fig. 4.1 은 연속최대출력에서 12K98MC-C 엔진의 크랭크 각도에 따른 연료분사 및 연소압력이고, Fig. 4.2 는 연속최대출력에서 12K98ME-C 엔진의 크랭크 각도에 따른 연료분사 및 연소압력이다. 이 때 각 압력은 다음과 같다.

Table 4.1 Pressures of fuel injection and combustion for 12K98MC-C at MCR

		압력 (bar)	크랭크각도 (ATDC)
압축압력		131.7	0.0
연료분사시작		370.0	0.06
최대압력	연료분사	738.2	11.0
	연소	146.6	14.0

Table 4.2 Pressures of fuel injection and combustion for 12K98ME-C at MCR

		압력 (bar)	크랭크 각도 (ATDC)
압축압력		137.0	0.0
연료분사시작		370.0	2.0
최대압력	연료분사	785.1	11.0
	연소	142.8	17.0

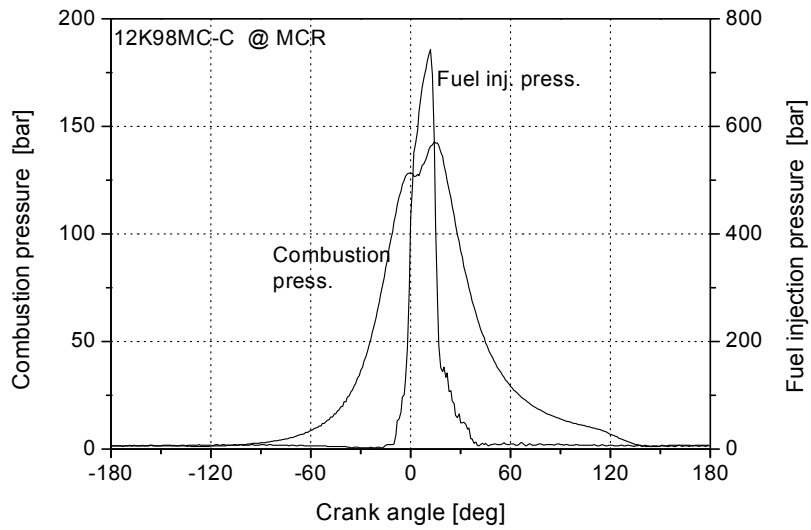


Fig. 4.1 Fuel injection and combustion pressures for 12K98MC-C at MCR

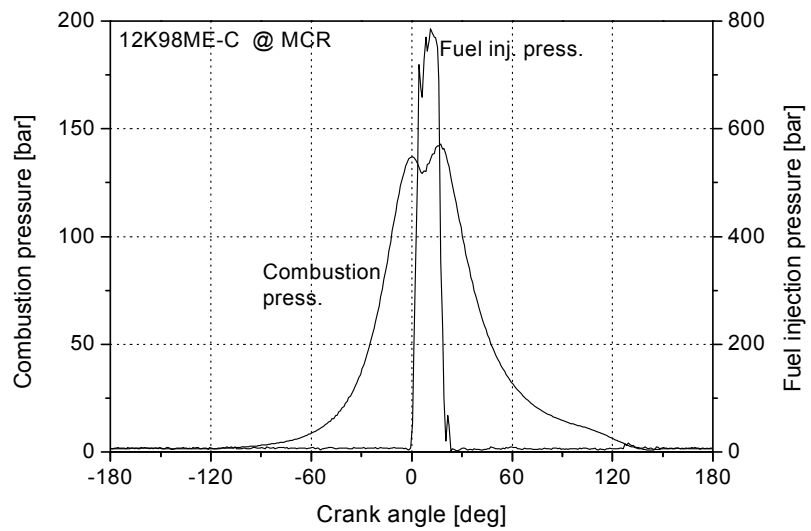


Fig. 4.2 Fuel injection and combustion pressures for 12K98ME-C at MCR

**Fig. 4.3** 은 MC 및 ME 형식 엔진에 대한 연소압력을, **Fig. 4.4** 는 연료분사압력을 좀 더 자세히 검토하기 위하여 겹쳐서 나타낸 것이다.

12K98MC-C 및 12K98ME-C 형식 엔진에 대한 연소압력 선도를 비교해 보면 12K98ME-C 엔진의 경우, 상사점(TDC)에서 2° 지연분사가 이루어졌으나 12K98MC-C 엔진의 경우, 거의 상사점에서 분사가 이루어 졌다. 이로 인해 12K98MC-C 엔진의 최대 연소압력이 4 bar 정도 증가하였으며 상사점 이후 구간에서 연소압력이 12K98ME-C 엔진보다 빨리 떨어지는 것을 알 수 있다. 이는 엔진의 질소산화물 생성 및 성능 관련 최적화 조정이 이루어지기 전에 연소실 압력을 측정한 결과이다.



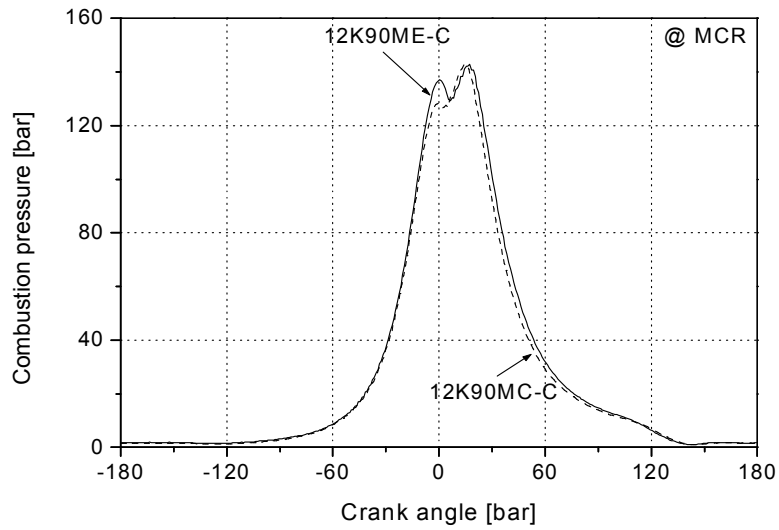


Fig. 4.3 Combustion pressures for MC and ME types at MCR

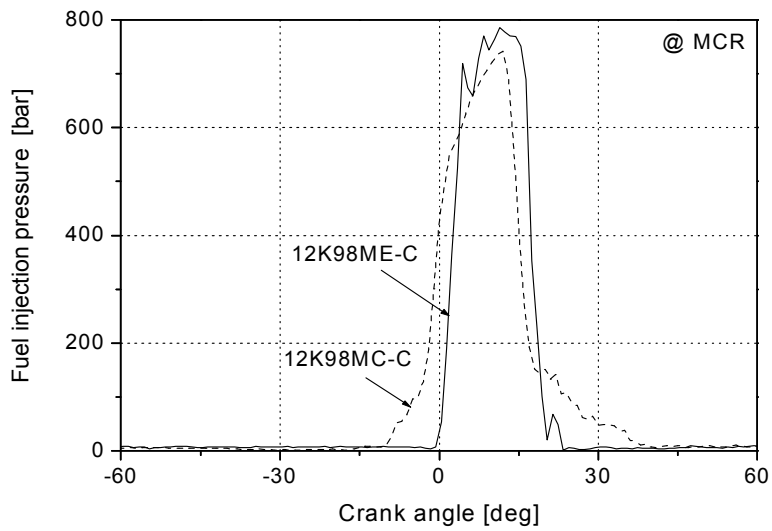


Fig. 4.4 Fuel injection pressures for MC and ME types at MCR





## 4.2 가스 하모닉스 분석

**Fig. 4.5**는 MC 형식 엔진에 대해 공장시운전 결과를 이용하여 조화분석한 결과이고, **Fig. 4.6**은 ME 형식 엔진에 대한 결과이다. 여기서는 75%, 90%, 100%에 대한 결과만을 보이고 있다. 또한, **Fig. 4.7**과 **4.8**은 MBD에서 제공한 MC 및 ME 형식 엔진에 대한 하모닉스인데 저 부하에서 큰 차이가 없으나 고 부하에서 약간의 차이를 나타내고 있다. 이는 고부하에서의 압축압력  $p_{comp}$ 가 MC 형식 엔진의 경우 변하는 반면에 ME 형식 엔진은 일정한 값을 가지기 때문이다.

**Fig. 4.9~16**은 MC 형식 엔진에 대해 MBD에서 제공한 하모닉스와 실제 제작된 엔진에서 분석한 것을 비교한 것이고, **Fig. 4.17~24**는 ME 형식 엔진에 대한 것이다. 여기에서 알 수 있는 바와 같이 거의 차이가 없는데, 이는 전자제어엔진의 특성이 저부하 저속에서는 기존의 캠 형식 엔진에 비해 상당히 양호하나 MCR 근처에서는 큰 차이가 없기 때문이다.

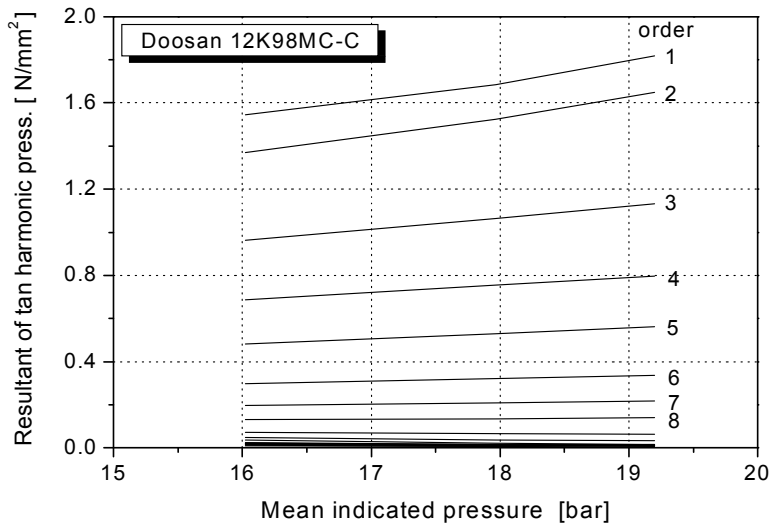


Fig. 4.5 Resultant of tangential harmonic pressure obtained by calculation from measuring data for MC type engine

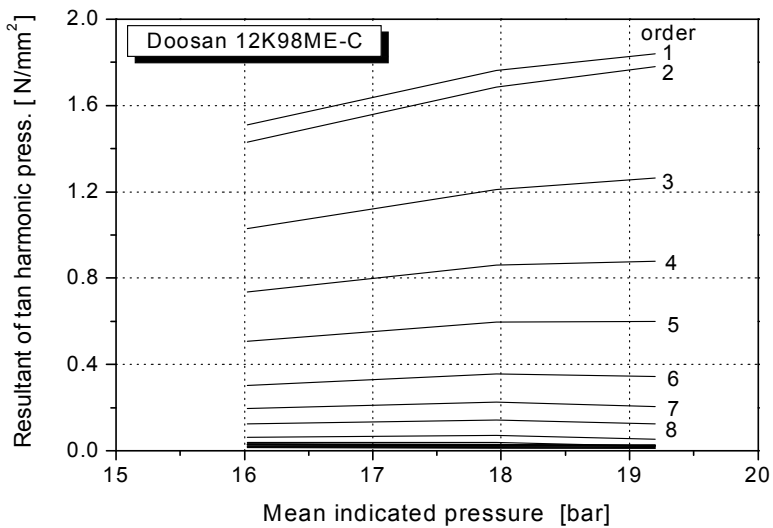


Fig. 4.6 Resultant of tangential harmonic pressure obtained by calculation from measuring data for ME type engine



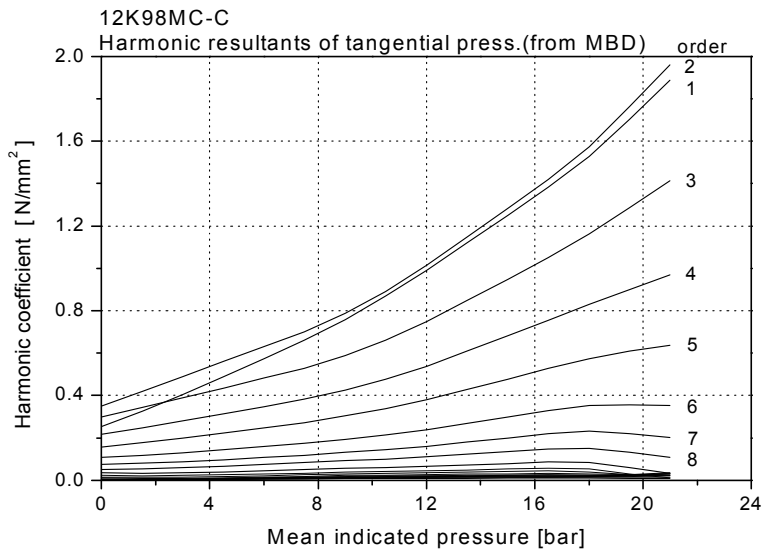


Fig. 4.7 Resultant of tangential harmonic pressure offered by MBD for MC type engine

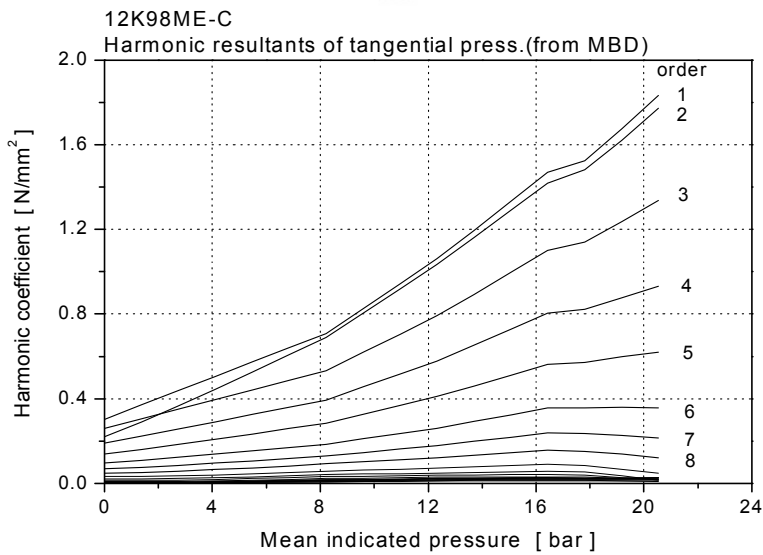


Fig. 4.8 Resultant of tangential harmonic pressure offered by MBD for ME type engine



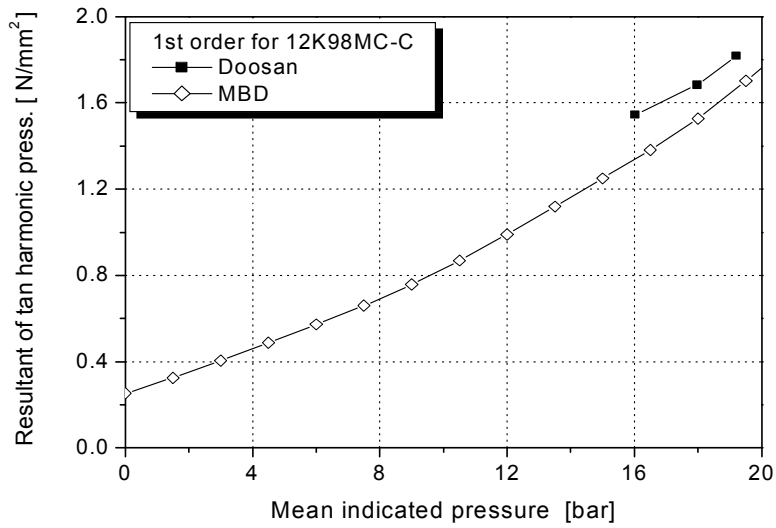


Fig. 4.9 1st order component for MC type engine

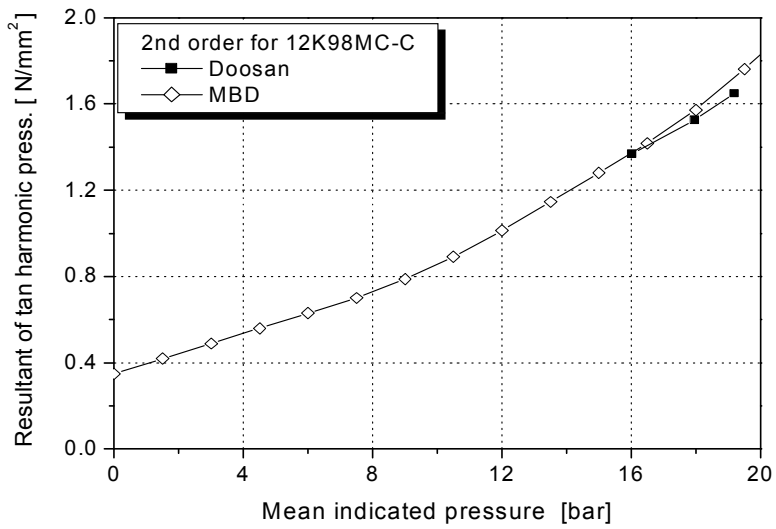


Fig. 4.10 2nd order component for MC type engine



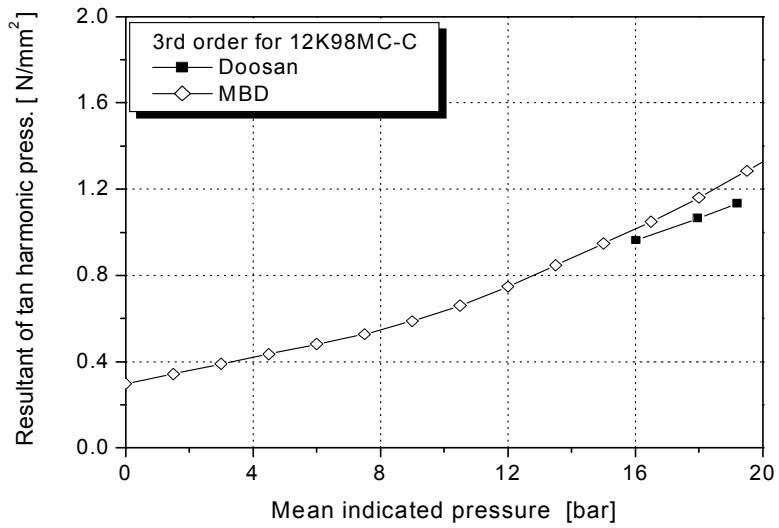


Fig. 4.11 3rd order component for MC type engine

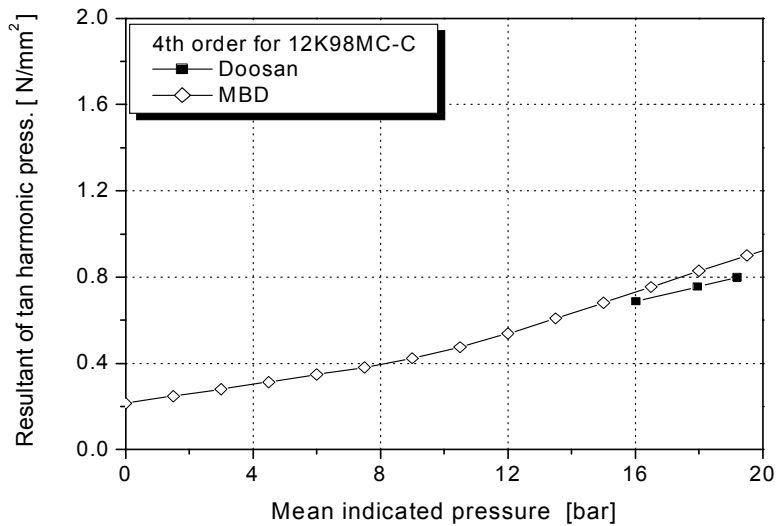


Fig. 4.12 4th order component for MC type engine



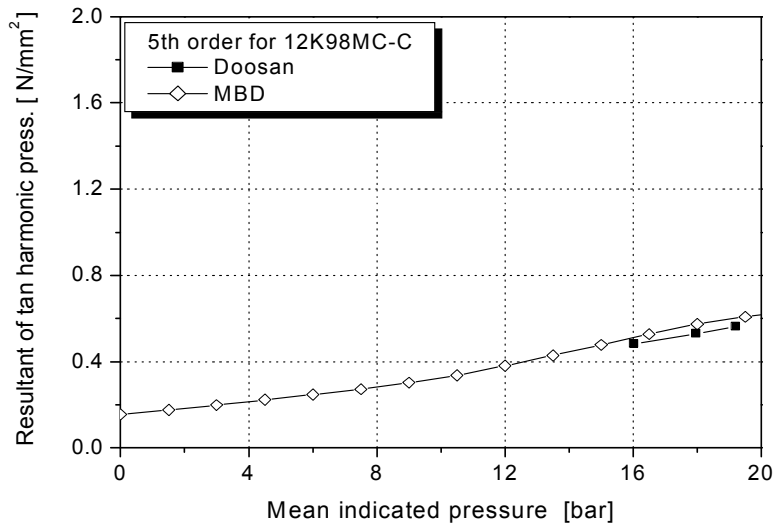


Fig. 4.13 5th order component for MC type engine

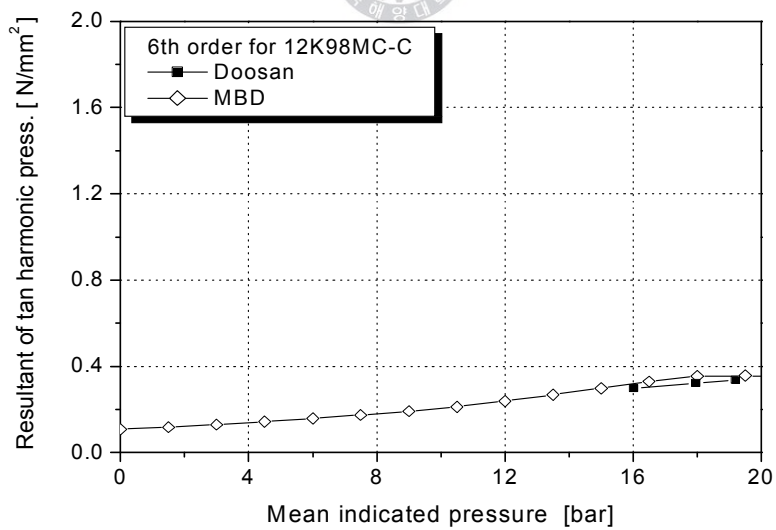


Fig. 4.14 6th order component for MC type engine



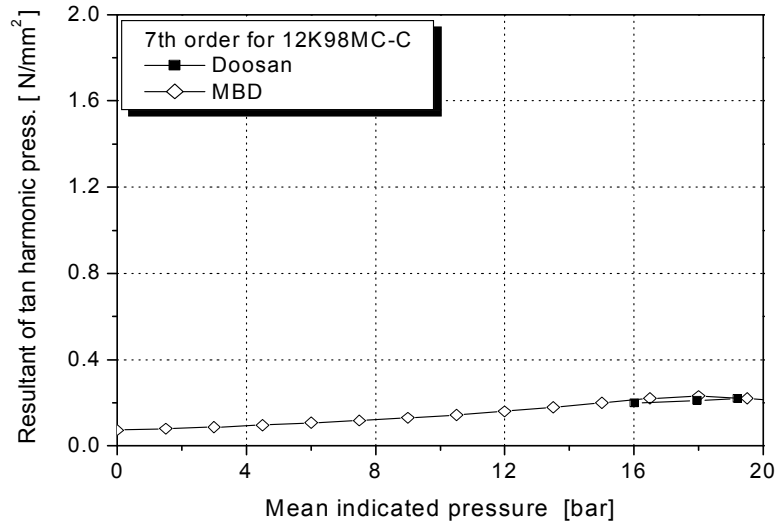


Fig. 4.15 7th order component for MC type engine

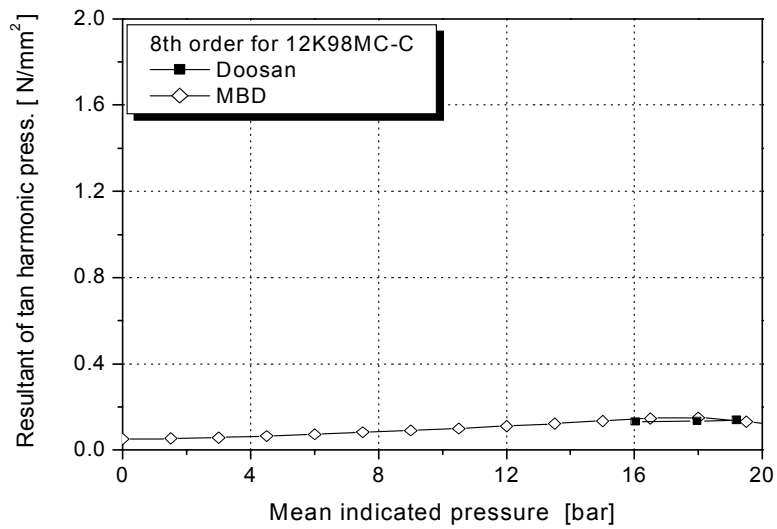


Fig. 4.16 8th order component for MC type engine



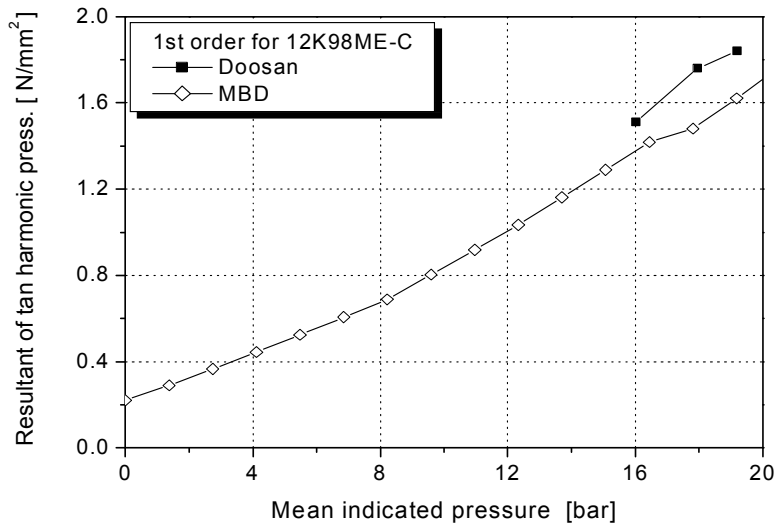


Fig. 4.17 1st order component for ME type engine

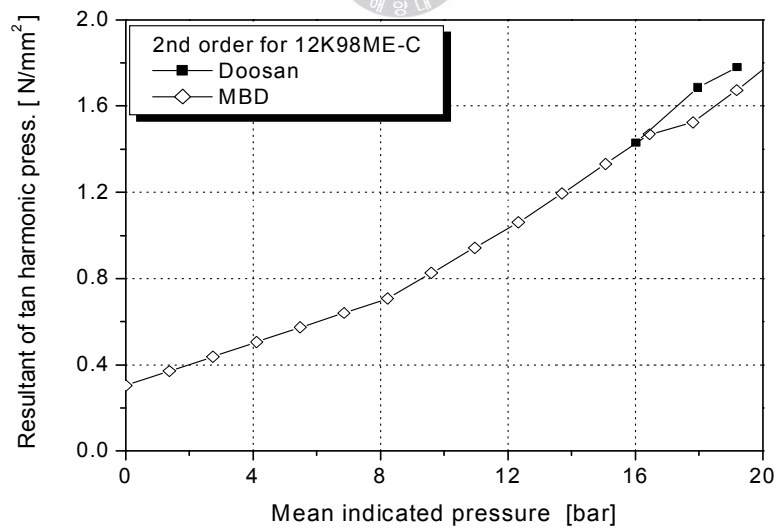


Fig. 4.18 2nd order component for ME type engine





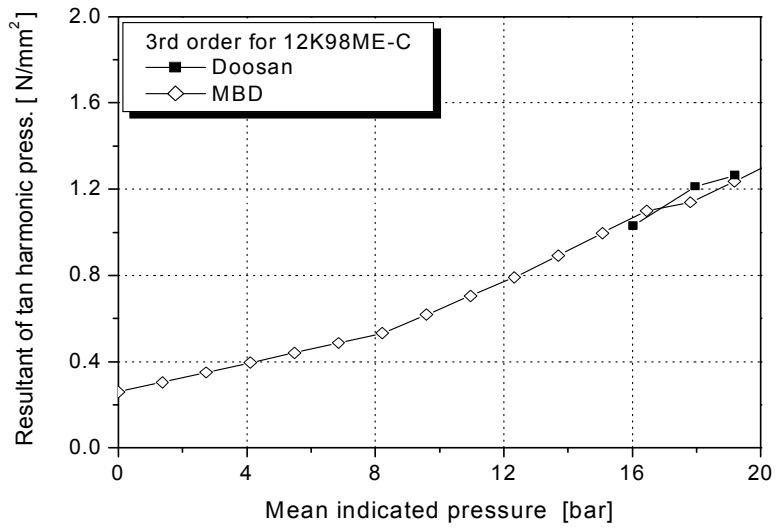


Fig. 4.19 3rd order component for ME type engine

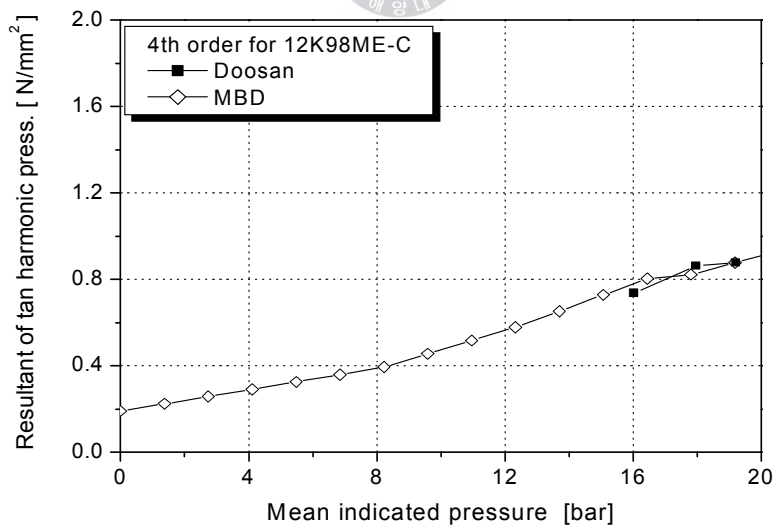


Fig. 4.20 4th order component for ME type engine



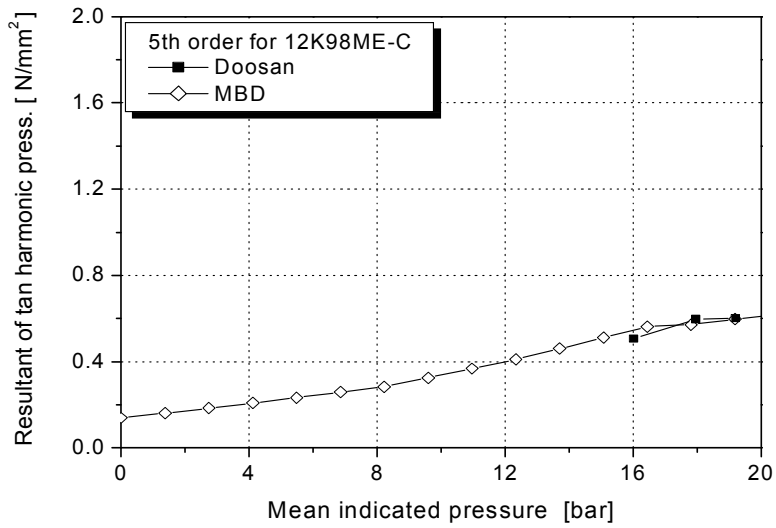


Fig. 4.21 5th order component for ME type engine

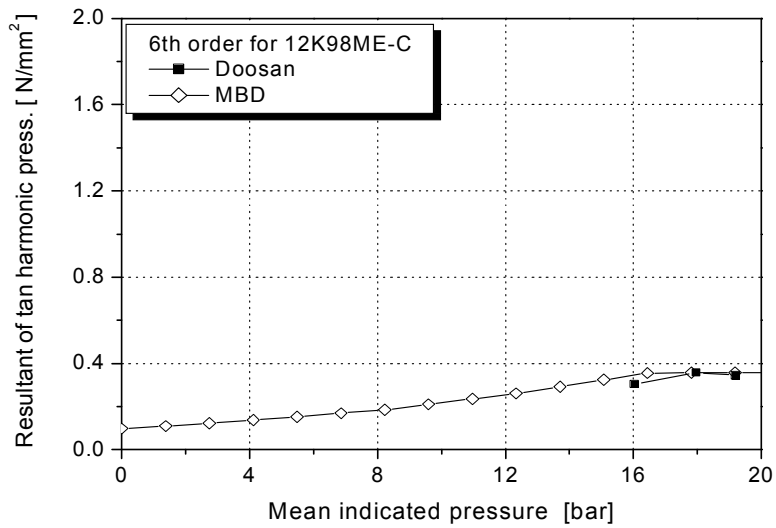


Fig. 4.22 6th order component for ME type engine



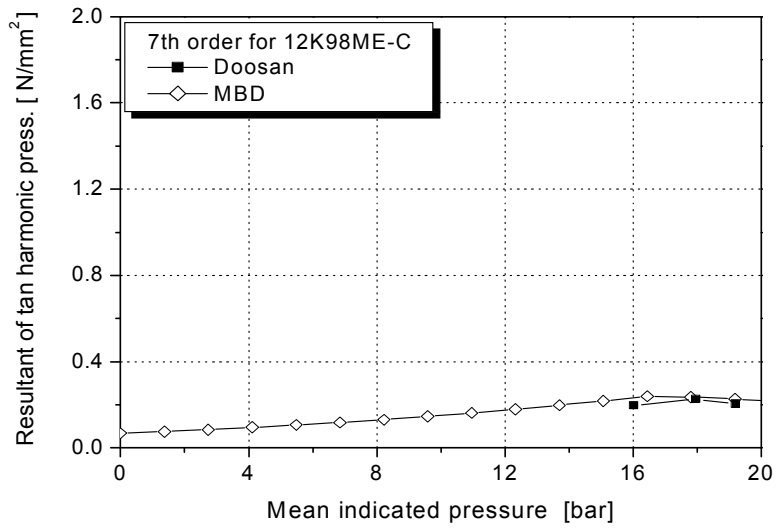


Fig. 4.23 7th order component for ME type engine

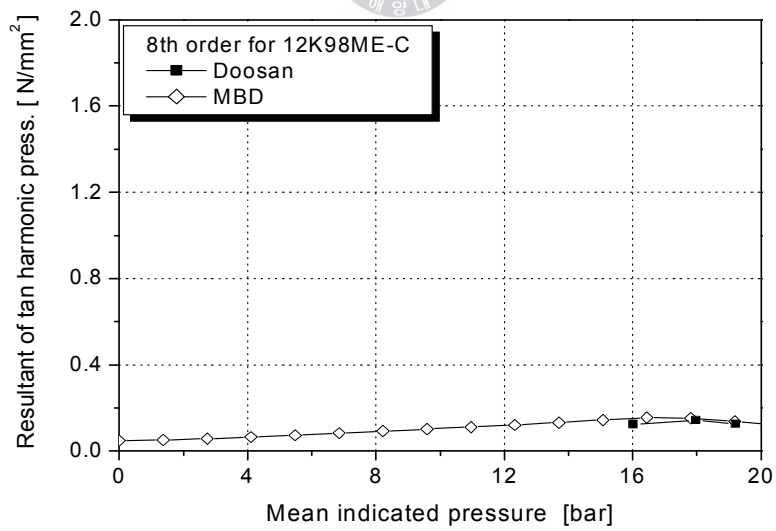


Fig. 4.24 8th order component for ME type engine



Fig. 4.25~4.35까지는 특히 계측한 부분만을 확대하여 실제 제작된 엔진 및 MBD의 MC, ME 하모닉 성분을 비교해 놓은 것이다.

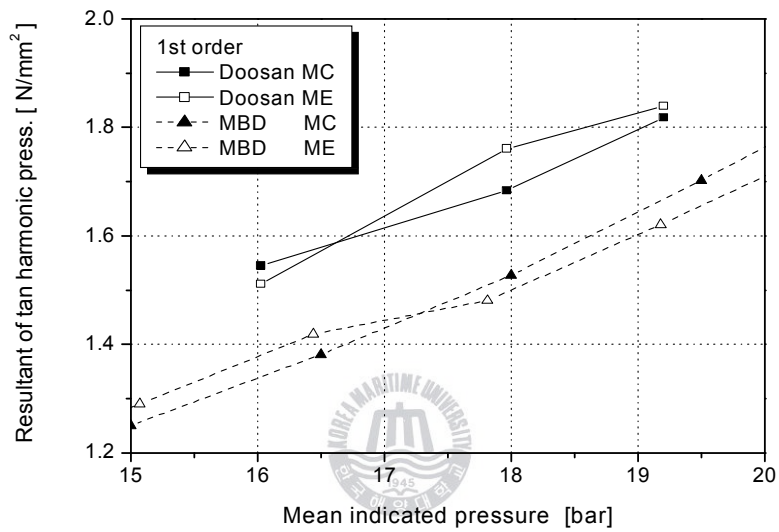


Fig. 4.25 1st order harmonic component for MC and ME type engines of Doosan and MBD



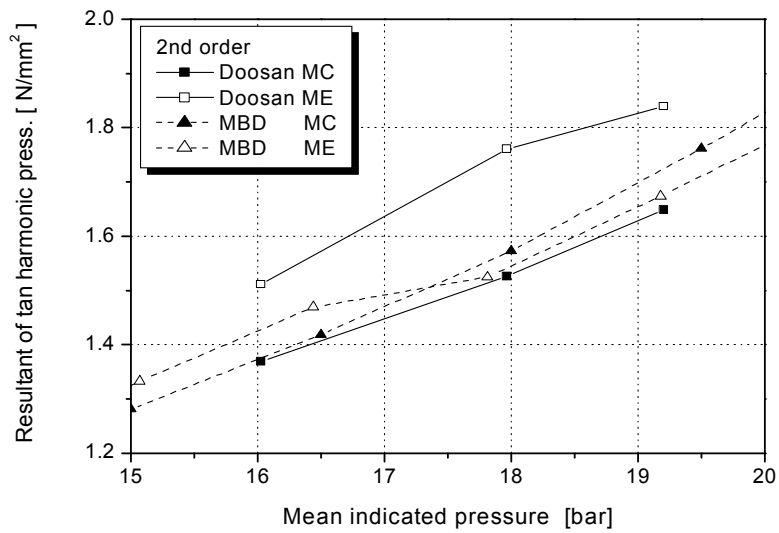


Fig. 4.26 2nd order harmonic component for MC and ME type engines of Doosan and MBD

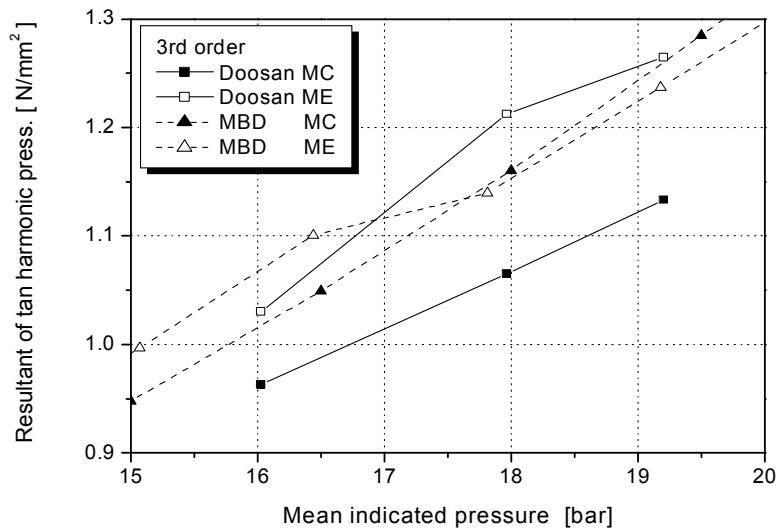


Fig. 4.27 3rd order harmonic component for MC and ME type engines of Doosan and MBD



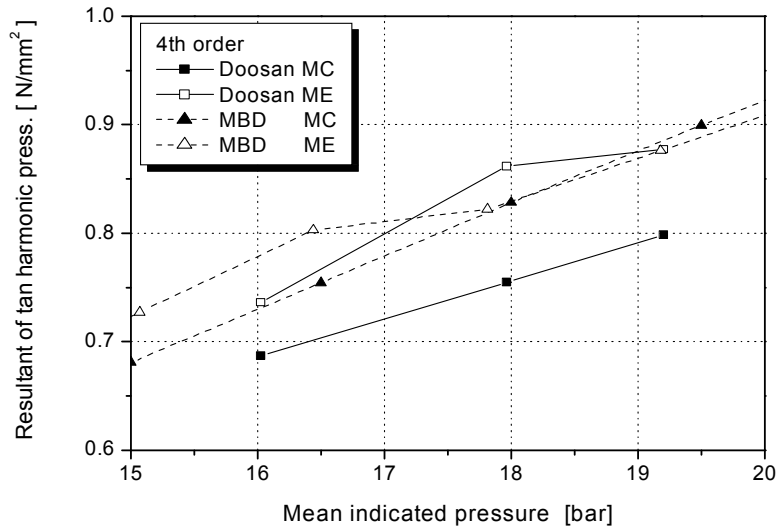


Fig. 4.28 4th order harmonic component for MC and ME type engines of Doosan and MBD

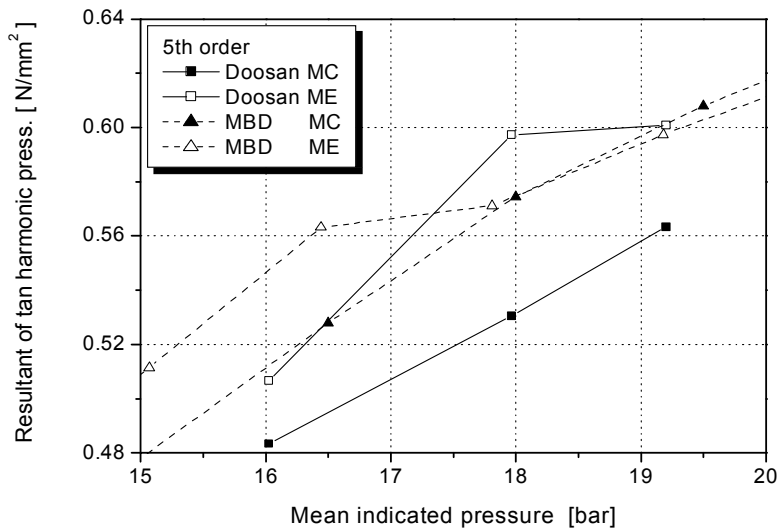


Fig. 4.29 5th order harmonic component for MC and ME type engines of Doosan and MBD



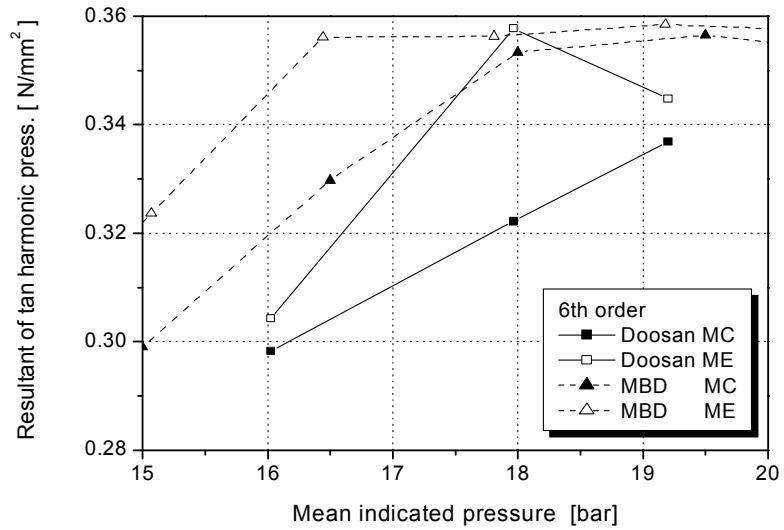


Fig. 4.30 6th order harmonic component for MC and ME type engines of Doosan and MBD

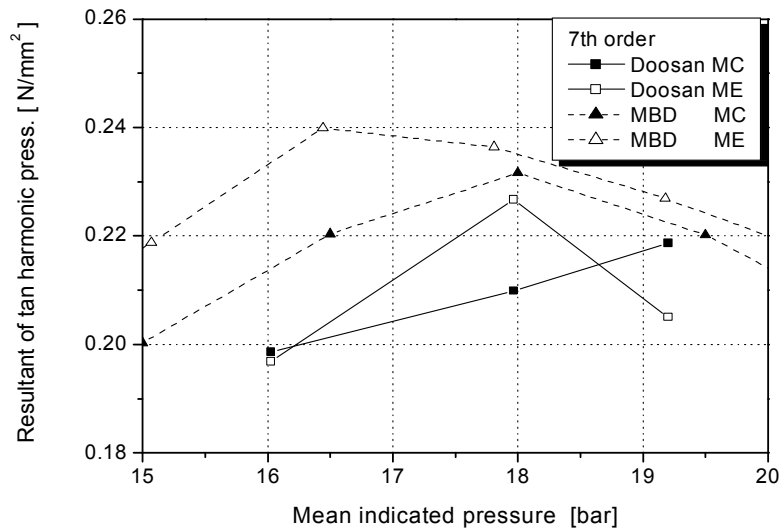


Fig. 4.31 7th order harmonic component for MC and ME type engines of Doosan and MBD



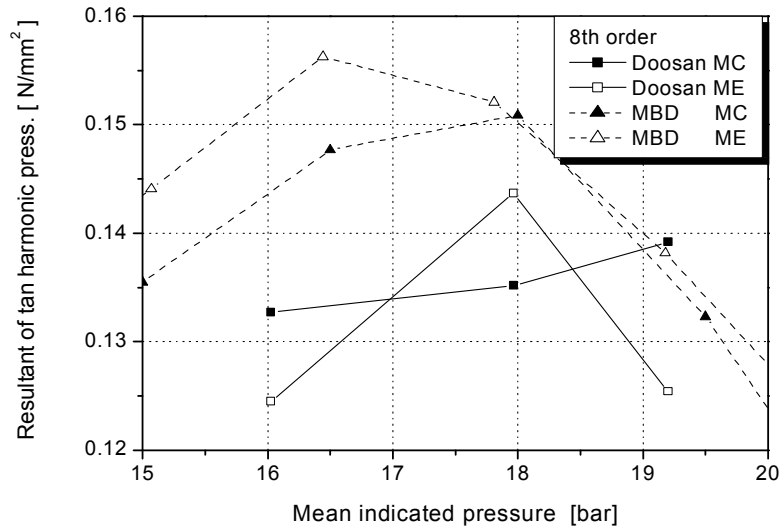


Fig. 4.32 8th order harmonic component for MC and ME type engines of Doosan and MBD

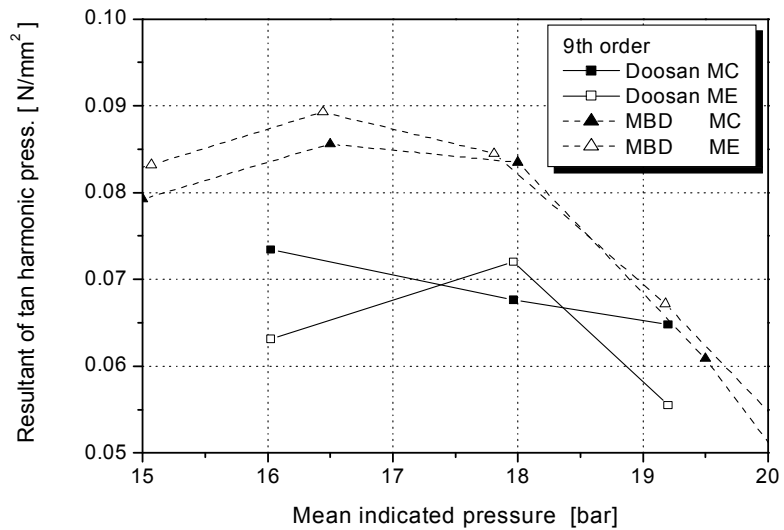


Fig. 4.33 9th order harmonic component for MC and ME type engines of Doosan and MBD





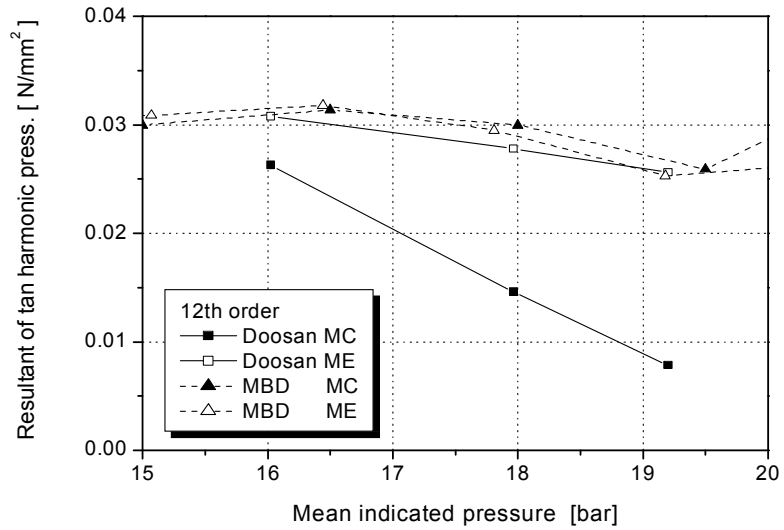


Fig. 4.34 12th order harmonic component for MC and ME type engines of Doosan and MBD

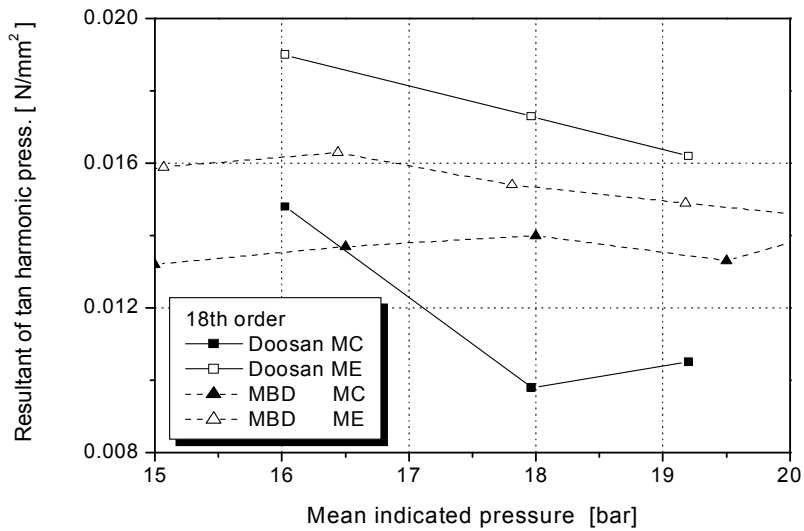


Fig. 4.35 18th order harmonic component for MC and ME type engines of Doosan and MBD



### 4.3 비틀림 응력

본 논문에서 연구대상으로 채택한 엔진과 동력계의 주요 요목과 축계배열을 Table 4.3과 Fig.4.36~4.37에 각각 나타내었다. 연구대상의 선박은 중간축의 비틀림 응력을 감소시키기 위하여 비틀림진동 댐퍼가 엔진의 크랭크축 전단에 장착되어 있으며 엔진시운전공장에서 시운전 시 엔진에 부하를 부여하기 위해 연결축(Coupling)을 이용하여 동력계를 엔진에 연결하였다.

Table 4.3 General particulars of the engine and dynamometer

Item		Description	Remark
Engine type		12K98MC-C / 12K98ME-C	
Bore/Stroke		980 mm / 2 400 mm	
Rating		68 520 kW × 104 rpm	
MEP		19.2 bar	MCR
Firing order		1-8-12-4-2-9-10-5-3-7-11-6	
T/V damper		D250/7	Geislinger
Flywheel moment of inertia		16 280 kg·m <sup>2</sup>	
Coupling		φ 900 × 980L	
Dynamometer	Type	CF-35	Fuchino
	Mass moment of inertia	80 880.6 kg·m <sup>2</sup>	

Fig. 4.36~4.37에 나타나 있는 MC 형식 엔진과 ME 형식 엔진의 축계배열에서 크랭크축 각 질점의 극관성 모멘트(Polar moment of inertia) 값이 각각 36 390.0 kg·m<sup>2</sup>와 36 389.0 kg·m<sup>2</sup>로 거의 동일하나 캠 구동휠의 극관성 모멘트는 각각 23 935.0 kg·m<sup>2</sup>와 13 223.0 kg·m<sup>2</sup>로 차이가 난다. 이는 기존 캠 형식 엔진에서 전자제어엔진으로 되면서 캠축이 없어진 것에 기인한다.

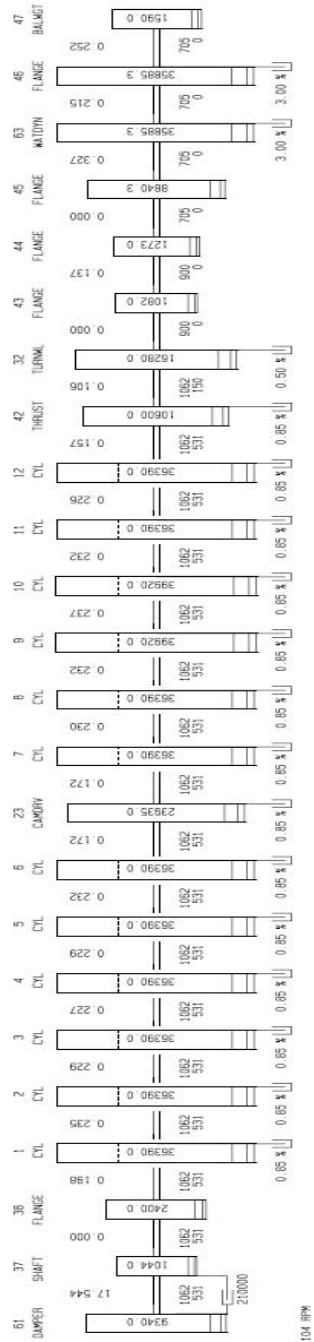


Fig. 4.36 Equivalent mass-elastic system of 12K98MC-C

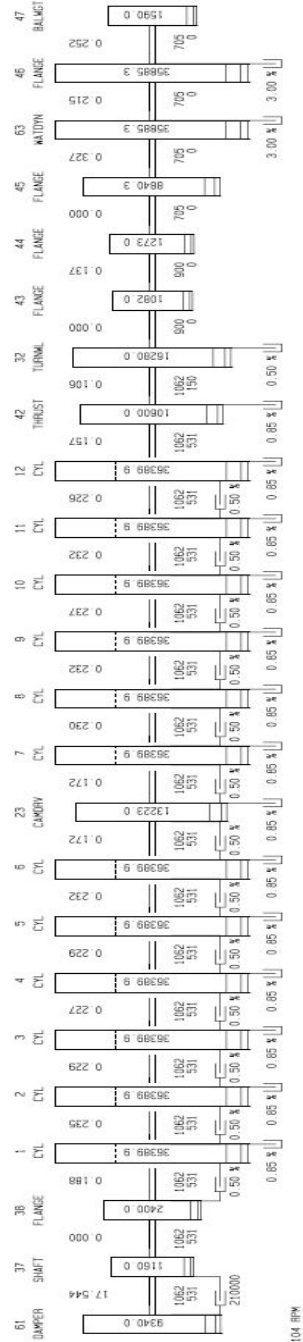


Fig. 4.37 Equivalent mass-elastic system of 12K98ME-C



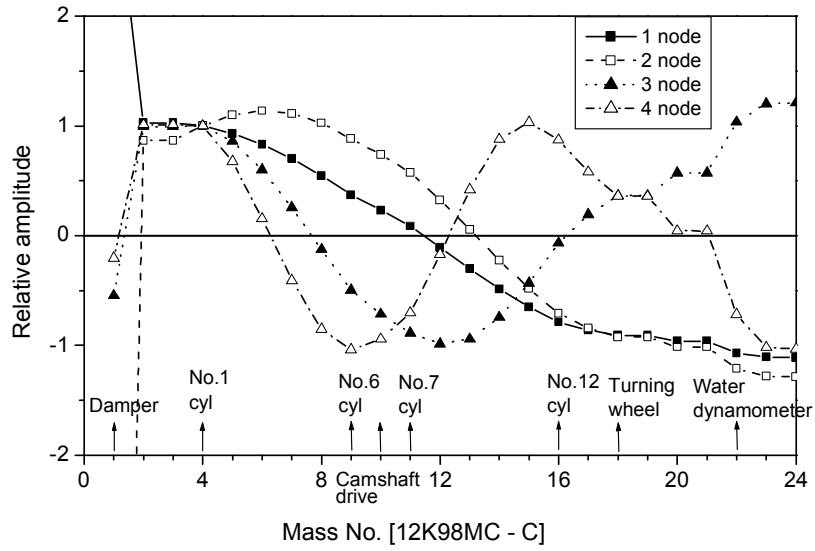


Fig. 4.38 Mode shapes of 12K98MC-C

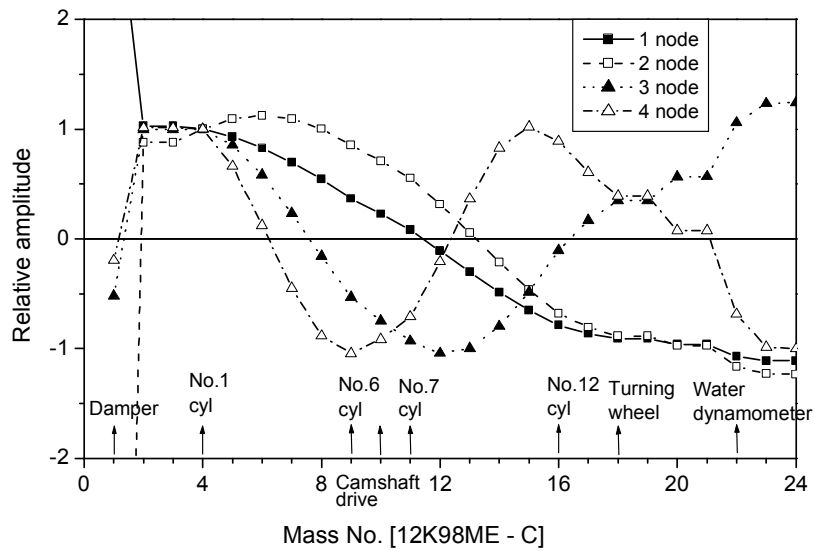


Fig. 4.39 Mode shapes of 12K98ME-C



캠 구동휠의 극관성 모멘트의 차이에 따른 축계의 진동모드는 **Fig. 4.38** 과 **Fig. 4.39** 에서 나타나는 바와 같이 거의 동일하다. 이에 따른 고유진동수도 **Table 4.4** 에 보이는 바와 같이 거의 동일하나 3절 및 4절 모드의 고차 진동 모드에서 2% 내외의 차이를 나타낸다. 이로 인한 차이를 알아보기 위해 12K98MC-C 및 12K98ME-C 엔진에 대해 4개의 주요 모드에 대한 1~45차수까지의 고유진동수를 구하여 **Table 4.4** 와 **Table 4.5** 에, MBD의 하모닉계수를 이용하여 연결축에 걸리는 비틀림 응력선도를 구하여 **Fig. 4.40** 과 **Fig. 4.41**에 각각 나타내었다.

**Table 4.4 Comparison of natural frequencies for 4 mode shapes between 12K98MC-C and 12K98ME-C engines**

Engine Type	Unit	1 node	2 node	3 node	4 node
12K98MC-C	Hz	10.3	12.9	20.9	30.4
12K98ME-C	Hz	10.3	12.9	21.2	30.9



**Table 4.5 Natural frequencies for 45 orders using  
4 mode shapes of 12K98MC-C engine  
(unit : cpm)**

Order	1 node	2 node	3 node	4 node
5	124	-	-	-
6	103	129	-	-
7	88	111	-	-
8	77	97	-	-
9	69	86	139	-
10	62	77	125	-
11	56	70	114	-
12	52	65	104	-
13	48	60	96	140
14	44	55	89	130
15	41	52	84	121
16	39	48	78	114
17	36	46	74	107
18	34	43	70	101
19	33	41	66	96
20	31	39	63	91
21	29	37	60	87
22	28	35	57	83
23	27	34	54	79
24	26	32	52	76
25	25	31	50	73
26	24	30	48	70
27	23	29	46	67
28	22	28	45	65
29	21	27	43	63
30	21	26	42	61
31	20	25	40	59
32	19	24	39	57
33	19	23	38	55
34	18	23	37	54
35	18	22	36	52
36	17	22	35	51
37	17	21	34	49
38	16	20	33	48
39	16	20	32	47
40	15	19	31	46
41	15	19	31	44
42	15	18	30	43
43	14	18	29	42
44	14	18	28	41
45	14	17	28	40



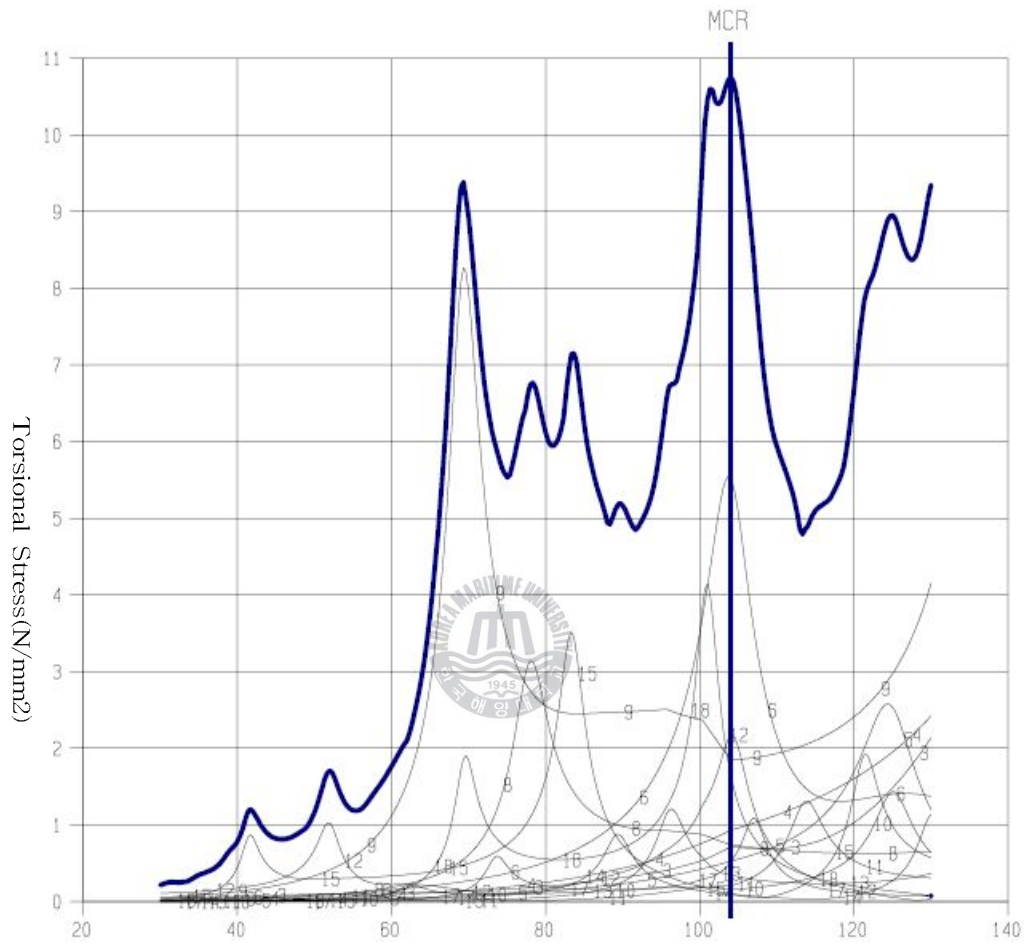


Fig. 4.40 Stress diagram on coupling shaft for 12K98MC-C

**Table 4.6 Natural frequencies for 45 orders using  
4 mode shapes of 12K98ME-C engine  
(unit : cpm)**

Order	1 node	2 node	3 node	4 node
5	124	-	-	-
6	103	129	-	-
7	89	111	-	-
8	78	97	-	-
9	69	86	141	-
10	62	78	127	-
11	56	71	116	-
12	52	65	106	-
13	48	60	98	143
14	44	55	91	133
15	41	52	85	124
16	39	49	80	116
17	36	46	75	109
18	34	43	71	103
19	33	41	67	98
20	31	39	64	93
21	30	37	61	88
22	28	35	58	84
23	27	34	55	81
24	26	32	53	77
25	25	31	51	74
26	24	30	49	71
27	23	29	47	69
28	22	28	45	66
29	21	27	44	64
30	21	26	42	62
31	20	25	41	60
32	19	24	40	58
33	19	24	39	56
34	18	23	37	55
35	18	22	36	53
36	17	22	35	52
37	17	21	34	50
38	16	20	34	49
39	16	20	33	48
40	16	19	32	46
41	15	19	31	45
42	15	18	30	44
43	14	18	30	43
44	14	18	29	42
45	14	17	28	41





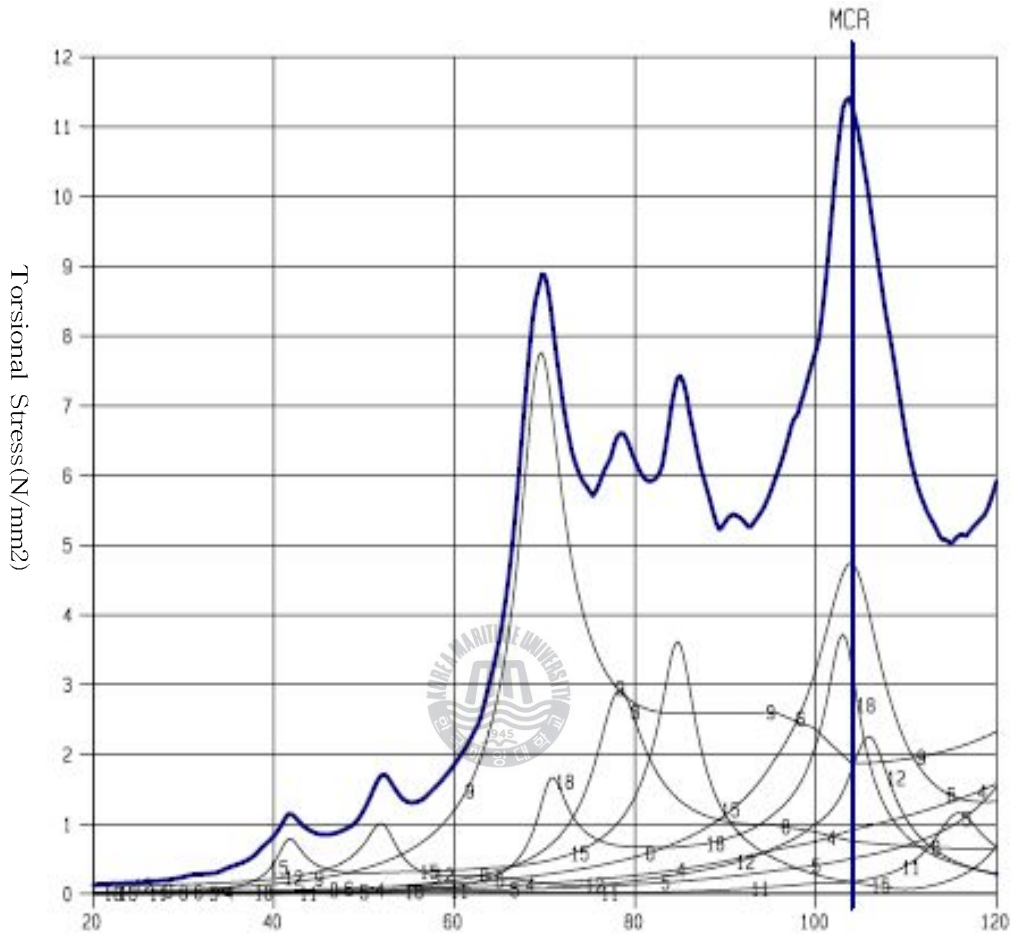


Fig. 4.41 Stress Diagram on coupling shaft for 12K98ME-C

연결축에 걸리는 합성 비틀림 응력을 비교해 보면 전 운전범위에 걸쳐 거의 동일하나 100 ~104 rpm 사이에서 4차 진동모드의 고유진동수 차이에 의해 18차 공진점의 위치가 12K98MC-C엔진에서 2.1 RPM정도 낮게 위치해 있다. 본 계산에서 사용한 12K98ME-C 엔진의 하모닉 계수는 SFOC(Specific Fuel Oil Consumption) 모드를 사용하였는데 또 다른 모드인 NOx 모드를 사용하면 일부 차수에서 조금 다른 양상을 나타내어 비틀림 응력이 조금 낮게 나타난다.

SFOC 모드는 연료소모량을 줄이기 위해, NOx 모드는 질소화합물의 발생량을 줄이기 위해 연소압력을 조정하는 것으로 이때 연소압력의 차이에 의해 하모닉 계수가 조금 달라지는데 통상 NOx 모드일 때 최대연소압력이 낮아지므로 인해 비틀림진동 값이 낮게 나타난다.

Fig. 4.33~4.46까지는 상기 하모닉 계수를 이용하여 얻은 연결축에서의 비틀림응력이다. 본 논문에서 시험대상으로 한 엔진이 2행정 사이클 12기통이므로 Fig. 4.42에서도 알 수 있는 바와 같이 6, 9, 12, 18차가 특히 응력이 크게 나타났다.

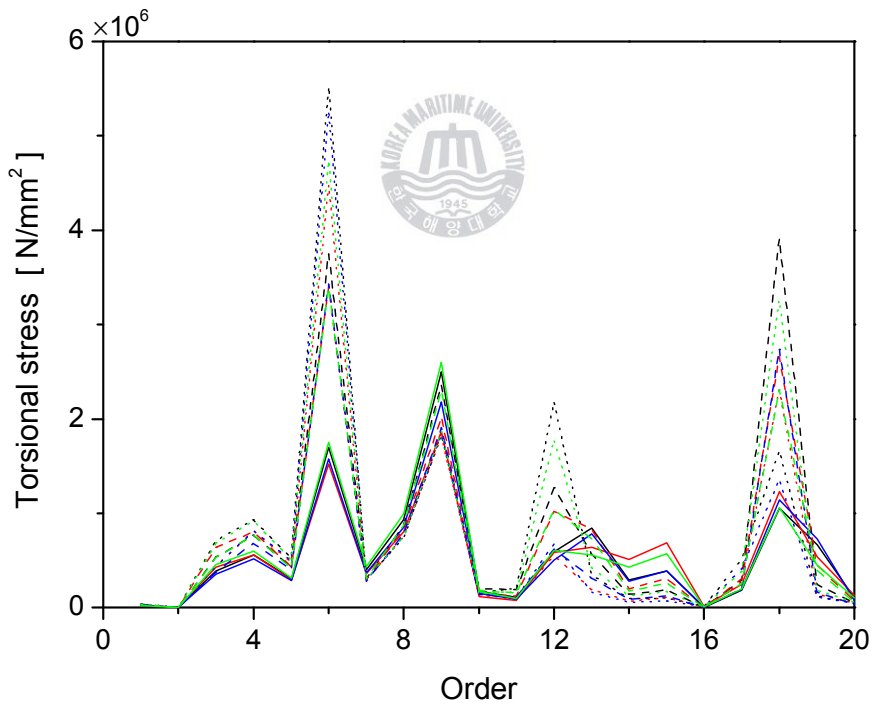


Fig. 4.42 Torsional stress at coupling shaft between engine and dynamometer

Fig. 4.43의 6차 비틀림응력을 살펴보면 90% 및 100% 부하에서 하모닉스의 크기와 비슷한 크기이나 비틀림응력은 100% 부하 근처의 6차 공진에 의해 비틀림 응력이 100% 부하에서 증가하고 있다. Fig. 4.44의 9차 비틀림응력은 9차 공진이 70 rpm 근처에 있어 이로부터 멀어짐에 따라 이의 영향을 받지 않아 부하증가에 따라 하모닉스의 크기 변화와 동일하게 비틀림응력도 감소하고 있다. Fig. 4.45의 12차 비틀림응력은 부하가 증가함에 따라 하모닉스는 낮아지는데 반해 100% 부하 근처에 있는 12차 공진에 의해 비틀림응력이 증가하고 있다. 여기서 MC엔진의 측정 가스하모닉스가 낮은 만큼 비틀림응력도 낮은 값을 보이고 있다. Fig. 4.46의 18차 비틀림응력은 MC엔진의 경우, 101 rpm 근처에 있는 18차 공진의 영향을 받아 90% 부하에서 비틀림 응력이 높게 나타나고 ME엔진의 경우, 103 rpm 근처에 있는 18차 공진의 영향으로 100% 부하에서 비틀림응력이 가장 높게 나타난다.

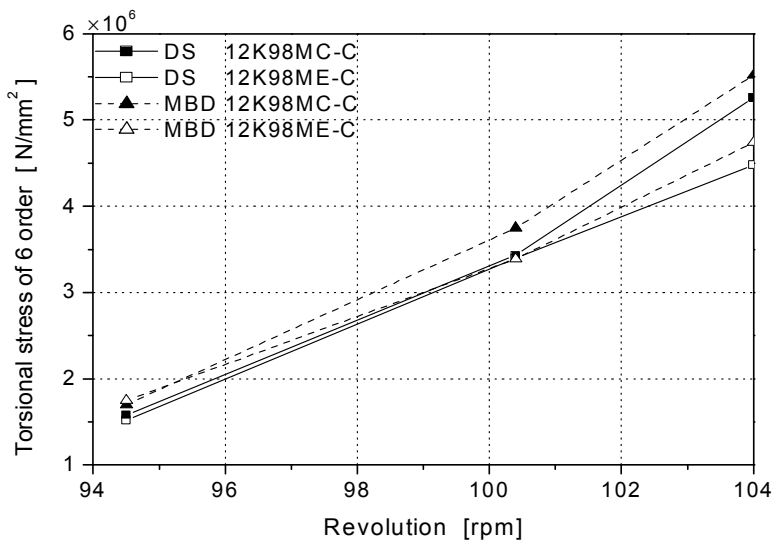


Fig. 4.43 Torsional stress of 6th order



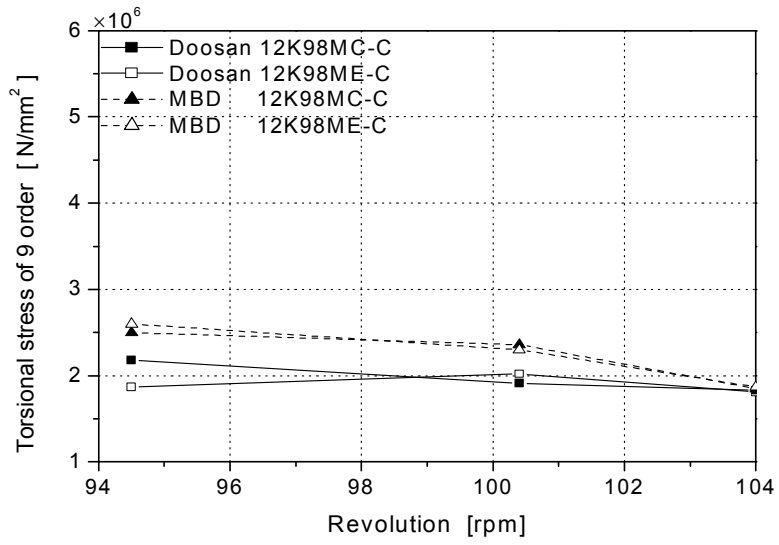


Fig. 4.44 Torsional stress of 9th order

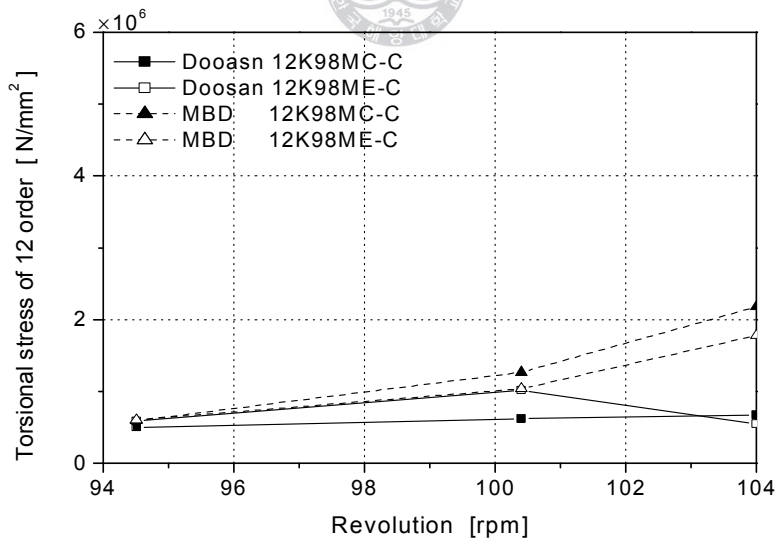


Fig. 4.45 Torsional stress of 12th order



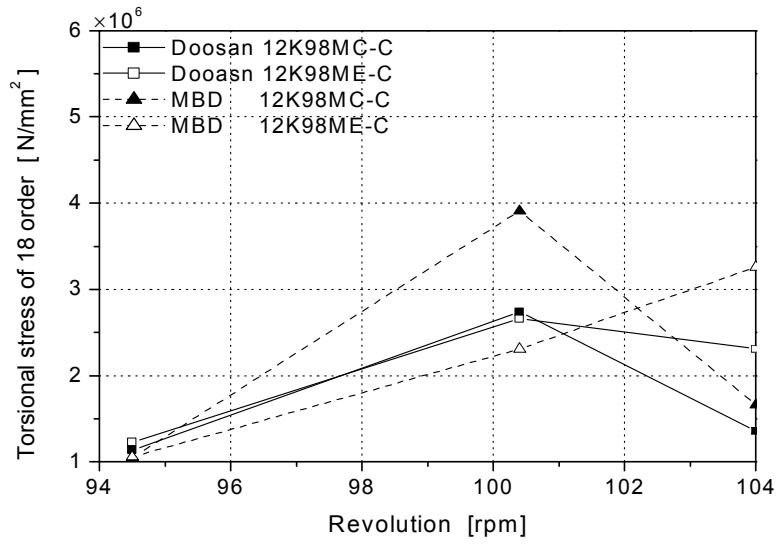


Fig. 4.46 Torsional stress of 18th order



## 제 5 장 결 론

본 연구에서는 대형 저속 디젤엔진의 공장시운전시 연료분사압력과 연소압력을 계측하여 기존의 캠 형식 엔진과 최근에 나온 전자제어엔진에 대해 각각 비교하였으며, 또한 이러한 데이터를 이용하여 하모닉 계수를 구하고 이를 이용하여 비틀림 진동을 계산하였다. 이러한 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) MBD가 제공하는 MC 및 ME 형식 엔진에 대해 가스하모닉스를 비교하여 본 결과 저부하에서는 큰 차이가 없으나 85% 이상의 고부하에서는 압축압력이 MC 형식 엔진은 변하는 반면 ME 형식 엔진은 일정한 값을 가지기 때문에 ME 형식 엔진의 하모닉스가 약간 낮게 나타난다.

(2) 실제 제작된 엔진에서 측정된 MC 및 ME 형식 엔진의 가스하모닉스를 비교하여 본 결과 MBD가 제공한 가스하모닉스의 비교에서 나타난 것과 같고 부하에서는 ME 형식 엔진의 하모닉스가 약간 낮게 나타난다.

(3) 실제 제작된 MC 형식 엔진에서 측정된 하모닉스와 MBD가 제공한 MC 형식 엔진의 가스하모닉스를 비교하여 본 결과 1차를 제외하고는 대체로 실제 제작된 엔진의 하모닉스가 약간 낮게 나타난다.

(4) 실제 제작된 ME 형식 엔진에서 측정된 하모닉스와 MBD가 제공한 ME 형식 엔진의 가스하모닉스를 비교하여 본 결과 대체로 비슷한 값을 나타내고 있다.

(5) 실제 제작된 엔진의 연소압력을 이용하여 구한 가스하모닉스 계수는 MBD가 제공하는 가스하모닉스를 비교하여 본 결과, 경우에 따라 최대 25% 정도의 차이를 나타 내나 대체로 비슷한 값을 가지고 있다.



(6) 위의 하모닉스에 의한 비틀림 진동응력을 계산하여 비틀림진동에 의한 진동응력값을 비교해 본 결과, 캠형 엔진과 전자제어형 엔진의 비틀림진동 차이는 거의 없는 것으로 나타났다

향후, 여러 엔진에 대해 계측을 실시하여 하모닉스를 구할 필요가 있으며, 또한 공장시운전시에는 문제시 되지 않던 부분이 실선에 탑재되어 해상시운전시 종종 문제시되는 경우가 있는데, 이는 설계 원천사에서 제공하는 하모닉스에 그 원인이 있는 것으로 의심되므로 실제 생산자가 여러 데이터를 평균하여 구한 하모닉스를 이용할 필요가 있다고 사료된다.



## 참 고 문 헌

- [1] MAN Diesel A/S, "ME Engines - the New Generation of Diesel Engines", 2003.
- [2] 전효중, "박용 디젤 기관축계의 감쇠강제 비틀림진동 해석에 관한 연구", 한국박용기관학회지, 제4권 제2호, pp. 3~23, 1980.
- [3] 전효중 · 김의간, "기계역학", 효성출판사, pp. 179~183, 1999.
- [4] L. C. Leigh and etc., "A Handbook on Torsional Vibration", Cambridge University Press, pp. 265~290, 1958.
- [5] 전효중, "선박 동력전달장치", 태화출판사, pp. 214~261, 1986.
- [6] 전효중 · 이돈출, "추진축계 진동론", 다솜출판사, pp. 120~132, 2003.
- [7] 한국선급, "선박 진동 · 소음 제어지침", pp. 49~57, 1997.
- [8] 전효중 · 김극천, "推進軸系振動", 대한조선학회, pp. 80~90, 1974.
- [9] 關西造船協會造機研究委員會, "商船機關部軸系", 海文堂, pp. 237~246, 1967.
- [10] 富山 修, "內燃機關のねじり振動と疲れ強さ", コロナ社, pp. 45~69, 1956.

