

〈논 문〉

## 디젤기관의 토크 하모닉스에 대한 이론적 해석

### A Study on the Theoretical Analysis of the Torque Harmonics for Diesel Engines

이용진\* · 장민오\*\* · 김의간\*\*\* · 전효중\*\*\*\*

Yong-Jin Lee, Min-Oh Jang, Ue-Kan Kim and Hyo-Jung Jeon

(2000년 1월 27일 접수 : 2000년 4월 28일 심사완료)

**Key Words** : Diesel Engine(디젤 기관),  $p-v$  Diagram( $p-v$  선도), Torque Harmonics(토크 하모닉스), Torsional Vibration(비틀림 진동), Propulsion Shafting(추진축계)

#### ABSTRACT

In the crankshaft of marine diesel engines, the exciting torques are produced by gas pressure and reciprocating masses. These torques are periodically changing and are extremely out of balance. To calculate the torsional vibrations of propulsion shafting caused by unbalanced torque, the torque harmonics are utilized. Until now, to calculate the torsional vibrations of propulsion shafting, the torque harmonics have been supplied by the engine maker. When the torque harmonics of an engine are not available, the torque harmonics of a similar engine type had to be used. However, such data is not suitable for the reliable calculations of torsional vibrations. In this paper, the combustion characteristics of marine diesel engines including  $p-v$  diagram are investigated and the torque harmonics based on these are theoretically calculated. Reliability of the calculations is confirmed by comparing them with those of an engine maker. This study should prove useful for the calculations of torsional vibrations for diesel engine propulsion shafting, particularly for 4-stroke engines whose torque harmonics are difficult to obtain directly from the engine, and not ordinarily supplied by the engine maker.

#### 1. 서 론

디젤 기관의 크랭크축에 작용하는 회전토크는 가스 폭발 압력과 왕복질량의 관성력에 의해 발생하며, 이는 크랭크의 회전각에 따라 주기적으로 변동하므로 매우 불균일하게 된다.<sup>(1~4)</sup> 이와같이 불균일한 회전토크로 인해 기관 축계에 비틀림 진동이 발생하며, 이 진동에 의한 부가응력이 허용 한계를 만족하는 가를 검토하기 위해 설계 단계에서 기관

축계의 비틀림 진동을 해석하여야 한다.

기관 축계의 비틀림 강제진동을 해석할 때 기진력을 구하기 위해서는 크랭크 회전토크를 조화분석한 토크 하모닉스가 필요하다. 여기서, 왕복질량의 관성력에 의한 토크 하모닉스는 이론적으로 해석하는 것이 가능하며 고차가 될수록 값이 급속히 작아지므로 대개 5차까지 고려한다. 그러나 가스압력에 의한 토크 하모닉스는 기관의 종류와 사용 조건에 따라 같은 형태의 기관도 그 값이 다른 경우가 많으므로 고차 성분까지 고려하여 조화분석하여야 한다. 따라서 기관제작사가 토크 하모닉스를 제시하고 이를 이용하여 비틀림 기진력을 해석하는 것이 바람직하다.

일반적으로 저속 2행정 대형기관의 토크 하모닉스는 대개 기관제작사가 제시하고 있으나, 4행정 중고속기관의 토크

\* 정회원, 미국선급협회 기관기술부

\*\* HSD 엔진(주) 설계 2팀

\*\*\* 정회원, 한국해양대학교 기계·정보공학부

\*\*\*\* 정회원, 한국해양대학교 명예교수

크 하모닉스는 기관제작사가 제시하지 못하는 경우가 많아 선급 또는 기준에 발표된 유사기관의 토크 하모닉스로 비틀림 기진력을 해석하고 있다. 따라서 이러한 4행정 중고속기관을 갖는 축계의 비틀림 강제진동 해석 결과는 원천적으로 오차를 갖게 된다. 또한 기관의 특성이 토크 하모닉스를 구할 때 적용한 기관과 차이가 크거나 유사한 기관의 토크 하모닉스가 없는 경우에는 비틀림 강제진동 해석 결과의 신뢰성이 저하하여 기관축계를 효율적으로 설계하는데 지장을 주게 된다. 이런 경우에는 기관의  $p-v$  선도를 채취하고 이로부터 회전토크를 계산하여 이를 조화분석하면 토크 하모닉스를 구할 수 있다. 그러나, 4행정 중고속기관은 회전속도가 빠르기 때문에 현장에서  $p-v$  선도나  $p-\theta$  선도를 채취하는 것이 곤란할 뿐만 아니라 정확하지도 않아 현실적으로 기관의 가스압력을 측정하여 토크 하모닉스를 얻는 것은 어려운 경우가 많다.

따라서 본 연구에서는 이러한 문제들을 해결하기 위하여 각종 기관의  $p-v$  선도를 이론적으로 해석하여 토크 하모닉스를 구하는 방법을 검토하고자 한다. 여기서 이 방법이 실제로 현장에서 적용할 수 있도록  $p-v$  선도를 구하기 위한 이론적 연소특성은 기관의 기본적인 자료만으로 해석이 가능하도록 한다. 또한 본 논문에서 제시한 방법으로 해석한 토크 하모닉스 결과를 기관제작사가 제시한 토크 하모닉스와 비교하여 연구결과의 적용한계와 신뢰성을 확인하고자 한다.

## 2. 기관의 $p-v$ 선도에 대한 이론적 해석

기관의 가스폭발압력에 의한 크랭크축의 회전토크를 구하기 위해서는 먼저 기관의  $p-v$  선도가 필요하다. 여기서는 기관의 기본적인 자료만으로  $p-v$  선도를 이론적으로 해석하는 방법을 설명한다. 2행정 기관과 4행정 기관의  $p-v$  선도를 각 과정별로 모델링하면 각각 Fig. 1, Fig. 2와 같으며 이들 그림에서와 같이 2행정 기관은 5단계로, 4행정 기관은 6단계로 과정을 나누어 다음과 같이 해석하였다.

### 2.1 압축과정

기관의 크랭크각이  $\theta$  일 때 2행정과 4행정 기관의 압축압력  $P_\theta$ 는 폴리트로픽 변화로 가정하면 식 (1)과 같이 계산할 수 있다. 여기서 압축시 폴리트로픽지수  $N_c$ 는 식 (2)와 같다.<sup>(5~7)</sup>

$$P_\theta = P_s \left( \frac{V_K + V_{SK}}{V_\theta + V_{SK}} \right)^{N_c} \quad (1)$$

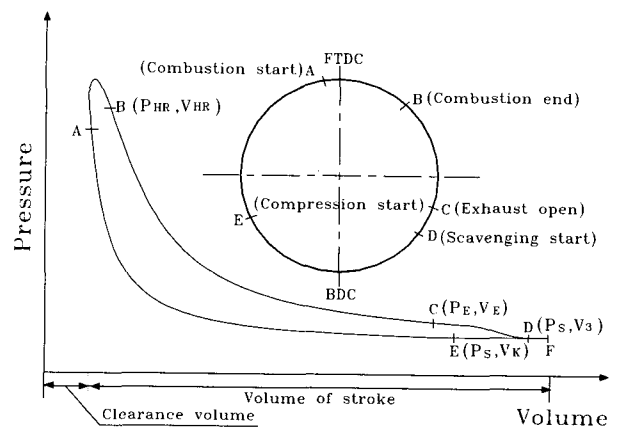


Fig. 1  $p-v$  diagram of 2-stroke engine

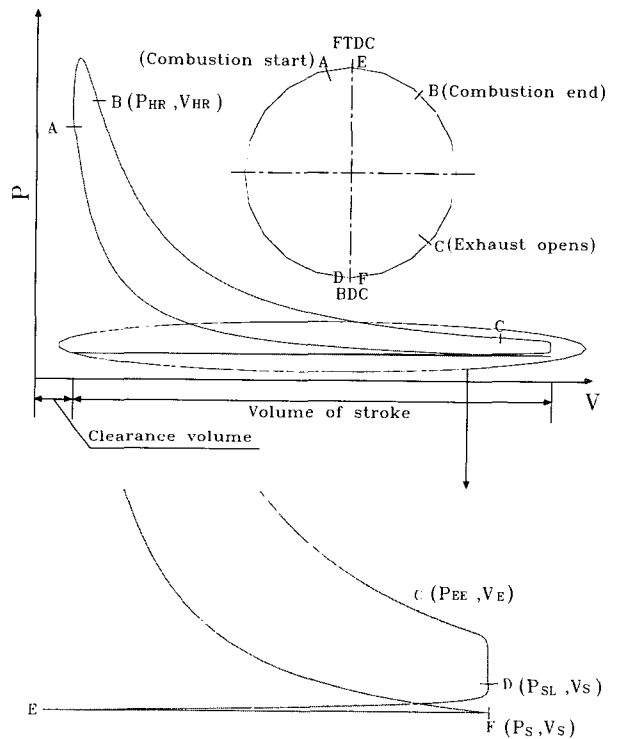


Fig. 2  $p-v$  diagram of 4-stroke engine

$$N_c = \frac{\log_{10} \left( \frac{P_{comp}}{P_s} \right)}{\log_{10} \left( \frac{V_K + V_{SK}}{V_{SK}} \right)} \quad (2)$$

$P_s$  : 소기압력,

$V_\theta$  : 크랭크각이  $\theta$  일때의 실린더용적,

$V_K$  : 행정용적,

$V_{SK}$  : 간극용적,

$N_C$  : 압축시 폴리트로픽지수,

$P_{comp}$  : 압축과정 끝에서의 압력

또한 크랭크각에 따른 실린더용적  $V_\theta$ 는 행정용적과 간극용적을 알면 식 (3)과 같이 계산된다.

$$V_\theta = V_{SK} + \frac{V_K}{2} \left( 1 + \frac{1}{\lambda} - \cos \theta - \sqrt{\left(\frac{1}{\lambda}\right)^2 - \sin^2 \theta} \right) \quad (3)$$

$\lambda$  : 연접봉비 (크랭크 반경/연접봉 길이)

### 2.2 연소과정

압축시작시 실린더내의 가스를 이상가스로 가정하면, 가스질량  $m$ 은 식 (4)와 같이 된다.

$$m = P_S \cdot V_S / (T_S \cdot R) \quad (4)$$

여기서,  $V_S, T_S, R$ 은 각각 압축시작시의 체적, 온도, 가스상수이다. 압축시작시 실린더내의 가스온도  $T_S$ 는 일반적으로 급기온도보다 50°C 정도 높다고 본다<sup>(12)</sup>.

연소시작시 가스온도  $T_{cs}$ 는 연소시의 압력과 실린더 용적을 알면 식 (5)와 같이 계산할 수 있다.

$$T_{cs} = \frac{P_{cs} \cdot V_{cs}}{(m \cdot R)} \quad (5)$$

여기서,  $P_{cs}, V_{cs}$ 는 각각 연소시작시의 압력과 체적을 의미한다.

연소 시작에서 연소 끝까지 공급된 열량은 다음과 같은 Wiebe 함수를 적용하여 계산하였다.<sup>(5-11)</sup>

$$\frac{dE}{d\theta} = 6.9(hr+1) \left(\frac{\theta}{\theta_z}\right)^{hr} \exp\left[-6.9\left(\frac{\theta}{\theta_z}\right)^{hr+1}\right] \cdot E \quad (6)$$

$E$  : 총공급된 에너지,  $\theta_z$  : 연소기간,

$\theta$  : 연소한 크랭크각,  $d\theta$  : 계산 간격,

$dE$  : 계산간격 동안 공급된 에너지,

$hr$  : 연소 특성지수 (form factor)

연소가 계속되고 있는 동안 온도변화  $dT$ 는 공급한 열량에서 행한 일을 빼면 나머지는 실린더의 온도를 올리는데 사용되므로 식 (7)과 같이 계산된다.

$$dT = \frac{(dE - dA)}{(m \cdot C_p)} \quad (7)$$

여기서,  $dA$ 는 피스톤 일( $P dV$ )이고  $C_p$ 는 가스의 정압비열이다. 실린더벽에서의 열교환과 공급 연료의 질량은

고려하지 않았다.

이와같은 방법으로 온도의 변화량을 계산하면 크랭크각이  $\theta$ 일 때 압력  $P_\theta$ 는 식 (8)과 같이 된다.

$$P_\theta = \frac{T_\theta \cdot R \cdot m}{V_\theta} \quad (8)$$

여기서,  $T_\theta$ 는 각 크랭크각이  $\theta$ 일 때의 온도를 의미한다.

### 2.3 팽창과정

2행정 및 4행정 기관에서 팽창과정의 압력은 압축과정과 같이 폴리트로픽 변화로 가정하여 계산하였으며 이는 다음과 같다.

$$P_\theta = P_{HR} \left( \frac{V_{HR} + V_{SK}}{V_\theta + V_{SK}} \right)^{N_E} \quad (9)$$

여기서,  $P_{HR}, V_{HR}$ 는 각각 팽창시작시의 압력과 체적이다. 또한 팽창시 폴리트로픽지수  $N_E$ 는 다음과 같은 경험식을 이용하였다.<sup>(12)</sup>

$$N_E = N_C - 0.06 \frac{P_{mi}}{P_{mi}'} \quad (10)$$

$P_{mi}$  : 해당 회전수에서의 평균지시압력,

$P_{mi}'$  : 최대연속출력에서의 평균지시압력

### 2.4 배기과정

2행정 기관의 배기과정은 다음과 같이 노르웨이 선급협회(DNV)에서 제시한 결과를 적용하여 계산하였다.<sup>(12)</sup>

$$P_\theta = \frac{P_E}{2} + \frac{P_S}{2} + \left( \frac{P_E - P_S}{2} \right) \cos \left( \pi \frac{V_\theta - V_E}{V_3 - V_E} \right) \quad (11)$$

$P_E$  : 배기 시작시의 압력,

$V_E$  : 배기 시작시의 체적,

$V_3$  : 배기과정 끝에서의 체적

4행정 기관에서 배기과정의 압력은 2행정 기관과는 달리 두 부분으로 나누어 생각하는 것이 바람직하다. 이는 배기 밸브가 하사점전에 미리 열려 블로다운 기간이 생기기 때문이다. 블로다운 기간의 압력은 다음과 같이 계산한다.

$$P_\theta = P_{SL} + (P_{EE} - P_{SL}) \left( \frac{V_S - V_\theta}{V_S - V_E} \right)^{k_i} \quad (12)$$

$P_{SL}$  : 하사점에서 배기 시작시의 압력,

$P_{EE}$  : 블로다운 시작시의 압력  
 식 (12)의  $k_i$ 는 다음과 같이 된다.

$$k_i = \left( -k \frac{V_S - V_E}{P_{EE} - P_{SL}} \right) \text{ or } 0.5 (V = V_S) \quad (13)$$

여기서,  $k = \frac{dP}{dV}$  (블로다운 시작시)

$$P_{SL} = 0.4 (P_{EE} - P_S) + P_S$$

블로다운 이후 하사점에서 부터 시작하는 4행정 기관의 배기과정 역시 노르웨이 선급협회(DNV)에서 제시한 결과를 적용하여 계산하였다.

$$P_\theta = P_{SL} - (P_{SL} - P_S) \left( \frac{V_S - V_\theta}{V_S} \right)^{1/6} \quad (14)$$

### 2.5 소기 및 흡입과정

2행정 기관의 소기과정과 4행정 기관의 흡입과정은 소기와 흡입 시작시의 압력이 동일하다고 가정하면 다음과 같이 된다.

$$P_\theta = P_S \quad (15)$$

이상의 결과를 2행정 기관과 4행정 기관에 적용하면 정상운전시의  $p-v$  선도를 이론적으로 구할 수 있다.

### 2.6 착화실패시의 이론적 $p-v$ 선도 해석

선박용 기관은 육상용 기관과는 달리 해상이라는 특수한 환경에서 연속운전이 가능해야 하므로 한 실린더의 착화실패 때 또는 감통운전을 생각하여 설계하여야 한다. 또한 기관 축계의 비틀림진동도 이를 고려하여 검토하여야 한다. 착화실패시의 기관축계 비틀림 강제진동을 해석하기 위해서는 착화실패시의 토크 하모닉스가 필요하다.

착화실패란 실린더는 운동을 하고 있으나 연소가 일어나지 않는 상태를 말하며 압축압력이 착화실패시의 최고압력이 된다. 정상연소시와 다른 것은 연소과정이 없다는 것이며 나머지 계산과정은 정상연소시의 계산방법과 동일하다. 착화실패시에는 상사점까지 압축과정이 이루어지고 그 이후에는 연소과정 없이 팽창과정이 이루어진다. 즉,  $N_C = N_E$ 이며 여기에서 플리트로픽 지수  $N_C$ 는 정상연소시와 마찬가지로 식 (2)와 같다.

## 3. Wiebe 함수의 변수 특성에 따른 기관성능 변화

본 장에서는 Wiebe 함수의 변수(연소 특성지수( $hr$ ),

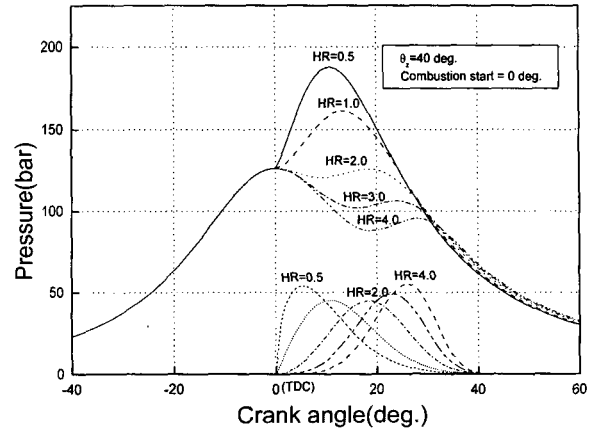


Fig. 3 Pressure diagram with various combustion characteristic indexes

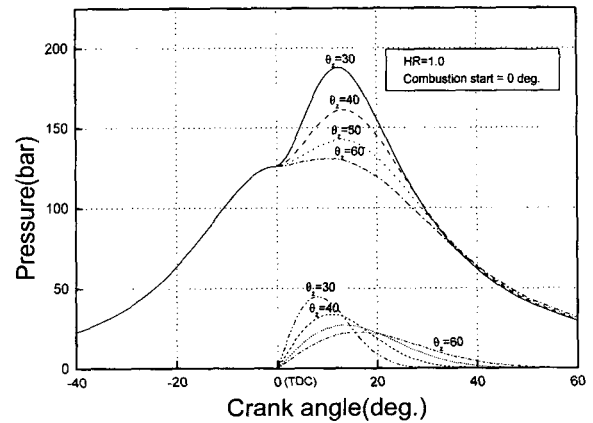


Fig. 4 Pressure diagram with various combustion durations

연소 지속시간( $\theta_z$ ), 연소 시작시기)들이 실린더내의 최고폭발압력, 평균지시압력, 압력 상승률 등에 미치는 영향을 검토하고 이를 적용하여 적절한 연소형태를 구하는 방법을 설명한다. 여기에 해석 대상으로는 대형 컨테이너선의 주기관으로 탑재되는 저속 2행정 기관인 MAN B&W의 9K90MC-C로 하였으며 연속최고출력은 연속최대회전수 104 rpm에서 55,890 bhp이고 연료공급량은 130.3 g/bhph이다.

### 3.1 연소 특성지수( $hr$ )에 따른 변화

연소 특성지수가 연소과정에 미치는 영향을 9K90MC-C 기관을 대상으로 해석하였으며 이 결과를 Fig.3에 보인다. 이 그림을 검토하여 보면 일정한 열발생률 시기와 연료 공급량에 대해서 최대 열발생률 시점이 앞당겨 질수록, 즉  $hr$  값이 작을수록 실린더내의 최고폭발압력과 압력 상승률이 증가하고 평균지시압력은 올라간다. 또한, 열발생률 형

태의 앞부분의 기울기가 작을수록, 즉  $hr$  값이 클수록 압력 상승률은 작아지고 최고폭발압력은 떨어지며 평균지시압력은 내려간다. 일반적으로 최대 폭발 압력이 상사점 후  $15^\circ$  부근일때 가장 이상적인 열발생을 형태로 되며 이때 연소효율이 최대로 된다.<sup>(13)</sup>

### 3.2 연소 지속시간( $\theta_z$ )에 따른 변화

Fig. 4는 연소 지속시간이 9K90MC-C 기관 성능에 미치는 영향을 해석한 결과이다. 여기서 연소 특성지수는 1로 일정히 하였고 연소 시작시기는 상사점에서 시작하는 것으로 가정하였다. 연소 지속시간이  $60^\circ$ ,  $50^\circ$ ,  $40^\circ$ ,  $30^\circ$  로 짧아짐에 따라 실린더내의 최고폭발압력과 압력상승률이 크게 증가하고 있으며 평균지시압력은 올라간다. 반면, 연소 지속시간이 길어지면 최고폭발압력과 압력 상승률은 떨어지며 평균지시압력도 내려간다.

### 3.3 열발생 개시시기에 따른 변화

9K90MC-C 기관에서 연소 지속시간을  $50^\circ$ , 연소 특성지수를 1로 하였을 때 열발생개시 시기가 기관 성능에 미치는 영향을 해석하였으며 이를 Fig. 5에 보인다. 이 그림을 검토하여 보면 열발생 개시시기가 상사점, 상사점전  $5^\circ$ ,  $10^\circ$ ,  $15^\circ$  로 앞당겨 질수록 실린더내의 최고폭발압력과 압력 상승률이 급상승하며 평균지시압력도 올라가는 것을 알 수 있다. 열발생 개시시기가 늦어지면 이와는 반대현상이 일어난다.

이상과 같이 상기의 3가지 변수가 기관의 연소과정에 상당한 영향을 주고 있다. 동일한 열발생 면적, 즉 총 연료소비량이 일정한 경우에 열발생률 형태의 차이는 실린더 최고 폭발 압력, 압력 상승률, 평균지시압력에 크게 영향을 미친다는 것을 알 수 있다. 따라서 Wiebe 함수의 변수를

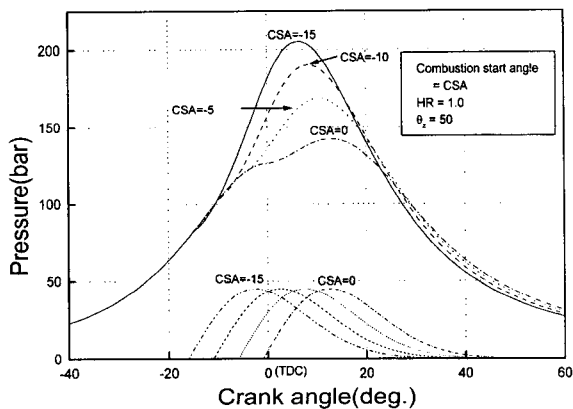


Fig. 5 Pressure diagram with various combustion start timing

적절히 선정하면 실제 기관과 유사한 연소 형태를 이론적으로 구할 수 있다.

## 4. 가스압력에 의한 토크 하모닉스 계산

본 장에서는 앞장의 결과를 이용하여 2행정 기관과 4행정 기관의  $p-v$  선도를 이론적으로 해석하여 회전토크를 구하고, 이를 조화분석하여 가스압력 토크 하모닉스를 구하는 방법을 설명한다. 그리고 해석결과의 신뢰성을 확인하기 위하여 해당 기관에 대해 기관제작사가 제시한 가스압력 토크 하모닉스와 비교 검토한다.

### 4.1 2행정 기관의 가스압력 토크 하모닉스

2행정 기관의 가스압력 토크 하모닉스를 검토하기 위해 해석 대상으로 선박용 대형 디젤기관인 MAN B&W 9K90MC-C (55,890 bhp $\times$ 104 rpm)를 선정하였다. 이 기관을 선택한 특별한 이유는 없으며 해석결과를 비교할 수 있는 자료 입수가 용이해 이를 대상으로 하였다. 이 기관은 VIT (Variable Injection Timing)를 장비하고 있어 85% 부하 이상에서는 평균지시압력이 일정하고, 배기시작 크랭크각은  $115^\circ$ , 소기시작 크랭크각은  $140^\circ$  를 갖는다.

이 기관의 연소과정을 Wiebe 함수로 모델링 하는데 문제로 되는 연소시작시기는 자료를 구하기 어려워 일반적으로 박용디젤기관의 연소 시작점인 상사점으로 하였다. 또한, 최대폭발압력을 실제 기관과 일치시킨 다음 연소기간을 변경하면서 평균지시압력이 실제 기관과 같은 값이 될 때까지 연소특성지수를 바꾸면서 반복계산 하였다. 이와같이 하면 실제 기관과 동일한 최대폭발압력과 평균지시압력을 갖는 연소특성지수와 연소기간을 찾을 수 있다.

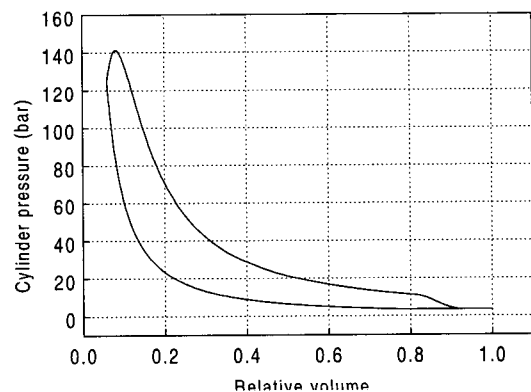


Fig. 6 Calculated  $p-v$  diagram for K90MC-C engine at MCR

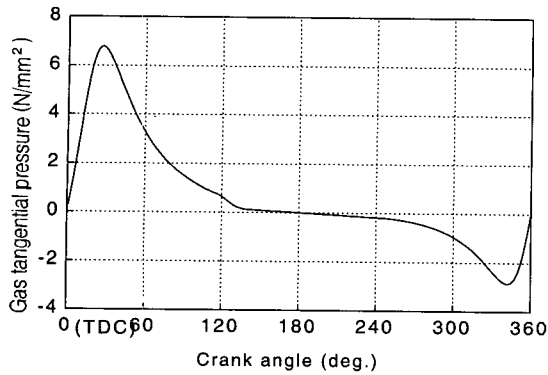


Fig. 7 Calculated tangential gas pressure diagram for K90MC-C engine at MCR

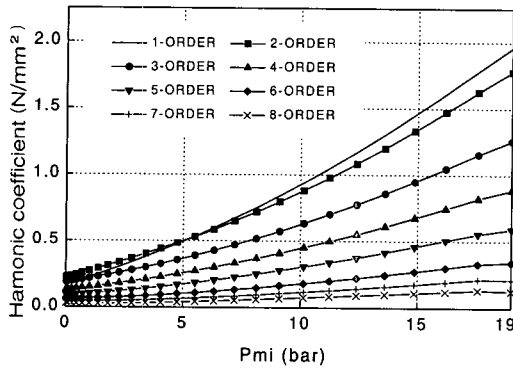


Fig. 8 Calculated gas harmonics for K90MC-C engine

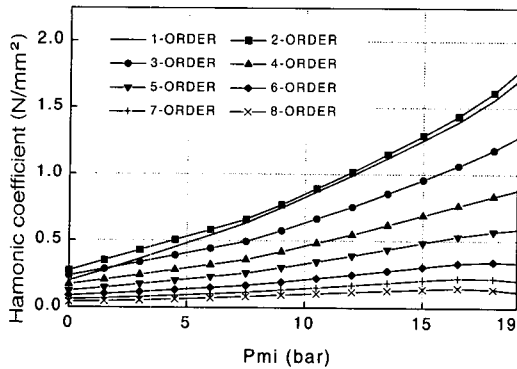


Fig. 9 Gas harmonics of K90MC-C engine by maker

위와 같은 방법으로 해석한 이 기관의 최대연속회전수에서의  $p-v$  선도와 가스점선압력 선도를 각각 Fig. 6, Fig. 7에 보인다. 또한 각각의 평균지시압력에 대하여 계산한 회전토크 선도를 조화분석하여 구한 가스압력 토크 하모닉스를 Fig. 8에, 기관제작사가 제시한 결과를 Fig. 9에 보인다. 이들 그림을 검토하여 보면 1차 성분을 제외하고 다른 차수에 대해서는 대체로 해석결과와 기관제작사가 제시한 결과가 일치하고 있다. 여기서 소기압력을 대기압으로 가정

하여 토크 하모닉스를 계산하면 1차 성분도 기관제작사의 결과와 거의 같은 값이 되는 것을 확인하였다. 일반적으로 소기압력은 대기압보다 높게 되므로 본 연구의 결과가 타당하다고 판단되나, 이에 대해서는 좀더 검토할 필요는 있다. 다만 기관제작사가 제시한 토크 하모닉스도 실제 기관에 대해 측정된 결과가 아니라 시뮬레이션에 의한 결과이므로 이 차이는 해석방법의 차이에 기인한 결과로 판단된다.

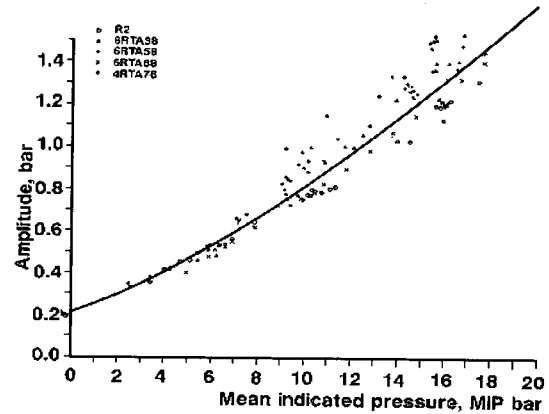


Fig. 10 1st order harmonics for various engine types of Sulzer RTA

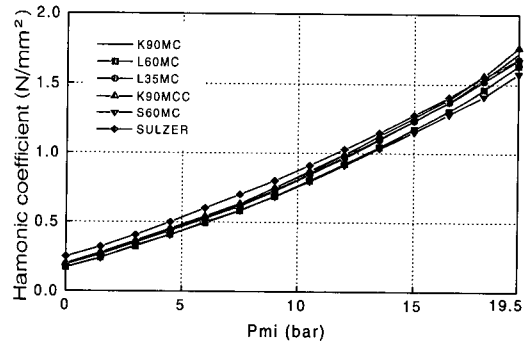


Fig. 11 1st order harmonics for various engine types of 2-stroke engine by maker

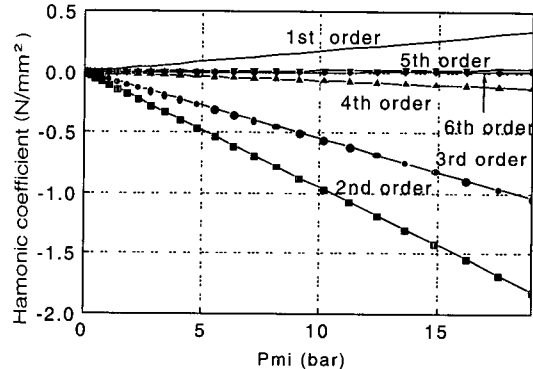


Fig. 12 Calculated harmonics by reciprocating mass for K90MC-C engine

Fig. 10<sup>(14)</sup>은 SULZER의 RTA형 기관들에 대해서 1차 성분 토크 하모닉스를 측정하여 나타낸 그림이다. 이 그림을 검토하여 보면 실험기관에 따라 같은 평균지시압력에서도 토크 하모닉스 값에 차이가 있으며 동일한 형식의 기관이라도 사용조건에 따라 토크 하모닉스가 다른 것을 알 수 있다. Fig. 11은 여러 가지 기관 형식에 대해 기관제작사에서 제시한 2행정 기관의 1차 토크 하모닉스 성분을 비교한 결과이다. 이를 검토하여 보면 2행정 기관의 경우 기관형식이 달라도 토크 하모닉스 값에는 큰 차이가 없음을 알 수 있다. Fig. 12은 왕복질량 관성력에 의한 토크 하모닉스 계산 결과이며 2차와 3차 성분이  $-(-)$ 의 큰 값을 가지나 5차 이상의 성분은 비틀림진동 계산시 무시해도 좋을 정도로 작은 값이 된다.

#### 4.2 4행정 기관의 토크 하모닉스

4행정 기관에 대한 토크 하모닉스 해석은 기관의 성능곡선이 입수된 MAN B&W 8L28/32A-F (2,665 bhp  $\times$  775 rpm) 기관을 대상으로 하였다. 이 기관의 흡기밸브 열림과 닫힘 시기는 각각 상사점전 25.1° 와 상사점 후 13.9° 이며, 배기밸브 열림과 닫힘 시기는 각각 하사점 전 23.1° 와 상사점 후 27.9° 이다. 이 기관의 연속최대 회전수에서 계산한  $p-v$  선도와 가스접선압력 선도를 각각 Fig. 13, Fig. 14에 보인다. 또한 각각의 평균지시압력에 대하여 계산한 가스압력 토크 하모닉스를 Fig. 15에, 기관제작사가 제시한 토크 하모닉스를 Fig. 16에 보인다. 이들을 검토하여 보면 양자가 대체로 일치하고 있으며, 토크 하모닉스 크기는 1차, 1.5차, 2차, 0.5차 순이며 2.5차 이상은 차수가 증가할수록 감소한다.

Fig. 17는 여러 형식의 4행정 기관에 대해 기관제작사가 제시한 1차 성분 토크 하모닉스를 비교한 결과이다. 이를 보면 2행정 기관은 기관 형식이 다르더라도 토크 하모닉스 값에는 큰 차이가 없었으나 4행정 기관은 기관 형식에 따

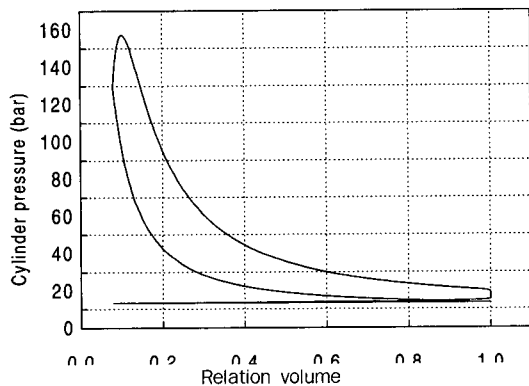


Fig. 13 Calculated  $p-v$  diagram for the L28/32A-F engine at MCR

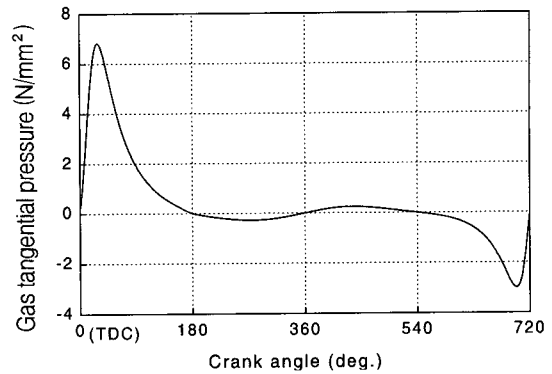


Fig. 14 Calculated tangential gas pressure diagram for L28/32A-F engine at MCR

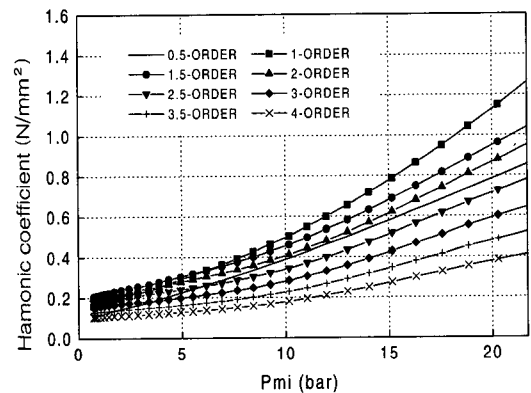


Fig. 15 Calculated harmonics for L28/32A-F engine

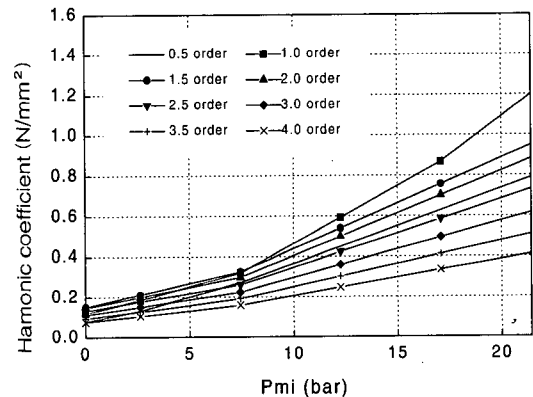


Fig. 16 Gas harmonics of L28/32A-F engine by maker

라 토크 하모닉스 값에 상당한 차이가 있음을 알 수 있다. 그 이유는 2행정 기관에 비해 4행정 기관이 구조가 복잡하고 연소 형태도 다양하기 때문이라고 판단된다. 따라서, 4행정 기관을 갖는 축계의 비틀림 강제진동 해석시 기관 기진력은 기관제작사가 제시한 토크 하모닉스가 없을 경우에 유사 기관의 토크 하모닉스를 적용하여 계산하는 것보다 본 논문에서 제시한 방법으로 토크 하모닉스로 계산하

는 것이 좀 더 정확한 결과를 줄 수 있을 것으로 생각된다.

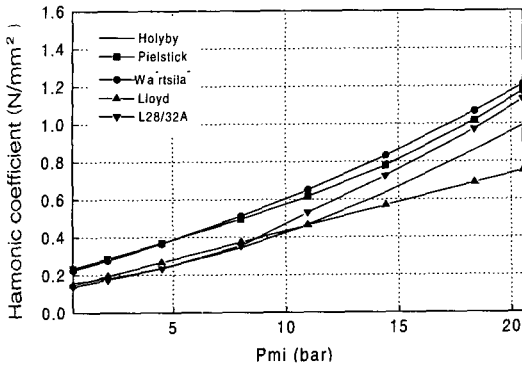


Fig. 17 1st order harmonics for various engine types of 4-stroke engine by maker

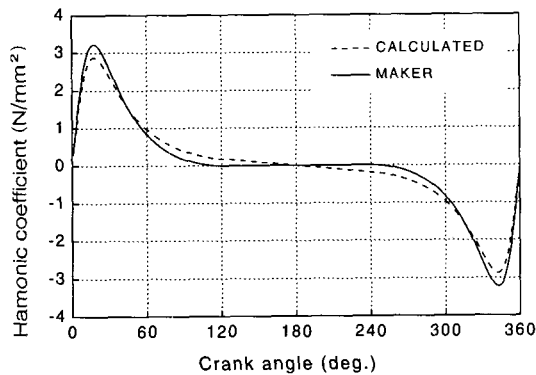


Fig. 18 Calculated tangential gas pressure diagram for K90MC-C engine at MCR (misfiring condition)

### 4.3 착화 실패시의 토크 하모닉스

항해중에는 부득이 감동운전을 해야만 하는 경우가 발생할 수 있으며, 이때는 정상운전시보다 토크 변동이 크게 되어 부가응력이 증가할 수 있다. 따라서 기관축계 설계시 정상운전시와 함께 착화 실패시도 고려하여 축계 각부분의 부가응력을 해석하고 이에 대한 대책을 수립해야 한다. 그러나, 착화 실패시의 토크 하모닉스가 제공하지 않거나 구하기 힘든 경우가 많아 실제로 착화 실패시의 강제진동을 해석하는데 상당한 어려움이 있다.

여기서는 MAN B&W의 9K90MC-C 기관에 대한 착화 실패시의 토크 하모닉스를 계산하고 이를 기관제작사가 제시한 결과와 비교하였다. Fig. 18은 착화 실패시의 가스접선압력 선도로, 점선은 이론적으로 해석한 결과이며 실선은 기관제작사가 제시한 결과인데 비교적 일치하고 있다. Fig. 19는 착화실패시 이론적으로 해석한 가스접선압력 선도를 조화분석한 결과이며, Fig. 20은 기관 제작사가 제시한 결과이다. 이를 검토하여 보면 정상운전시와 마찬가지로 1차

성분을 제외한 차수에서는 비교적 일치하고 있음을 알 수 있다.

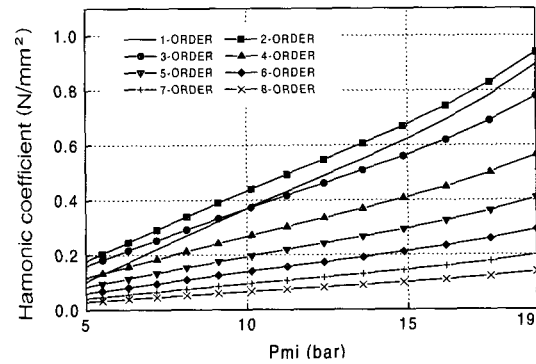


Fig. 19 Calculated harmonics for K90MC-C engine (misfiring condition)

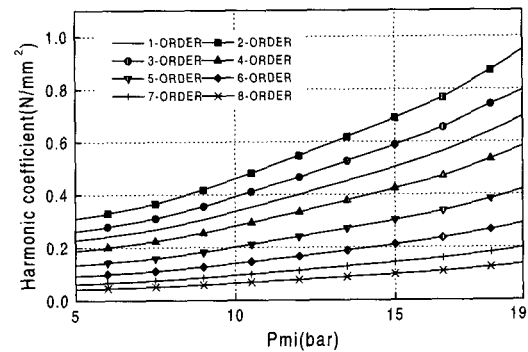


Fig. 20 Gas harmonics for K90MC-C engine by maker (misfiring condition)

## 5. 결론

본 연구에서는 기관의  $p-v$  선도를 이론적으로 해석하여 토크 하모닉스를 구하는 방법을 검토하였다. 또한 이 결과를 실제 기관에 적용하여 토크 하모닉스를 해석하고 이를 기관제작사가 제시한 결과와 비교하였다. 이상의 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 실제기관의 토크 하모닉스를 해석하고 기관 제작사가 제시한 값과 비교 검토한 결과 2행정 기관에서는 1차 성분을 제외한 차수에 대해, 4행정 기관에서는 모든 차수에서 양호하게 일치하였다.

(2) 2행정 기관에서 1차 성분의 해석 결과는 기관 제작사가 제시한 값보다 약간 높은 값을 보인다. 여기서 소기압력을 대기압으로 가정하여 해석하면 양자가 거의 같은 결과를 주나 실제로 소기압력은 대기압보다 높으므로 본 연구의 해석 결과가 타당하다고 생각되나 이에 대해서는 추후 좀더 검토할 필요가 있다. 단 기관 축계의 비틀림 강제진동 해석시 1차진동이 문제로 되는 경우는 거의 없으며



로 실용상 지장은 없다.

(3) 2행정 기관은 기관 형식에 따른 토크 하모닉스 값에 큰 차이가 없었으나 4행정 기관은 기관 형식에 따라 토크 하모닉스 값에 상당한 차이가 있었다. 따라서 4행정 기관에서 기관제작사가 제시한 토크 하모닉스가 없을 경우 유사 기관의 토크 하모닉스를 적용하여 비틀림 강제진동을 해석하면 오차가 증가할 가능성이 높으므로 본 논문에서 제시한 방법으로 토크 하모닉스로 계산하여 비틀림 강제진동을 해석하는 것이 좀 더 정확한 결과를 줄 수 있을 것으로 생각된다.

## 후 기

이 논문은 1999년도 두뇌한국 21 사업에 의하여 지원되었으며 관계자 여러분께 감사를 드립니다.

## 참 고 문 헌

- (1) 전효중, 1974, "추진축계 진동", 대한조선학회, pp.80~82.
- (2) 전효중, 1986, 동력전달장치, 태화출판사.
- (3) 이제갑, 1997, "엔진 소음, 진동 특성 및 개선 방안", 한국소음진동공학회지, 제 7 권, 제 4 호, pp.689~700.
- (4) 이돈출, 1996, "병렬 엔진의 X형 진동 위상 조정에 의한 디젤 발전 플랜트 진동 제어", 한국소음진동공학회지, 제 6 권, 제 6 호, pp.701~708.

(5) Richard stone, 1992, Introduction to Internal Combustion engines, Macmillan.

(6) 井正男, 1973, 內然機關の 燃焼, 出海堂.

(7) Prof. Dr.-Ing. Gerhard Woschni, 1973, "Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufs Mittelschnell-laufender Dieselmotoren bei Geänderten Betriebsbedinguen", MTZ, pp.106~111.

(8) Benson, R. S., 1982, Internal Combustion Engines, Pergamon.

(9) Ferguson, C. R., 1986, Internal Combustion Engines, John Wiley and Sons.

(10) Heywood, J. B., 1988, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill.

(11) 권기수, 1987, "소형4행정사이클 가소린기관의 성능 시뮬레이션에 관한 기초연구", 한국해양대학교 선박공학 연구소 논문집, 제6집, pp.11~41.

(12) DNV, 1984, User's manual : NV5235.

(13) 이진우, 1987, "예연소실식 디젤기관의 운전조건 변화에 따른 열발생율형태 변동에 관한 고찰", 한국박용기관학회지, 제11권 제2호, pp.51~660.

(14) Sulzer, 1987, "Vibration analysis for modern ship machinery", p31.