

## 대형 저속 2행정 사이클 과급 디젤기관의 열발생을 고찰

이강기\* · 전효중\*\* · 최재성\*\*\*

### The Study of Heat Release Rates for Large 2 – Stroke Cycle Slow Speed Turbocharged Diesel Engines

*Lee Kang – Ki, Jeon Hio – Jung, and Choi Jae – Sung*

#### Abstract

The large 2 – stroke cycle slow speed turbocharged diesel engines are mostly used for marine propulsion, which have lower specific fuel consumption and heavy fuel oil available. The instant changes of both engine revolution and vibration are heavier in this type than the other of engines due to its super long stroke.

Especially, the recent trend of their development is to increase the maximum firing pressure in order to improve specific fuel consumption.

One of the most useful factors which can be utilized to evaluate the engine performance is the cylinder pressure measurement, and the rate of heat release which depends upon the burning of fuel directly influences to the cylinder pressure.

Therefore, it is essential to find the rate profile of heat release which greatly influences the engine combustion behavior so as to analyze the engine performance such as output, efficiency, composition of emission and mechanical characteristics, for the design and efficient maneuvering of the engine.

In this paper, the cylinder pressure and crank angle of the typical large 2 – stroke cycle slow speed turbocharged diesel engines among which are those engines in service world wide from the domestic manufacturers are measured over several consecutive cycle of the actual engine operation and then the pressures are averaged over the cycle.

\* 韓國海洋大學校 大學院 機關學科  
\*\* 韓國海洋大學校, 工博  
\*\*\* 韓國海洋大學校, 工博

The program developed in this paper, is making it possible for one to calculate the cylinder pressure rate, the rate of heat releass, the cumulative heat release and mean gas temperature in cylinder.

The calculated results are compared with those values which are treated by least square method.

In the development of these simplified heat release models, parameters such as turbulance, wall and flame temperature, soot build up on probes, and the chemical changes in the combustion products are disregarded.

Therefore, the calculating of the rate of heat release from the measurements of cylinder pressure of the actual engine operation allows one to analyze the combustion behavior, which is particularly useful for a rapid evaluation of engine performance.



기호설명

- U : 내부에너지
- A : 일의 열당량
- W : 일양
- $\theta$  : 크랭크 각도
- G : 가스중량
- R : 가스상수
- T : 가스온도
- P : 실린더내 가스압력
- $\kappa$  : 비열비
- $C_v$  : 정적비열
- QH : 냉각손실 열량을 감한 열발생량
- QHA : 실제열발생량
- QW : 냉각손실열량
- V : 실린더체적
- $V_c$  : 간극체적
- $V_h$  : 행정체적
- $\lambda$  : 공기과잉율
- T : 질량평균 가스온도
- r : 크랭크 반경
- l : 연접봉 길이

## 1. 서 론

대형 저속 2행정사이클 과급디젤기관은 주로 선박의 추진용으로 쓰이고 있으며, 타기관과 비교할 때 연료소비율이 적고 비교적 저질유를 사용할 수 있으나 초장행정 저속기관이기 때문에 진동과 회전수의 순간 변동이 심하다. 또한, 이들 기관들은 설계 및 제작사들에 따라 여러종류가 있었으나 근래에 와서 기관효율의 증대를 꾀하기 위해서 유니플로우 소기방식 및 정압과급식을 채택하고 있다는 점, 기관의 구조적 배치 및 기관부품형태 등이 유사하다는 점에서 모든 기관을 비교하기가 힘들 정도로 비슷한 형태를 갖게 되었다.

최근의 개발동향은 기관의 연료소비율 저감을 위하여 실린더 최고압력을 더욱 증가시키고, 배기가스 여유분을 별도의 동력터어빈을 통하여 동력장치로 환원시키는 등의 방법을 채택하는 추세에 있으며 이는 기관의 구성부품 및 연소형태에도 많은 영향을 미치게 되었다.

실린더내 압력변화는 기관성능을 평가하는데 있어서 기본적으로 파악되어야 할 중요한 요소중의 하나이며, 특히 연료의 연소에 의한 열발생율은 실린더 압력변화에 직접적으로 영향을 미친다. 따라서 기관성능 즉, 출력, 효율, 배기가스조성뿐만 아니라 기관의 기계적 성질에도 지대한 영향을 미치게 되므로 열발생율 형태를 파악하는 것은 기관의 최적설계 및 효율적 운전관리에 필수불가결한 것이다.

본고에서는 현재 국내에서 양산되고 있으며 전세계적으로 널리 쓰이고 있는 선박용 대형 저속 디젤기관에 있어서 실린더내의 압력을 측정함으로써 크랭크 각도에 따른 압력상승율, 열발생율, 열발생량 및 실린더내 가스 평균온도 등의 계산 및 분석이 가능하도록 전산프로그램을 개발하였고, 또한, 실린더내 압력의 실측치로부터 구한 결과와 최소자승법에 의해 처리된 결과를 비교 분석하였다.

따라서 기관이 실제 운전되고 있는 상황에서 계측한 실린더내의 압력변화로부터 열발생율을 구하여 연소상태를 파악하고, 또한 이 연소형태가 연소실을 구성하고 있는 주요부분품에 미치는 기계적 영향 등에 관하여도 비교 분석하였다.

## 2. 해석방법 및 실험방법

연소실내에서 일어나는 연소에 의한 열발생율은 기본적으로 측정된 실린더내 압력선도의 분석으로 얻어진다.

과급디젤기관의 연소과정은 복잡한 과정이 내포되어 있고, 특히 대형 저속 2행정 과급디젤기관에 있어서는 연소실 용적이 크고 저속이기 때문에 그간의 많은 연구에도 불구하고 아직도 불분명한 인자들이 많아 그 연소과정을 정확히 해석한다는 것은 곤란한 실정에 있다.

따라서 연소중 실린더 내의 연소과정은 다음과 같은 가정하에서 구하였다.

1) 연소실내의 작동유체는 이상기체이다.

- 2) 공기와 연료는 완전하게 혼합한다.
- 3) 가스의 질량은 일정하다고 본다.

## 2. 1 해석방법

실측한 실린더 압력 데이터를 이용하여 연소현상을 해석하기 위해 먼저 압력상승율을 구한 다음 열발생율, 열발생량, 평균가스온도 등을 계산하였다.

### 2. 1. 1 압력상승율

압력상승율  $dP/d\theta$ 는 이상연소의 유무를 판단하는 기준이 된다. 즉, 착화지연이 크게되면 착화전에 형성되는 가연 혼합기의 양이 증가하여 폭발적 연소기에 한꺼번에 연소하기 때문에 급격한 압력 상승을 일으켜 디젤녹크(Diesel Knock)를 일으키게 되는데, 이는  $dP/d\theta$ 가 클수록 즉, 착화지연 기간이 길어짐에 따라 발생하기 쉽다. 착화지연 기간은 연료분사기로부터 착화가 시작될 때까지의 기간이다.

실린더내의 압력변화를 측정하여 이를 Stirling의 보간공식(2·1)로 압력 상승율을 구한다.

$$\left(\frac{dp}{d\theta}\right)_i = \frac{1}{12}[-p_{i+2} + p_{i-2} + 8(p_{i+1} - p_{i-1})] \quad (2 \cdot 1)$$

### 2. 1. 2 열발생율과 열발생량

연료에 의해 실린더내로 공급되는 에너지의 일부는 필요한 동력인 기계적일로 변환되고, 일부는 실린더로부터 배기가스의 형태로 과급기를 거쳐 공급공기(Charge Air)의 일부 혹은 전부를 예압함으로써 환원된다.

또한 일부 에너지는 열전달에 의해 기관벽외로 빠져나가게 된다. 만약 압력과 온도의 변화와 가스 와 벽사이의 열전달량을 안다면 열발생율과 그 측정전 열발생량은 구할 수 있다.

이상가스 상태방정식에서 온도 T를 구하고 이를 (2·3)식을 이용하여 비열비  $\kappa$ 를 구한다.

$$PV = GRT \quad (2 \cdot 2)$$

$$\kappa = C_0 + C_1T + C_2T^2 + C_3/\lambda \quad (2 \cdot 3)$$

여기서  $\lambda$ 는 공기과잉율이며,

$$C_0 = 1.4373$$

$$C_1 = -1.318 \times 10^{-4}$$

$$C_2 = 3.12 \times 10^{-8}$$

$$C_3 = -4.8 \times 10^{-2}$$

(2·2)식을 크랭크 각도에 따라 미분하면

$$p \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} = GR \frac{dT}{d\theta} \quad (2 \cdot 4)$$

열역학 제1법칙을 크랭크 각도에 대한 미분형태로 표시하면

$$\frac{dQ_H}{d\theta} = \frac{du}{d\theta} + A \frac{dW}{d\theta} \quad (2 \cdot 5)$$

여기서  $\frac{dQ_H}{d\theta}$  는 작동가스의 내부에너지 U의 변화와 작동일 W를 주는 열발생율이다. 또한  $Q_H$ 는 공급된 열량과 연소실 벽외로 빼앗기는 열량의 차이로서 주어진다.

$$\frac{dQ_H}{d\theta} = \frac{dQ_{HA}}{d\theta} - \frac{dQ_W}{d\theta} \quad (2 \cdot 6)$$

여기서  $\frac{dQ_{HA}}{d\theta}$ 는 단위 크랭크각도 증분동안에 연료의 연소에 의해서 발생하는 열량이다. 그리고  $\frac{dQ_W}{d\theta}$ 는 단위 각도 증분동안에 냉각에 의하여 빼앗기는 열손실이다.

내부에너지 U가 실린더내 가스온도만의 함수라 하면  $C_v = \frac{AR}{\kappa - 1}$ 이므로

$$\frac{du}{d\theta} = GC_v \frac{dT}{d\theta}$$

$$\frac{du}{d\theta} = G \cdot \frac{AR}{\kappa - 1} \frac{dT}{d\theta}$$

또한  $\frac{dW}{d\theta} = p \frac{dV}{d\theta}$  이므로 (2·5)식은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\frac{dQ_H}{d\theta} = \frac{A}{\kappa - 1} GR \frac{dT}{d\theta} + AP \frac{dV}{d\theta} \quad (2 \cdot 7)$$

(2·4)식을 (2·7)식에 대입하면

$$\frac{dQ_H}{d\theta} = \frac{A}{\kappa - 1} \left( V \frac{dp}{d\theta} + \kappa P \frac{dV}{d\theta} \right) \quad (2 \cdot 8)$$

본 논문에 있어서  $\frac{dQ_H}{d\theta}$  만을 고려하였다. 여기서 V는 실린더내의 체적으로 다음과 같이 표시된다.

$$V = V_c + \left( \frac{V_h}{2} \right) \times \left[ (1 - \cos\theta) + \frac{r}{2l} \sin^2 \theta \right] \quad (2 \cdot 9)$$

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{V_h}{2} \left[ \sin \theta + \frac{r}{2l} \sin 2\theta \right] \quad (2 \cdot 10)$$

열발생량  $Q_H$ 는 (2·8)식을 Runge - Kutta법을 이용하여 구한다.

2. 1. 3. 평균가스온도

실린더내의 가스가 균일상태의 이상기체라 가정하였으므로 식(2·2)로부터 실린더내의 평균가스온도를 구할 수 있다.

$$PV = GRT$$

$$T = \frac{PV}{GR} \tag{2·11}$$

2. 2 실험방법

실험대상기관은 대형저속 2행정 과급디젤기관들 중에서 가장 보편화되어 있고, 또한 국내에서도 양산되고 있는 선박용 대형기관들 중에서 세기관을 선정하여 실시하였으며 이들을 각각 A기관, B기관, C기관이라 한다.

Table 1은 실험대상 기관들의 주요제원 및 주요 측정데이터를 보여주고 있다. A, B기관은 동일 설계에 의하여 제작된 기관이다.

A, B기관과 C기관은 공히 동일한 소기 및 과급방식을 채택하고 있는 등 기본적으로 유사한 구조이나 연료분사계통과 배기가스계통 등이 다르며, 실린더내경과 행정의 비가 A, B기관이 1 : 3.24임에 반해 C기관은 1 : 2.86이다.

Table 1. Principal specification of the model engines

Data	Eng. Model	A	B	C
Cylinder Dia. × Stroke	(mm)	600 × 1944	800 × 2592	840 × 2400
Revolution (rpm)	(rpm)	107	83	81
Compression Ratio		16.05	17.7	17.23
Max. Firing Pressure	(kg/cm <sup>2</sup> )	118.0	118.6	110.3
Mean Effective Pressure	(kg/cm <sup>2</sup> )	11.6	9.4	12.6
Scavenging Air Pressure	(kg/cm <sup>2</sup> )	1.53	1.5	1.29
Specific Fuel Consumption	(g/psh)	128.37	127.3	132.43
Max. Injection Pressure	(kg/cm <sup>2</sup> )	-	631.3	529.41

실린더내 압력측정은 실린더 상부의 인디케이터 찰취용관에 A/D변환기 센서를 설치하여 실린더내의 압력변화를 직접 측정된 값을 전산프로그램의 입력치로 사용하였다.

Fig. 1은 실린더내 압력측정장치의 설치상태를 보여주는 사진이다.

실린더내 압력변화 측정은 실험 대상기관이 타기관에 비해 대형이고 초장행정의 저속기관으로 기관회전수의 순간변동이 심하므로 5사이클 동안 측정하여 그 평균치를 입력데이터로 취하였다.

또한, 대상기관의 실제 해상운전시의 상용운전점인 연속최대출력 70~85%부하에서 실린더내 압력변화를 측정함으로써 분석결과의 실용성을 확보하도록 꾀하였다.



Fig 1. Measuring Equipment of Cylinder Pressure

### 3. 실험결과 및 고찰

한 사이클만의 실린더내 압력변화 측정값을 2.1의 방법으로 해석한 결과와 실측치를 최소자승법 [2]으로 처리한 후 2.1의 해석을 재 실시하여 이를 비교 분석하였고, 또한 설계사가 상이한 B기관과 C기관을 비교 분석하였다.

#### 3. 1 실측치의 해석결과

Fig. 2은 A기관의 경우 측정된 압력변화, 압력상승율, 열발생율 등의 해석결과를 나타낸다.

Fig. 2(c)의 열발생율 곡선의 심한 변동은 실린더 압력 측정시 실린더 상부의 인디케이터관 등 측정계통의 영향에 의한 것으로 생각되나 이로부터 열발생율의 실제형태를 파악하는 것이 가능하다고 생각된다.

Fig. 2(a)에서 통상 착화점은 변곡점에 있다고 예측할 수 있으나 열발생율선도 Fig. 2(c)로부터 실제 착화점은 이보다 2도정도 빠르게 일어남을 알 수 있다. 또한, Fig. 2(a), (c) 및 (e)에서 각 선도의 정점은 모두 상이하다. 즉, 실린더내의 압력은 열발생율이 최대로 된후에 최대로 되며 실린더내 가스온도의 최대치는 그보다 7도 정도 더 늦게 나타난다.

#### 3. 2 최소자승법에 의한 실험결과처리 및 비교 분석

실린더내의 실측압력 데이터에 의해 구해진 압력상승율, 열발생율, 열발생량 및 평균가스온도의 계산결과치는 Fig. 2에 보인 바와 같이 그 기복이 심하다. 따라서, 측정된 압력데이터를 최소자승법



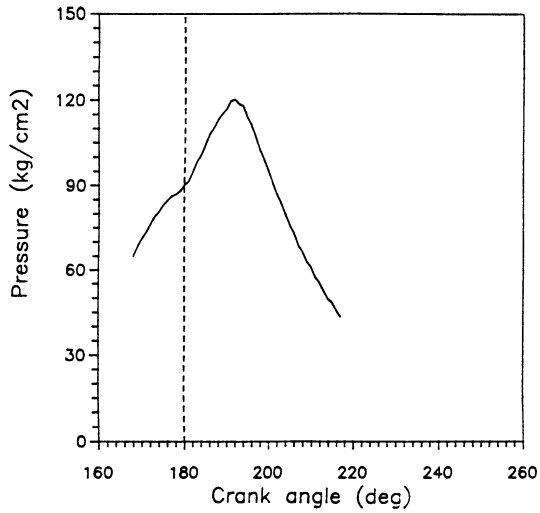


Fig 2. (a) Pressure Diagram of Engine 'A'

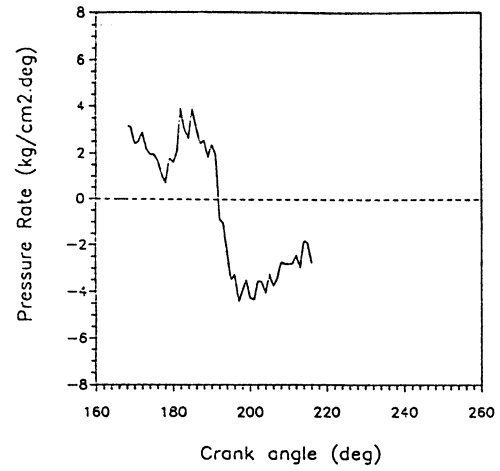


Fig 2. (b) Pressure Change Rate Diagram of Engine 'A'

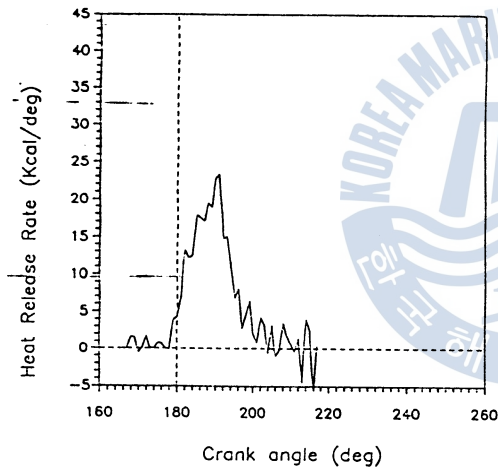


Fig 2. (c) Heat Release Rate Diagram of Engine 'A'

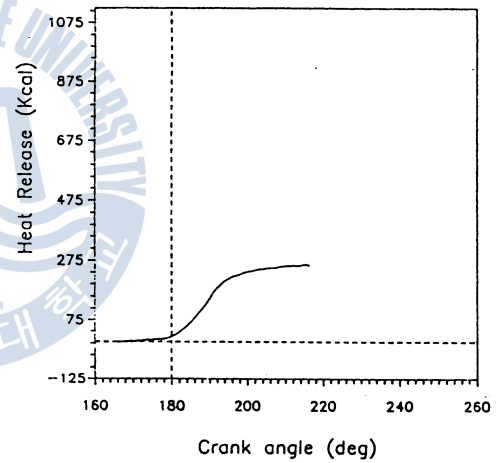


Fig 2. (d) Cumulative Heat Release Diagram of Engine 'A'

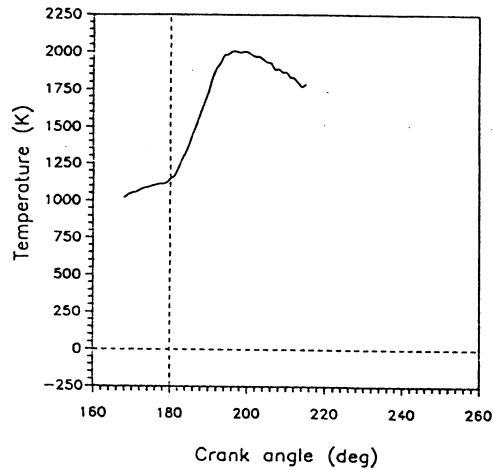


Fig 2. (e) Mean Gas Temperature Diagram of Engine 'A'



으로 처리하여 2.1의 해석을 재시도하여 이를 비교 분석하였다.

Fig. 3는 A기관의 경우 측정된 압력데이터와 최소자승법으로 처리된 압력데이터에 의한 차이를 보여준다.

최소자승법으로 처리된 압력데이터에 의한 결과는 처리하지 않은 실측치에 의한 결과에 비해서 전곡선이 완만함을 보여주며 정점의 위치도 해석에 있어서 문제가 되지않는 정도의 오차를 가짐을 보여준다.

Fig. 3(a), (b), (c)에서 정점의 위치는 실측치와 거의 일치하고 있으며, 선도는 기록의 중간점을 지나고 있음을 보여주고 있다.

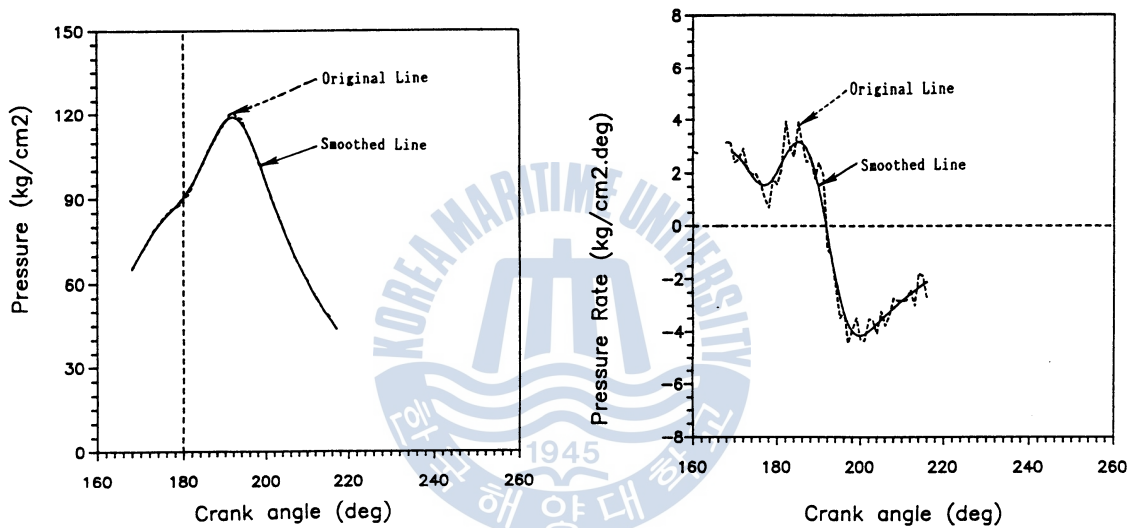


Fig 3. (a) Smoothed Pressure Diagram of Engine 'A' by Least Square Method

Fig 3. (b) Smoothed Pressure Change Rate Diagram of Engine 'A' by Least Square

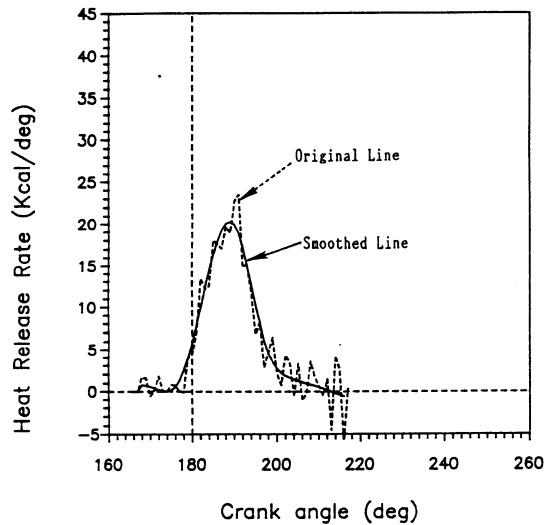


Fig 3. (c) Smoothed Heat Release Rate Diagram of Engine 'A' by Least Square Method

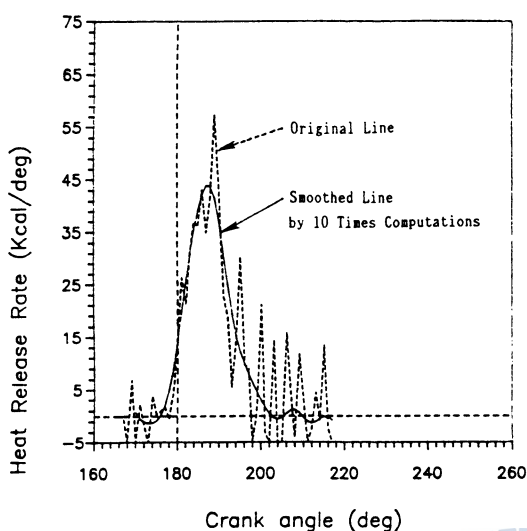


Fig 4. (a) Comparison between Unsmoothed and Smoothed Heat Release Rate by 10 Times Computations of LSM for Engine 'B'

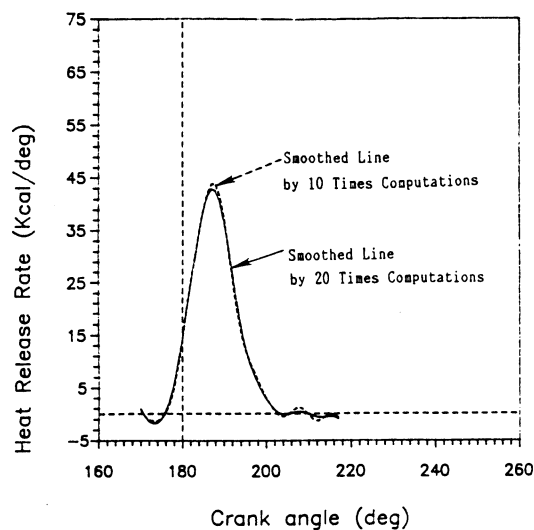


Fig 4. (b) Comparison of Smoothed Heat Release Rate between 10 Times and 20 times Computations of LSM for Engine 'B'

최소자승법의 반복계산 횟수에 따라서 실험결과치는 다르게 나타나며 Fig. 3은 A기관에 대하여 10회 반복한 결과이고 Fig. 4는 B기관의 열발생율을 10회, 20회 반복한 선도를 비교한 것이다.

Fig. 4에서 보인 바와 같이 최소자승법의 반복계산횟수를 증가시키에 따라 선도의 기복은 완만해 지나 정점의 위치 및 선도자체가 점차 TDC전방향으로 이동하는 경향이 있으며, 또한 정점의 높이도 낮아지기 때문에 실제와 다른 결과를 나타낼 우려가 있다.

본 논문에서 검토한 바에 의하면 최소자승법의 반복계산 횟수를 10회정도 실시한 결과가 실측치에 의한 결과와 매우 근사함을 알 수 있었으므로 실제에 있어서도 이 방법에 의한 개략적인 고찰에는 무리가 없다고 생각된다.

### 3. 3 고 찰

연소현상의 보다 실제적이고 상세한 고찰을 위하여 실제로 측정된 실린더내 압력변화를 전산프로그램의 입력치로 취하고, 제작사가 다른 B, C기관을 비교 검토하였다.

Fig.5, 및 Fig. 6는 B, C기관의 해석결과를 나타낸다. B기관의 압력상승률의 최대치는  $4\text{kg/cm}^2 \cdot \text{deg}$ 정도인데 반해 C기관의 경우는  $6\text{kg/cm}^2 \cdot \text{deg}$ 정도이며 압력상승 시작시기는 C기관이 늦지만 급격한 압력상승후 압력강하율은 B기관의 경우보다 오히려 적은 값을 보여준다.

Fig. 5(b)와 Fig. 6(b)로부터 B기관의 착화점이 빠르며 상대적으로 일찍 연소가 완료되며 착화점에서 정점까지의 기울기는 B기관보다 C기관이 더 큰것을 알 수 있다. 착화점에서 정점까지의 도달 각도는 C기관이 짧으나 연소기간은 더 길다.

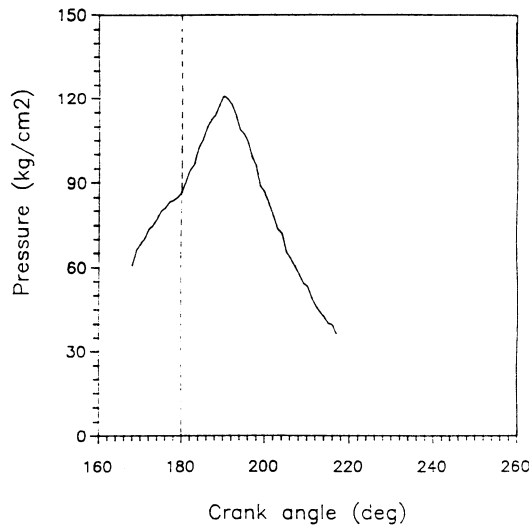


Fig 5. (a) Pressure Diagram of Engine 'B'

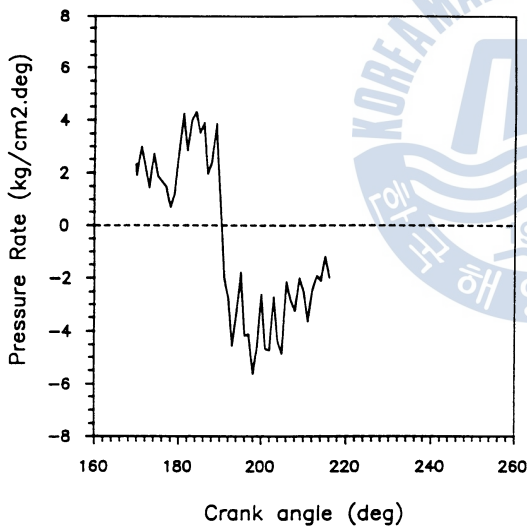


Fig 5. (b) Pressure Change Rate Diagram of Engine 'B'

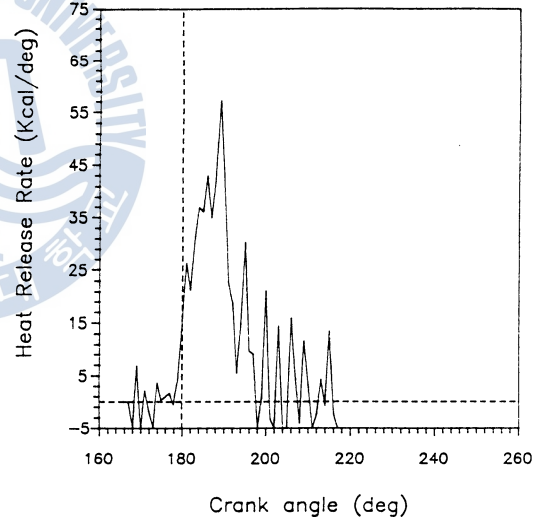


Fig 5. (c) Heat Release Rate Diagram of Engine 'B'

즉, 첫 정점까지의 양을 예혼합 연소량으로 생각하면 예혼합 연소량은 많지만 제어연소기의 후반기에까지 연소가 진행되고 있다.

Fig. 5(c)와 Fig. 6(c)에서 열발생량 선도로부터 연소기간, 연료의 분사량 등을 알 수 있으며 이로부터 연소기간은 B기관이 짧고 연료의 분사량은 C기관이 더 많음을 보여주고 있다.

A기관의 경우와 마찬가지로 Fig. 5와 Fig. 6에서도 열발생율이 최대로 된 다음 크랭크 각도 2-3도 후에 실린더내의 압력이 최대로 되며 실린더내 가스온도의 최대치는 그보다 10도 정도 더 늦게 나타난다. 이 기간을 지나는 동안 연소실 구성부위는 기계적 응력에 더하여 열응력을 부가받게 된다.

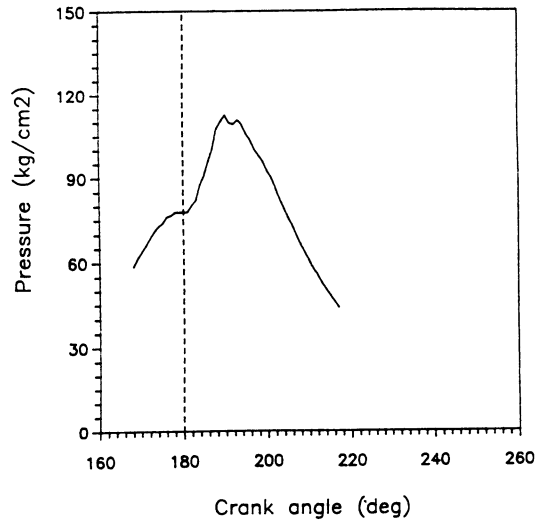


Fig 6. (a) Pressure Diagram of Engine 'C'

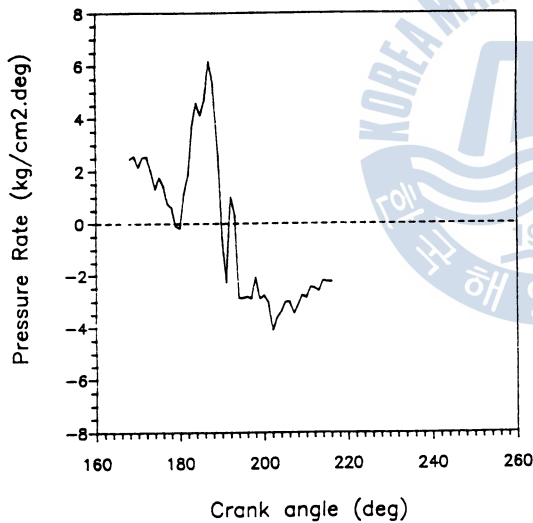


Fig 6. (b) Pressure Change Rate Diagram of Engine 'C'

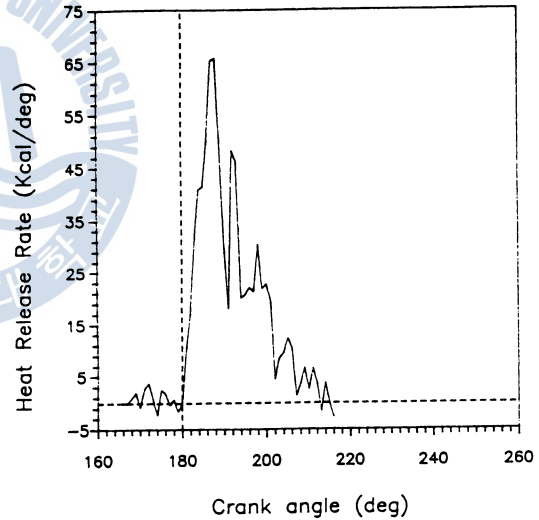


Fig 6. (c) Heat Release Rate Diagram of Engine 'C'

실린더 최고압력은 연소실을 구성하고 있는 주요 부분품 특히, 실린더 라이너의 기계적 강도에 크게 영향을 미치고 최근에 도입된 배기가스 동력전환장치(Turbo Compound System)가 장착된 기관의 동력 전환점 통과시 또는 연료소모량 절감을 위한 실린더 최고압력 조절장치 등 실린더 최고압력에 민감한 장치들이 그 적절한 작동을 실패할 경우 실린더내 최고압력은 심하게 상승하게 되어 연소실 구성부품의 내구성을 더욱 악화시키게 된다.

B기관은 C기관 보다 착화점이 2도정도 빠르고 연소기간의 짧으며 따라서 Table.1의 연료소비율로도 알 수 있는 바와 같이 비교적 효율적인 연소를 함에 반해, 실린더 최고압력 조절장치의 적절한

작동이 실패할 경우 실린더 최고압력이 심하게 상승할 우려가 있다고 생각된다. 그러나 C기관은 B기관에 비해 예혼합 연소량이 많지만 착화시기가 늦고 제어연소기 후반에서도 연소를 계속하게 함으로써 실린더 최고압력의 과대한상승위험을 피하고자 하고 있는 것으로 사료된다.

#### 4. 결 론

본 연구에서 대형 저속 2행정사이클 과급디젤기관의 연소현상을 해석할 수 있는 기법을 정립하였으며 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

1) 실린더내 압력변화를 측정함으로써 실제 운전중인 대형 저속 2행정사이클 과급디젤기관의 연소해석이 가능하였다.

2) 일반적으로 열발생율은 실린더내 압력의 제한등의 의하여 열효율뿐 만 아니라 기관에 미치는 응력 등을 고려하여 설계하고 있음을 알았다.

3) 대형 저속 2행정사이클 과급디젤기관의 주종을 이루고 있는 선박용기관에 있어서 연소해석용 전산프로그램을 개발하였다.

향후 대상기관의 출력이 동일 한점에서 또한 동일 기관의 부하별 압력측정을 통하여 연소형태를 조사하고 연소실 구성부품에 실제로 미치는 기계적 응력을 분석하여 바람직한 연소형태를 구하는 연구가 계속되어야 할 것으로 사료된다.

1945  
참고문헌

1. 전효중, "박용내연강의", 한국해양대학, 해사도서출판부, 1980, pp. 110.
2. B.M.Grimm and R.t.Johnson, "Review of Simple Heat Release Computations", SAE Paper 900445, 1990, pp. 11,12.
3. S.D.Haddad and N.Watson, "Principles and Performance in Diesel Engineering", Ellis Horwood Limited, 1984, pp. 30~33.
4. K.Zinner, "Supercharging of Internal Combustion Engines", Springer-Verlag, 1978, pp. 44.
5. 串山正, 戸田信昭, 大山武彦, "排氣ターボ過給ディーゼル機關の過給性能計算法について" 日本機械學會論文集, 第31卷, 第230號, 1965, pp. 1539.

