

<論 文>

디젤機關 燃燒特性的 熱力學的 解析에 관한 研究

李 昌 植\*

(1985年 12月 7日 接受)

A Study on the Thermodynamic Analysis of Combustion Characteristics of Diesel Engine

Chang Sik Lee

Key Words: Combustion Characteristics(燃燒特性), Diesel Engine Combustion(디젤機關燃燒), Combustion Pressure(燃燒壓力), Heat-Release Rate(熱發生率), Frequency Distribution(頻度分布)

Abstract

This paper presents the results of investigation, the aim of which was to predict theoretically the processes of thermodynamic cycle of M-combustion chamber type diesel engine.

The combustion characteristics in cylinder are evaluated from the energy equation for an thermodynamic system in engine cylinder. In order to predict the combustion pressure in cylinder, the engine is divided in various control volumes.

The simulation results of combustion characteristics show that the comparison of computed and measured values brings about the good coincidence.

記 號 說 明

BTC : 上死點前

$C_0, C_1, C_2, C_3, C_4, C_5$  : 常數

$C_m$  : 피스톤 平均速度

$F$  : 面積

$h$  : 비엔탈피

$h_{f0}$  : 실린더內에 噴射된 燃料의 初期엔탈피

$H_u$  : 低發熱量

$L_{min}$  : 理論空氣量

$l$  : 커벡팅 로드의 길이

$m$  : 質量

$m_{a0}$  : 燃燒前 실린더內의 新氣重量

$m_f$  : 燃料의 質量

$P$  : 가스 壓力

$Q$  : 熱量

$Q_b$  : 燃燒에 의한 發生熱

$Q_c$  : 冷却熱量

$Q_f$  : 摩擦에 의한 放熱量

\* 正會員, 漢陽大學校 工科大学 機械工學科

- R : 가스定數
- r : 크랭크半徑 또는 燃空比
- r<sub>fs</sub> : 燃空比
- r<sub>fas</sub> : 理論燃空比
- T : 溫度
- T<sub>g</sub> : 가스溫度
- T<sub>c</sub> : 冷却水溫度
- u : 比內部에너지
- V : 體積
- $\bar{V}$  : 速度
- V<sub>c</sub> : 틸새 體積
- V<sub>s</sub> : 行程體積

그리스 文字

- $\alpha_x$  : 실린더內 가스의 熱傳達係數
- $\beta$  : 커넥팅 로드와 실린더 中心線사이의 角
- $\gamma$  : 燃燒特性指數
- $\epsilon$  : 壓縮比
- $\kappa$  : 比熱比
- $\lambda$  : 當量比
- $\mu$  : 流量係數
- $\xi$  : 空氣過剩率
- $\tau$  : 時間
- $\varphi$  : 크랭크角
- $\varphi_z$  : 燃燒期間
- $\varphi_i$  : 噴射時期

1. 序 論

디젤機關은 壓縮空氣中에 燃料을 噴射하여 燃燒시키는 熱機關이므로 機關의 性能은 실린더內의 燃燒特性에 따라 크게 變化한다.

디젤機關의 燃燒特性에 關한 研究動向을 살펴보면 주로 機關의 指壓線圖로부터 실린더內의 壓力을 採取하고, 이 壓力을 基礎로 하여 燃燒特性值를 求하는 方法을 取하고 있다. 그러나 最近에는 컴퓨터를 應用한 燃燒解析裝置의 開發<sup>(1,2)</sup>에 따라서 보다 信賴度가 높고 多樣한 資料를 얻을 수 있게 되었다.

디젤機關의 燃燒特性에 關한 研究는 熱發生率과 機關性能에 미치는 吸氣條件의 影響에 關한 研究<sup>(3)</sup>를 비롯하여, 窒素酸化物의 低減, 騒音低減과 熱效率의 向上을 위한 研究<sup>(4-6)</sup>, 燃料의 噴射率과 熱發生率 및 Wiebe의 燃燒函數에 關한 研究<sup>(7-10)</sup> 등 많은 研究가 發表되어 있다. 그러나 機關의 사이클은 極히 짧은 時間에 이루어지고, 또한 燃燒現象을 隨伴하므로 一般의 인 定常燃燒器에 比較하면 매우 複雜하다. 그러므로

燃燒過程에 對하여는 많은 假定下에 理論的 研究가 이루어졌으며 또 實驗的으로도 特定條件下에서 研究되어야 하므로 實際의 機關에서는 그 作動條件이 實驗條件과 다르고, 理論解析도 實驗과 一致하지 않는 點이 많다.

특히, 機關의 燃燒特性은 실린더內의 가스壓力, 壓力上昇率, 最高壓力과 이들로부터 求한 溫度, 熱發生率과 頻度分布 등으로 表示되나 이들 값은 燃料의 性質, 吸氣條件, 冷却, 放熱量, 壓縮比 등 各種 因子의 影響을 받는다. 그러므로 機關의 燃燒特性을 밝히기 위하여는 燃燒狀態를 理論的으로 計算하고, 燃燒特性因子의 影響을 糾明하는 것이 무엇보다 重要하다. 따라서 本研究에서는 디젤機關의 燃燒特性에 關한 研究의 一環으로 실린더內 가스의 燃燒特性值計算에 基礎가 되는 실린더內의 壓力을 求하고, 壓力上昇率과 熱發生率을 實驗値와 比較檢討하고, 실린더內의 最高壓力 및 壓力上昇率의 出現頻度分布를 求하였다.

2. 機關의 燃燒特性解析

2.1 실린더內 가스의 熱力學的 過程解析<sup>(11)</sup>

실린더內 가스의 熱力學的 過程의 解析을 簡單히 하기 위하여 다음과 같은 假定을 한다.

- (1) 실린더內의 가스는 均一相으로 取扱한다.
- (2) 실린더內의 가스는 半完全가스로 한다.
- (3) 未然가스內에서는 化學反應이 일어나지 않는다.
- (4) 燃燒率은 Wiebe의 函數<sup>(12)</sup>에 따른다.

以上과 같은 假定下에 Fig. 1과 같은 熱力學的의 시스템에서 吸·排氣를 考慮한 실린더內의 가스에 對한 에너지式을 適用하면

$$\frac{dQ}{d\varphi} = \frac{d(mu)}{d\varphi} + P \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dm_o}{d\varphi} \left( h_o + \frac{\bar{V}_o^2}{2} \right) - \frac{dm_i}{d\varphi} \left( h_i + \frac{\bar{V}_i^2}{2} \right) \quad (1)$$

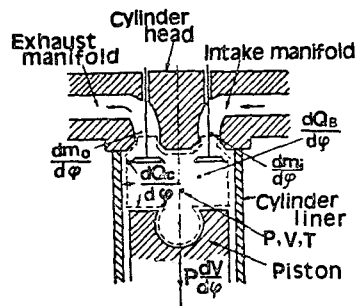


Fig. 1 Thermodynamic system of engine

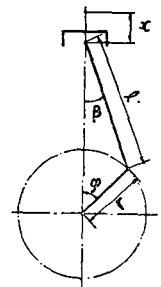


Fig. 2 Piston-crank mechanism

로 表示된다. 여기서  $\bar{V}$ 는 吸氣 및 排氣밸브를 出入하는 氣의 速度,  $\frac{dQ}{d\phi}$ 는 실린더內의 熱發生率이다.

한편 左邊  $\frac{dQ}{d\phi}$ 는

$$\frac{dQ}{d\phi} = \frac{dQ_B}{d\phi} + h_{f_0} \frac{dm_f}{d\phi} - \frac{dQ_C}{d\phi} - \frac{dQ_F}{d\phi} \quad (2)$$

가 된다. 여기서  $\frac{dQ_B}{d\phi}$ 는 燃燒率,  $h_{f_0} \frac{dm_f}{d\phi}$ 는 噴射燃料이 갖고 있는 엔탈피變率이고,  $\frac{dQ_C}{d\phi}$ 는 機關실린더의 放熱率,  $\frac{dQ_F}{d\phi}$ 는 摩擦에 의한 放熱率이다. 이 式의 右邊 第2項은 작으므로 無視하면

$$\frac{dQ}{d\phi} = \frac{dQ_B}{d\phi} - \frac{dQ_C}{d\phi} - \frac{dQ_F}{d\phi} \quad (3)$$

로 表示된다. 또 內部에너지  $u$ 를 溫度  $T$ 와 當量比  $\lambda$ 의 函數로 생각하면<sup>(13)</sup>

$$u = u(T, \lambda) \quad (4)$$

가 된다.

한편 式 (3), (4)를 利用하여 式 (1)을 다시 쓰면 다음 式으로 表示된다.

$$\begin{aligned} \frac{dT}{d\phi} = & \left\{ \frac{dQ_B}{d\phi} - \frac{dQ_C}{d\phi} - \frac{dQ_F}{d\phi} - m \frac{RT}{V} \cdot \frac{dV}{d\phi} \right. \\ & - m \left( \frac{\partial u}{\partial \lambda} \right)_T \frac{d\lambda}{d\phi} - u \frac{dm}{d\phi} + \frac{dm_i}{d\phi} \left( h_i + \frac{\bar{V}_i^2}{2} \right) \\ & \left. - \frac{dm_o}{d\phi} \left( h_o + \frac{\bar{V}_o^2}{2} \right) \right\} \frac{1}{m \left( \frac{\partial u}{\partial T} \right)_\lambda} \end{aligned} \quad (5)$$

式 (5)와 氣의 特性式으로부터 실린더內의 氣溫도와 壓力을 求할 수 있다.

(1) 실린더內의 燃燒率

실린더內로 供給되는 燃料의 燃燒熱量  $Q_B$ 는 Wiebe의 燃燒函數<sup>(13)</sup>에 의하여 다음과 같이 表示된다.

$$Q_B = \frac{m_{a_0} H_u}{\xi L_{\min}} \left\{ 1 - \exp \left[ -6.9 \left( \frac{\phi}{\phi_z} \right)^{r+1} \right] \right\} \quad (6)$$

式 (6)으로부터 燃燒率  $\frac{dQ_B}{d\phi}$ 는

$$\begin{aligned} \frac{dQ_B}{d\phi} = & 6.9 \frac{m_{a_0} H_u}{\xi L_{\min}} (\gamma + 1) \left( \frac{\phi}{\phi_z} \right)^r \frac{1}{\phi_z} \\ & \exp \left\{ -6.9 \left( \frac{\phi}{\phi_z} \right)^{r+1} \right\} \end{aligned} \quad (7)$$

로 된다.

(2) 실린더의 冷却放熱率

실린더內의 氣로부터 冷却水로의 瞬間放熱率  $\frac{dQ_C}{d\phi}$ 는 다음 式으로 表示된다.

$$\frac{dQ_C}{d\phi} = \sum_{i=1}^n \alpha_i F_i (T_s - T_i) \frac{d\tau}{d\phi} \quad (8)$$

여기서, 熱傳達係數  $\alpha_i$ 는 Eichelberg의 式을 使用

한다.

$$\alpha_i = 1.62473 \times 10^{-6} \sqrt{P T_s} \cdot \sqrt[3]{C_n} \quad (9)$$

式 (9)에서  $P$ 는 壓力(kg/m<sup>2</sup>),  $T_s$ 는 氣溫(K),  $C_n$ 은 피스톤平均速度(m/h)이다.

(3) 실린더內로 流入·流出하는 氣의 質量變率 실린더內로 流入·流出하는 質量變率  $\frac{dm}{d\phi}$ 는 다음 式으로 表示된다.

$$\frac{dm}{d\phi} = \frac{dm_i}{d\phi} - \frac{dm_o}{d\phi} + \frac{dm_f}{d\phi} \quad (10)$$

실린더의 吸·排氣밸브를 通하여 吸入 또는 排出되는 氣의 質量變率  $\frac{dm_i}{d\phi}$  또는  $\frac{dm_o}{d\phi}$ 는 다음 式으로 求한다.

$$\frac{dm_{i,o}}{d\phi} = \frac{\mu F P_1}{\sqrt{R T_1}} \cdot \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left[ \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \cdot \frac{d\tau}{d\phi} \quad (11)$$

또 실린더內 氣의 比熱比  $\kappa$ 는 半完全氣로 생각하여 溫度와 當量比  $\lambda$ 의 函數로 나타낸 Reischer의 式<sup>(15)</sup>을 使用하면

$$\begin{aligned} \kappa = & C_0 + C_1 \frac{T}{1000} + C_2 \left( \frac{T}{1000} \right)^2 + C_3 \left( \frac{T}{1000} \right)^3 \\ & + C_4 \lambda + C_5 \lambda \frac{T}{1000} \end{aligned} \quad (12)$$

한편, 실린더內의 氣의 氣定數  $R$ 은 다음 式<sup>(16)</sup>으로 求한다.

$$R = 0.287 + 0.002\lambda \quad (4)$$

(4) 실린더內의 體積變率

크랭크角  $\phi$ 와 실린더體積  $V$ 와의 關係는 Fig. 2의 피스톤-크랭크機構로부터

$$\begin{aligned} V = & \left\{ 1 - \cos \phi + \frac{l}{r} \left( 1 - \sqrt{1 - \left( \frac{r}{l} \sin \phi \right)^2} \right) \right\} \\ & \times \frac{V_s}{2} + V_c \end{aligned} \quad (14)$$

가 된다. 따라서 실린더內의 體積變率은 다음 式으로 表示된다.

$$\frac{dV}{d\phi} = \left\{ \sin \phi + \frac{r}{2l} \cdot \frac{\sin 2\phi}{\sqrt{1 - \left( \frac{r}{l} \sin \phi \right)^2}} \times \frac{V_s}{2} \right\} \quad (15)$$

(5) 氣의 當量比

실린더內 氣의 當量比  $\lambda$ 는

$$\lambda = \frac{r_{f_0}}{r_{f_{as}}} = \frac{m_f}{(m - m_f) r_{f_{as}}} \quad (16)$$

로 된다. 式 (16)으로부터  $\frac{d\lambda}{d\phi}$ 를 求하면

$$\frac{d\lambda}{d\phi} = \frac{\lambda_{s1}}{m} \left( \frac{\lambda_{s1}}{r_{f_{as}}} \frac{dm_f}{d\phi} - \lambda \frac{dm}{d\phi} \right) \quad (17)$$

여기서  $\lambda_{s1}=1+r_{fs1}$  이다.

2.2 燃燒特性的 計算方法

실린더內的 燃燒特性은 式 (5)를 數值積分하여 가스의 溫度와 壓力을 計算한다. 計算은 機關사이클 過程에 對한 에너지式 (5)의 計算條件은 Table 1과 같다.

Table 1 Cyclic processes and constraint

Cyclic process	Constraint	$\phi$
Intake( $\phi_{ec} \sim \phi_{ic}$ )	$\frac{dQ_B}{d\phi} = 0, \frac{dm_f}{d\phi} = 0, \frac{dm_o}{d\phi} = 0$	$\phi_{ec} = 10^\circ \text{ ATC}$
Compression( $\phi_{ic} \sim \phi_{is}$ )	$\frac{dQ_B}{d\phi} = 0, \frac{dm}{d\phi} = 0, \frac{dm_f}{d\phi} = 0, \frac{d\lambda}{d\phi} = 0$ $\frac{dm_{i,0}}{d\phi} \left( h_{i,0} + \frac{\bar{V}_{i,0}^2}{2} \right) = 0$	$\phi_{ic} = 5^\circ \text{ BT C}$ $\phi_{eo} = 50^\circ \text{ ATC}$ $\phi_{io} = 15^\circ \text{ BTC}$
Combustion( $\phi_{is} \sim \phi_{eo}$ )	$\frac{dm}{d\phi} = \frac{dm_f}{d\phi}, \frac{dm_{i,0}}{d\phi} \left( h_{i,0} + \frac{\bar{V}_{i,0}^2}{2} \right) = 0$ $\frac{d\lambda}{d\phi} = \frac{\lambda_{s1}}{mr_{fs1}} \cdot \frac{dm_f}{d\phi}$	$i : \text{IV}$ $e : \text{EV}$ $c : \text{closed}$
Exhaust( $\phi_{eo} \sim \phi_{io}$ )	$\frac{dm_f}{d\phi} = 0, \frac{d\lambda}{d\phi} = 0, \frac{dm_i}{d\phi} \left( h_i + \frac{\bar{V}_i^2}{2} \right) = 0$	$o : \text{open}$

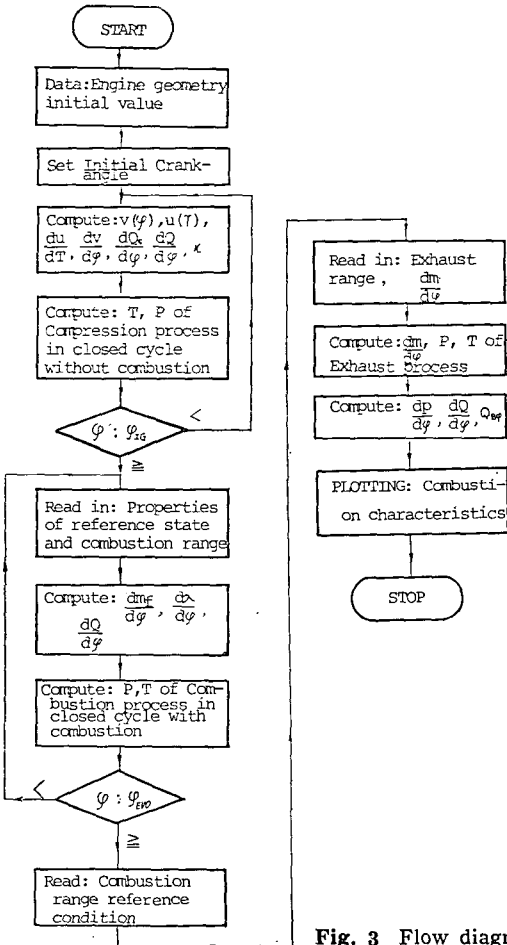


Fig. 3 Flow diagram

또 計算에서 가스의 内部에너지는 Krieger와 Bor-man의 式 (16)을 使用하여 計算하였다.

式 (5)로부터 가스 的 溫度와 壓力을 求하고 이들 狀態值로부터 가스 的 壓力上昇率  $\frac{dP}{d\phi}$ , 熱發生率  $\frac{dQ}{d\phi}$  燃燒量  $Q_B$  등을 計算하였다. 이 때 에너지式에 關한 微分方程式은 Runge-Kutta法을 使用하여 計算하였다.

Fig. 3은 燃燒特性的 計算프로그램의 흐름圖를 圖示한 것이다.

3. 實驗裝置 및 實驗方法

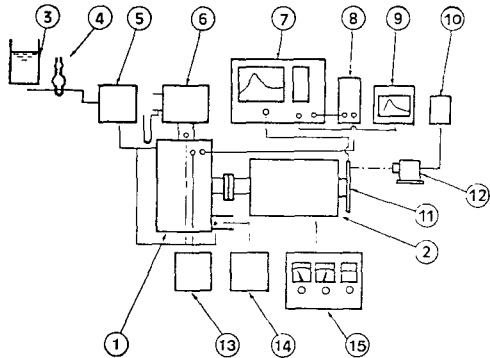
3.1 實驗機關

實驗에 使用한 機關은 4行程사이클 直接噴射式機關으로서 그 主要諸元은 Table 2와 같다.

Table 2 Specifications of test engine

Type	4 cycle vertical diesel engine
Bore × stroke	110 × 150mm
Number of cylinder	1
Piston displacement	$1.424 \times 10^{-3} \text{ m}^3$
Compression ratio	17.4
Injection pressure	20000kPa

機關의 燃燒室은 피스톤 헤드部에 球形燃燒室을 갖



① Diesel engine, ② Dynamometer, ③ Fuel tank, ④ Fuel burette, ⑤ Fuel flow meter, ⑥ Surge tank, ⑦ Combustion analyzer, ⑧ Charge amplifier, ⑨ Graphic printer, ⑩ Power supply, ⑪ Crank angle detector, ⑫ Light projector, ⑬ Multichannel digital thermometer, ⑭ Exhaust gas analyzer, ⑮ Dynamometer controller

Fig. 4 Schematic diagram of experimental apparatus

는 M 燃焼室式이다.

### 3.2 實驗裝置 및 方法

Fig. 4는 實驗裝置의 系統圖를 圖示한 것이다. 機關의 壓力變化는 壓力變換器(Kistler, 601 A SN160793)로부터의 壓力信號 및 타이밍 샘플링 펄스信號가 入力되는 燃焼解析裝置(小野測器, CB-366)와 그래픽 프린터에 의하여 計測記錄하였다.

機關의 壓力信號는 入力앰플리파이에 의하여 適正한 電壓레인지로 變換하여 A/D 變換器를 거쳐 燃焼解析裝置에 入力되어 실린더內의 壓力, 壓力上昇率, 熱發生率 및 燃焼特性值의 頻度分布를 分析計算하였다.

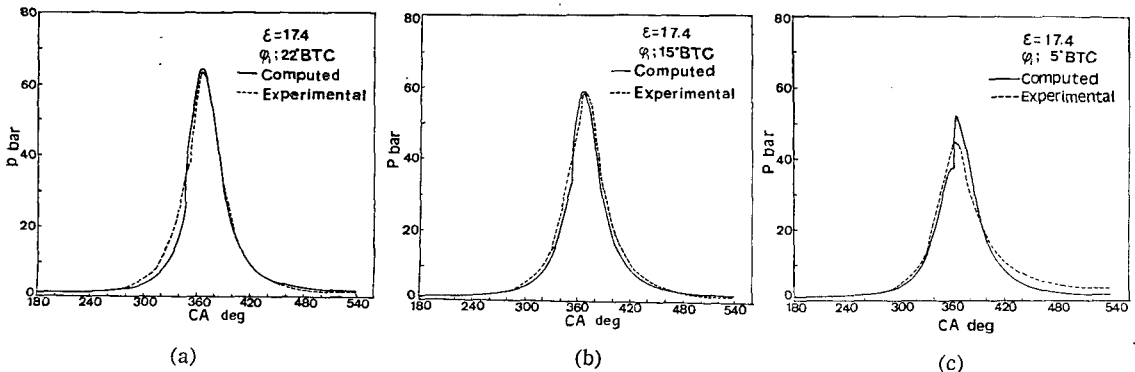


Fig. 5 Comparison of computed and experimental cylinder pressure

크랭크角度的 펄스는 投光器와 포토트랜지스터에 의하여 檢出하였다.

機關의 動力吸收는 渦電流式電氣動力計를 使用하였고, 吸·排氣가스의 溫度와 冷却水溫度는 多點溫度記錄計를 使用하여 記錄하였다.

燃料는 低發熱量 43124 kJ/kg, 比重 0.83인 自動車用輕油를 使用하였다.

## 4. 結果 및 考察

### 4.1 실린더의 燃焼壓力, 熱發生率

실린더內의 가스에 에너지式을 適用하여 計算으로부터 求한 壓力과 크랭크角線圖를 Fig. 5(a), (b), (c)에 나타내었다. 여기서  $\phi_2$ 는  $70^\circ$ , 着火遲延期間은  $8^\circ$ 로 하였다. 이들 線圖에서 實線은 理論計算值이고, 點線은 實驗值를 나타낸 것이다. 실린더內 가스壓力의 理論值와 實驗值는 比較的 잘 一致하는 結果를 얻었다. 이들 線圖에서 보는 바와 같이 燃料의 噴射時期를 上死點前  $5^\circ$ 로 遲延시킨 경우 실린더內의 壓力은 噴射時期를 빠르게 한 경우에 比하여 약간의 差異를 보였으나 그 變化傾向은 대체로 同一한 結果를 가져왔다. 이와같이 噴射時期를 上死點前으로 遲延시킨 경우 計算值와 實驗值의 差異가 생기는 것은 理論的으로는 연료가 분사된 후에 着火遲延期間을 지나서 急激한 燃焼가 이루어지지만 실제로는 燃焼가 시작되면서 곧 피스톤의 下向行程이 이루어지므로 이에 대한 影響을 크게 받기 때문인 것으로 생각된다.

Fig. 6의 (a), (b)는 冷却水溫度를 變化시켰을 경우의 실린더內의 가스壓力을 計算值와 實驗值에 對하여 比較한 것이다. 이들 線圖에서 보는 바와 같이 理論值와 實驗值는 대체로 잘 一致하는 結果를 얻었다.

Fig. 7은 燃料噴射時期를 上死點前  $22^\circ$ 로 한 경우

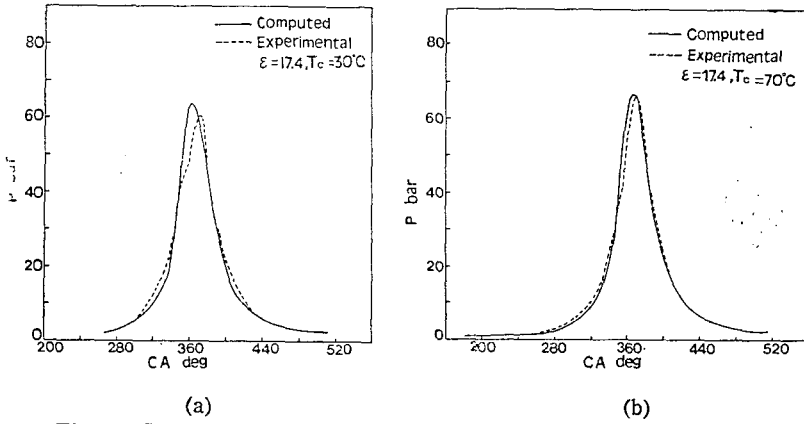


Fig. 6 Comparison of computed and experimental cylinder pressure

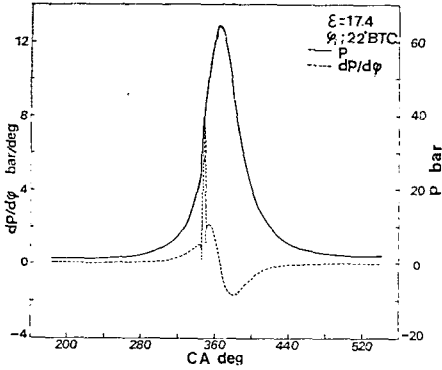


Fig. 7 Comparison of cylinder pressure and rate of pressure rise

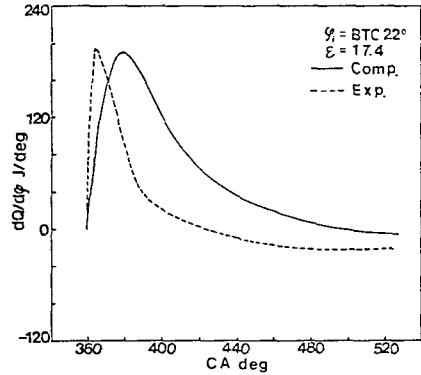


Fig. 8 Comparison of computed and experimental rate of heat release

의 실린더內의 가스壓력과 壓力上昇率의 計算値를 比較한 것이다.

이 線圖에서 보는 바와 같이 最高壓力的 發生位値는 上死點後 4°程度이며, 壓力上昇率의 最大値  $(\frac{dP}{d\phi})_{max}$  는 크랭크角으로 上死點前 13°附近에서 發生하였다. 最大壓力上昇率은 燃料噴射後 着火遲延時間을 지난 後 發生하였으며, 이와 같은 傾向은 着火遲延期間中에 蓄積된 燃料가 急激히 燃燒하는데 그 原因이 있는 것으로 생각된다. 이 때 壓力上昇率은 Stirling의 數值微分式을 利用하였다.

Fig. 8은 실린더內 가스의 熱發生率의 計算値와 實驗値를 圖示한 것이다. 이들 兩者의 값은 若干의 差는 있으나 그 傾向은 대체로 同一하며, 文獻<sup>(17)</sup>의 熱發生率의 傾向과도 같은 모양의 變化를 나타낸 것이다.

Fig. 9는 機關의 冷却水에 의한 放熱量  $Q_c$ 의 變化와 가스의 熱傳達係數  $\alpha_g$ 를 計算하여 나타낸 것이다.

熱傳達係數  $\alpha_g$ 는 上死點直後에 最大値를 보였으나 放熱量  $Q_c$ 는 크랭크角으로 440°前後에서 最大로 되었다 이와 같은 傾向은 실린더內 가스로부터 冷却水로의 傳

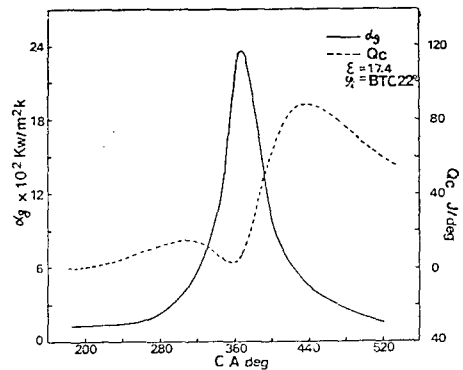


Fig. 9 Heat transfer coefficient and heat flux by cooling water

熱量  $Q_c$  가 冷却面積에 크게 影響을 받기 때문인 것으로 볼 수 있다.

Fig. 10 은 燃料의 噴射時期에 따른 실린더內 氣의 最高壓력을 計算値와 實驗値에 對하여 比較한 것이다. 이 線圖에서 보는 바와 같이 실린더內의 最高壓력은 噴射時期를 遲延시킴에 따라 低下하는 傾向을 나타내었다.

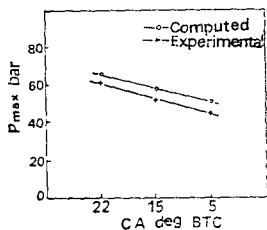


Fig. 10 Comparison of computed and experimental maximum pressure in cylinder

#### 4.2 燃焼特性値의 頻度分布

사이클過程中 실린더內의 最高壓력  $P_{max}$  와 壓力上昇率의 最大値  $(\frac{dP}{d\phi})_{max}$  의 出現頻度는 각각 500 사이의 샘플링 값을 燃焼解析裝置로 統計處理하여 求하였다.

Fig. 11 은 실린더內 氣의 最高壓력의 頻度分布 F.D. ( $P_{max}$ )와 最高壓力上昇率의 頻度分布 F.D. ( $\frac{dP}{d\phi}$ )를 圖示한 것이다.

이 頻度分布에서 보는 바와 같이 最高壓력의 出現頻度는 上死點으로부터 上死點後  $10^\circ$ 까지의 크랭크角範圍에 分布되었으며 그 最大頻度는 上死點後  $5\sim 6^\circ$ 의 區間에서 發生하였다. 이 區間內 頻度の 合은 47%를

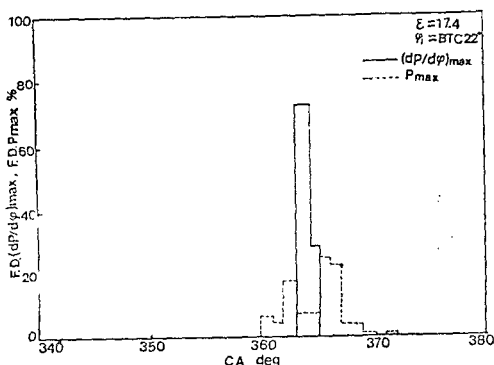


Fig. 11 Frequency distribution of maximum pressure and maximum rate of pressure rise in cylinder

나타내었다. 한편 실린더內 氣의 最大壓力上昇率  $(\frac{dP}{d\phi})_{max}$  의 頻度分布는 上死點後  $3\sim 5^\circ$ 의 範圍에 存在하며, 最大出現頻度も  $3\sim 4^\circ$ 의 範圍에서 나타났다.

Fig. 12, 13 은 실린더內 氣의 最大壓力  $P_{max}$  와 最大壓力上昇率  $(\frac{dP}{d\phi})_{max}$  의 頻度分布를 冷却水溫度變化에 對하여 比較한 것이다. 이들 線圖에서 알 수 있는 바와 같이  $P_{max}$  와  $(\frac{dP}{d\phi})_{max}$  의 頻度는 冷却水溫度가 높은 경우 頻度も 높고, 出現時間도 上死點直後의 位置에서 나타났다. 이와 같은 現象은 冷却水溫度가 低下하면 冷却水계정의 溫度도 低下하여 실린더內의 氣溫度와 壓力이 低下하는 것으로 볼 수 있다.

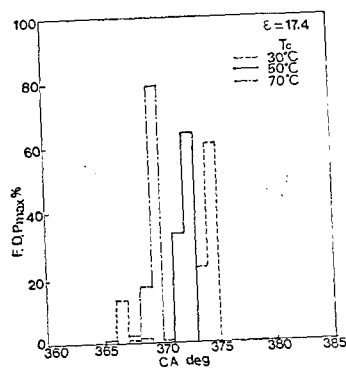


Fig. 12 Frequency distribution of maximum pressure

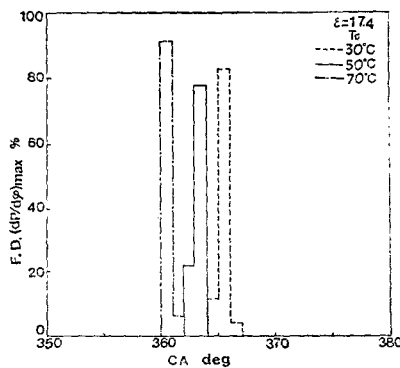


Fig. 13 Frequency distribution of maximum rate of pressure rise

## 5. 結 論

디젤기관 실린더內的 가스에 對한 熱力學的 사이클解析에 의하여 確立한 本研究의 解析을 通하여 求한 理論計算과 實驗으로부터 얻은 結論은 다음과 같다.

(1) 실린더內의 가스의 에너지式으로부터 理論적으로 求한 실린더內의 壓力은 實驗으로부터 求한 가스壓力과 잘 一致하는 結果를 얻었다.

(2) 熱發生率의 理論計算値와 實驗値를 比較하면 若干의 差異는 있으나 兩者의 變化의 傾向은 比較的 잘 一致한다.

(3) 실린더內 가스의 最大壓力의 頻度分布와 最大壓力 上昇率의 頻度分布를 比較하여 보면 兩者의 最大値의 發生範圍는 대체로 同一한 範圍에서 發生한다.

(4) 실린더內의 가스壓力은 冷却水溫度의 低下에 따라서 낮아지며, 이 때의 理論計算値와 實驗値는 잘 一致하는 結果를 얻었다.

(5) 실린더內의 가스最高壓力, 壓力上昇率의 最大値의 頻度分布는 冷却水溫度의 上昇에 따라서 增加하는 傾向을 갖는다.

## 후 기

본 연구에 있어서 실험과 자료 정리를 도와주신 이 기형씨에게 감사를 드립니다.

## 參 考 文 獻

- (1) 前田·佐々木: "CB-366 燃燒解析裝置의開發" 內燃機關, Vol. 20, No. 251, p. 20, 1981
- (2) 鄭完燮·吳在應·李昌植·趙珍鎬: "마이크로 컴퓨터를 利用한 燃燒解析裝置自動化에 關한 研究", 自動車工學會 學術講演 및 論文發表會 抄錄集, 1983. 11.
- (3) 宮本·村山·深沢: "低壓縮比ディーゼル機關에 關する 研究", 日本機械學會論文集, 第 41 卷, 第 344 號, p. 1254, 1975
- (4) 村山·塚原·宮本·森島: "ディーゼル機關における NO<sub>x</sub> 低減에 關する 研究", 自動車技術會論文集, No. 16, p. 30, 1978.

- (5) 村山: "低 NO<sub>x</sub>, 低·騒音, 低吐煙ならびに高効率なディーゼル機關を實現するために必要な燃燒率および燃料について", 內燃機關, Vol. 19, No. 235, p. 9, 1980
- (6) 村山·宮本·佐々木: "ディーゼル機關における NO 生成モデルに關する 研究", 日本機械學會論文集, 第 44 卷, 第 381 號, p. 1706, 1978
- (7) M. Meguerdichian and N. Watson; "Prediction of Mixture Formation and Heat Release in Diesel Engines", SAE paper 780225, 1978
- (8) K. Lange, "Berechnung von Druckverlauf and Wirkungsgrad im Verbrennungs motor", MTZ 30-9, p. 173, 1969
- (9) G. Woschni, "Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufs mittelschnell-laufender Diesel Motoren bei geänderten Betriebsbedingungen", MTZ 34-4, p. 106, 1973
- (10) 李盛魯·宮本登·村山正·盧相舞: "Wiebe의 燃燒函數에 의한 디젤機關의 燃燒斗 性能解析", 大韓機械學會論文集, 第 9 卷, 第 3 號, p. 353, 1985
- (11) 李昌植·李奇衡: "디젤機關의 熱力學的 過程시뮬레이션에 關한 研究", 大韓機械學會 春季學術大會 抄錄文集, 1985
- (12) Sitkei; "Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren", Springer Verlag, 1964
- (13) H. Möhlenkamp; "Zur Geauigkeit der Brenngesetzrechnung eines Dieselmotors mit nichtunterteiltem Brennraum", MTZ 37-7/8, p. 285, 1976
- (14) W. Pflaum; "Der Wärmeübergang bei Dieselmotoren mit und ohne Aufladung", MTZ, Jahrg. 22. Heft 3, p. 71, 1961
- (15) J. Reisacher; "Berechnung des Betriebsverhaltens von abgasturboaufgeladenen Diesel motoren unter geänderten Betriebsbedingungen", MTZ 27-10, p. 414, 1966
- (16) N. Watson and M.S. Janota; "Turbocharging Internal Combustion Engine", p. 530, Macmillian Press Ltd., 1982
- (17) H.D. Shroff and D. Hodgetts; "Simulation and Optimization of Thermodynamic Processes of Diesel Engine", SAE paper 740194, 1974