

4 -Stroke 디젤엔진의 性能豫測에 關한 研究
 - 熱發生 Model을 使用한 Cycle Simulation -
 (Study on Prediction of Four Stroke Diesel Engine Performance)
 - Cycle Simulation Using Heat Release Model -

吳泰植* · 吳世鍾** · 梁在信***
 (T. S. Oh, S. Z. Oh, J. S. Yang)

Abstract

It is well known to diesel engineers that the heat release pattern is one of the most important factors affecting engine performance. Thorough research in heat release pattern has materially helped the progress in high-speed diesel engine development. This paper is based on the research conducted at KAIST and Daewoo Heavy Industry last year. The purpose of this paper is to determine the heat release pattern in combustion chamber of MAN M type, the famous low-noise engine.

Thermodynamic cycle simulation was performed using Whitehouse-Way's heat release pattern with modified coefficients and Annand's heat transfer model. Instantaneous temperature and pressure of gas in cylinder could be determined by the numerical solution of simultaneous equation of mass conservation, equation of energy conservation, and state equation of ideal gas. Calculated results were compared with measured values in some details emphasizing upon the factors affecting rate of heat release.

The agreement was fairly good and revealed why M type should have lower burning velocity at the early part of combustion inspite of high injection rate. Additional results by parametric studies were given in relation to fuel injection conditions for further application to engine development.

Nomenclature

A	: area, m ²	g	: acceleration of gravity, m/sec ²
a	: coefficient of Annand's equation	H	: hydrogen
act	: coefficient of reaction rate equation, °K	k	: thermal conductivity, W/°K
b	: coefficient of Annand's equation	K _p	: coefficient of preparation rate equation, bars ^{-m}
C	: carbon	K _R	: coefficient of reaction rate equation, $\sqrt{°K}/\text{bars}$
c	: coefficient of Annand's equation	M	: number of mols, mol
D	: cylinder bore, m	m	: number of hydrogen atoms in equivalent hydrocarbon fuel
E	: internal energy, J		

* 正會員, 韓國科學技術院 機械·電子工學研究部 熱機械研究室 研究員

** 正會員, 韓國科學技術院 機械·電子工學研究部 熱機械研究室 室長

*** 正會員, 大宇重工業 "엔진事業本部" 本部長

m : coefficient of preparation and reaction rate equations
 M_I : mass of airflow through intake valve
 N : nitrogen
 N : engine rpm, rev/min
 n : number of carbon atoms in equivalent hydrocarbon fuel
 O : oxygen
 P : pressure in cylinder, N/m^2
 P_{me} : mean effective pressure, N/m^2
 P_o : pressure in intake manifold, N/m^2
 P_{O_2} : partial pressure of Oxygen, N/m^2
 PS : power output, PS
 Q : heat value, J
 R : characteristic gas constant, $J/kg \cdot ^\circ K$
 R_{mol} : universal gas constant, $J/kg\text{-mol} \cdot ^\circ K$
 Re_D : Reynolds number based on cylinder bore
 S : stroke, m
 $SM_i(\varphi)$: rate of fuel injected up to crankangle φ
 $SM_u(\varphi)$: rate of fuel unprepared at crankangle φ
 $SP(\varphi)$: preparation rate of fuel at crankangle φ
 $SR(\varphi)$: reaction rate of fuel at crankangle φ
 T : temperature in cylinder, $^\circ K$
 T_o : temperature in intake manifold, $^\circ K$
 u : polynomial coefficient of enthalpy
 V : volume in cylinder, m^3
 V_p : average piston speed, m/sec
 x : coefficient of preparation and reaction rate equation
 α : burning rate
 γ : ratio of specific heat
 δ : instantaneous average fuel film thickness at crankangle φ , mm
 δ^* : nondimensional fuel film thickness ($= \delta/\delta_T$)
 δ_T : total fuel-film thickness

η_{th} : indicated thermal efficiency, %
 μ : dynamic viscosity of air, $kg/m \cdot s$
 μ_i : friction coefficient through intake valve
 ρ : density of air, kg/m^3
 ρ' : density of particle, kg/m^3
 φ : crankangle, degree
 ψ_1 : shape function determining mass flow rate through intake valve

Subscripts

H : heat release
 i : number of time interval
 j : exponent of temperature
 k : component
 S : reference state
 T : total
 W : wall

1. 序 論

에너지危機와 環境汚染의 問題가 날로 심각해지고 있는 오늘날, 燃料消費와 排氣가스의 面에서 가솔린엔진에 對한 優秀性이 立證된 디젤엔진은 점점 그 領域을 넓혀서 乘用車用 엔진에의 應用도 可能하게 되었다. 따라서 디젤엔진의 設計와 改善에 있어서 엔진內에서 일어나는 燃燒에 關한 폭넓은 parametric-study가 先行되어야 하며, 이는 많은 時間과 經費를 要하는 實驗과 測定만으로는 限界가 있으며 이를 補完하기 위한 作動 cycle의 simulation이 必要하게 되었다.

1960년 Lyn의 研究¹⁾以後 各國의 수 많은 研究들이 이루어졌으며 이들 cycle-simulation의 基本的 立場은 時間의 變化에 따른 熱發生의 經過를 豫測하는 데 있다. 디젤엔진의 境遇 燃燒室內에 噴射된 燃料은 대단히 짧은 時間동안에 氣化하며 燃燒한다. 또한 燃燒室의 形態와 混合氣의 形成方式에 따라 그 樣相이 크게 달라지므로

實驗結果 얻어진 壓力曲線, 或은 熱發生 曲線으로부터 必要한 情報을 얻는 方式을 取해왔다.

1956년 Wiebe²⁾는 計算을 簡單히 하기 위하여 半實驗式을 使用하여 燃燒函數를 決定하는데 成功하였다. 그러나 이 關係式은 時間間을 獨立變數로 갖고 있으므로 디젤엔진의 境遇 噴射의 影響을 考慮할 수 없다. 또한 1962년 Lyn³⁾은 着火遲延의 概念을 導入하여 噴射된 燃料中에서 燃燒을 위하여 準備된 燃料에 對한 關係式을 얻음으로써 여러가지 運轉條件에서의 熱發生率의 豫測을 試圖하였으나, 化學反應速度와 燃料準備率 사이의 關係가 不確實하며 空氣燃料의 比가 燃燒過程에 미치는 影響에 對하여는 考慮되지 않았다. 따라서 豫測手段으로서의 엔진성능의 cycle 全體에서 發生되는 여러가지 mechanism들의 關係를 明白히 할 必要가 있으며, 特히 燃燒室內에서 일어나는 混合氣形成方式에 注目하여 燃料準備率과 反應速度에 影響을 미치는 因子들의 相互關連性을 設定하는 것이 重要하다고 생각된다. 1971년 Whitehouse와 Way의 研究⁴⁾에 따르면 이러한 問題點들은 酸素分壓을 考慮한 燃

料準備率과 反應速度式의 두가지 實驗的으로 決定된 表現을 使用함으로써 一部 補完될 수 있음을 보였다.

本 論文은 1955년 獨逸에서 開發되어 靜肅한 運轉으로 好評을 받고 있는 MAN-M形 燃燒室⁴⁾에 對하여 Whitehouse와 Way의 model을 適用하여 1 cycle 동안 실린더內에서 일어나는 壓力, 溫度의 變化를 計算하였고, 實際로 同一한 條件에서 測定된 結果와 比較하였으며 몇가지의 parametric-study가 이루어졌다. 또한 混合氣形成方式이 獨特한 M形 燃燒室에 適用할 수 있는 半實驗의 係數들이 얻어졌으며, 單一液滴 model에 基盤을 둔, Whitehouse와 Way에 의해 發表된 係數들과 比較 檢討함으로써 M形 燃燒室內의 燃料의 氣化速度에 關한 間接的 分析을 試圖하였다.

2. M形 燃燒法

M形 燃燒室은 Fig.1에 나타난 바와 같이 피스톤의 上部에 球形의 空間을 가지며 燃料의 噴射는 壁面에 接하는 方向으로 이루어진다.

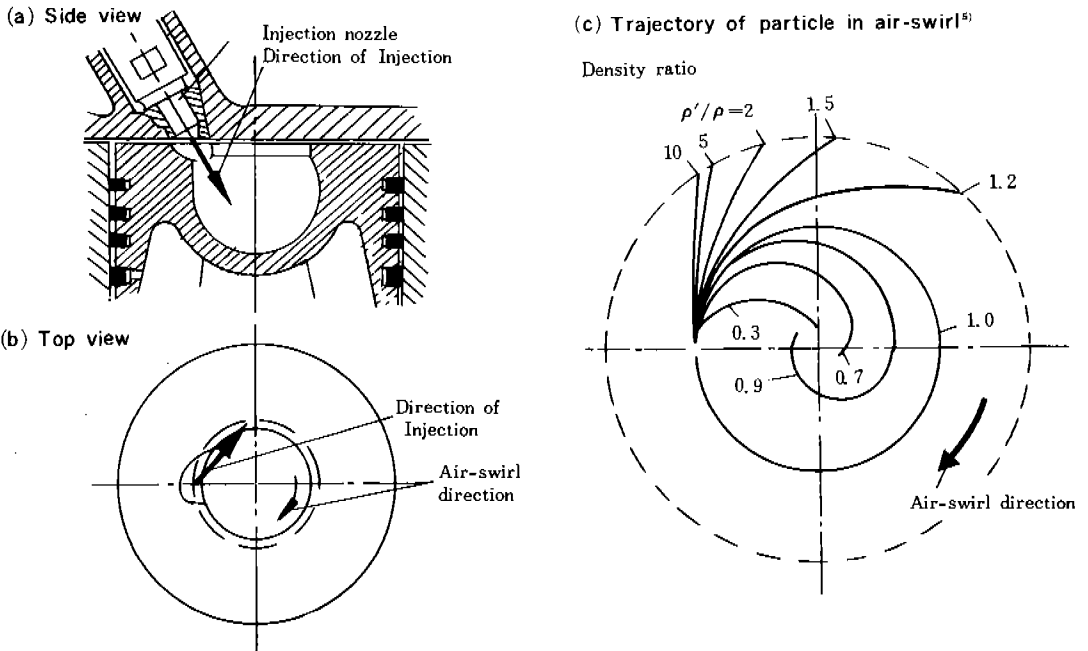


Fig. 1. MAN-M engine combustion chamber

Meurer⁴⁾에 의하면 噴射된 燃料의 約 95% 程度가 壁面上에 얇은 膜을 形成하며 強한 渦流의 影響으로 壁面을 따라 運動하며 氣化한다.

일단 燃燒가 始作되면 壁面近處에서 生成된 燃燒가스는 渦流에 의해 發生된 遠心力의 影響으로 燃燒室 中央으로 밀려나며 그 空間을 空氣가 채우게 되므로 燃燒가 促進된다. Fig. 1의 (c)는 potential 渦流를 假定했을 境遇 燃料粒子, 空氣, 그리고 燃燒가스粒子의 軌跡을 나타낸 것으로 燃料粒子의 境遇 $\rho'/\rho \approx 400$, 燃燒가스의 境遇 $\rho/\rho \approx 0.3$ 이다.⁵⁾ 따라서 M形 燃燒室에서의 燃料의 氣化는 거의 壁面上에서 이루어지며, 이는 普通 空氣流中에 燃料을 噴射하여 氣化시키는 方式과는 크게 다르다.

3. 사이클의 熱力學的 計算

3.1 모델의 設定과 假定

本 論文에서는 M形 燃燒室에서 일어나는 狀態量들의 變化를 調査하기 위하여 吸·排氣밸브가 닫힌 동안 다음과 같은 假定下에서 計算을 遂行하였다 (Fig. 2 參照).

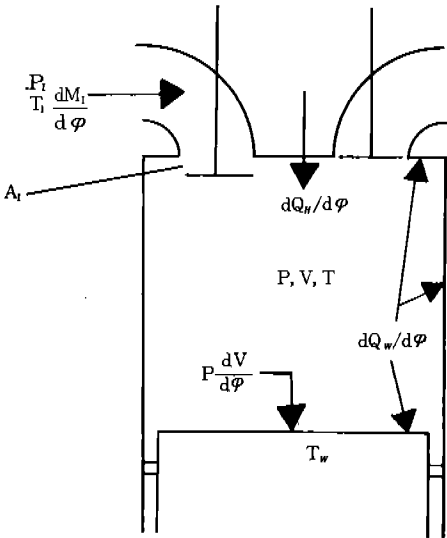


Fig. 2. Notation for the computation of the energy and mass balances for intake and combustion processes.

- (1) 燃燒室內的 作動流体는 理想氣體로 본다.
- (2) 燃料의 成分은 重量比의 %로 表示하였으며 炭素와 水素成分만으로서 이루어졌다고 본다.
- (3) 燃燒는 完全燃燒을 假定하며 熱解離와 NO_x의 生成은 다루지 않는다.
- (4) 燃燒室內的 狀態는 空間的으로 均一하다고 본다 (single zone model).

또한 吸入過程中에 실린더로 充填되는 空氣를 推定하기 위하여 吸入多發管에서 吸氣孔을 통하여 실린더로 流入되는 동안 空氣는 斷熱變化한다고 假定하여 計算한다.

3.2 吸入空氣量의 計算

3.1의 假定下에 燃燒過程과 分離하여 質量保存과 energy 保存의 法則으로부터 실린더內的 壓力와 溫度에 對한 다음의 2個의 微分 方程式을 얻을 수 있다.¹²⁾

$$\frac{dP}{d\phi} = \frac{\gamma}{V} \left(RT^* \frac{dM_1}{d\phi} - P \frac{dV}{d\phi} \right) \dots \dots \dots (1)$$

$$\frac{dT}{d\phi} = \frac{RT}{PV} \left\{ (\gamma T^* - T) \frac{dM_1}{d\phi} - (\gamma - 1) \frac{T}{V} \frac{dV}{d\phi} \right\} \dots \dots \dots (2)$$

여기서 T*는 吸氣弁의 上流側溫度로서 $dM_1/d\phi > 0$ 인 境遇에는 $T^* = T_1$, $dM_1/d\phi < 0$ 인 境遇 (逆流가 일어나는 境遇)에는 $T^* = T$ 로 假定한다.

斷熱變化를 假定한 $dM_1/d\phi$ 는 다음과 같이 表示된다.

$$\frac{dM_1}{d\phi} = \frac{A_1 \mu_1}{6N} \psi_1 (P_1, P) P_0 \sqrt{\frac{2g}{RT_0}} \dots \dots \dots (3)$$

여기서 $\psi_1 (P_1, P) = \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma - 1} \left[\left(\frac{P}{P_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P}{P_1} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right]}$;

$\left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} < \frac{P}{P_1} \leq 1$ 인 境遇

$$\psi_1 (P_1, P) = \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{1}{\gamma - 1}} \sqrt{\frac{\gamma}{\gamma + 1}};$$

$\frac{P}{P_1} \leq \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)$ 인 境遇

그리고 逆流가 일어나는 境遇 ($p/p_0 > 1$),

$$\frac{dM_1}{d\phi} = -\frac{A_1 \mu_1}{6N} \psi(P, P_1) P \sqrt{\frac{2g}{RT}} \dots\dots (4)$$

로 取하여 크랭크角을 前進시켜가며 各 순간의 溫度와 壓力을 求한 다음에 $dM_1/d\phi$ 를 計算하고 吸氣 valve 가 닫히는 時間까지 積分하여 실린더 內에 充塡된 空氣量을 算定하였다.

3.3 熱發生率 (Rate of Heat Release) 의 Model

熱發生의 豫測手段으로서 序論에서 指適한 바와 같이 Whitehouse 와 Way 의 model³⁾을 使用하였는데, 이 model 은 單一領域 (single zone) model *로서 여러가지 形態의 디젤엔진에 適用되어 認定받고 있으며 다음과 같이 表示된다.

$$SP(\phi) = K_p SM_i(\phi)^{(1-x)} SM_u(\phi)^x P_0^m \dots (5)$$

$$SR(\phi) = K_R \frac{P_0}{N\sqrt{T}} \exp\left(-\frac{act}{T}\right) \int [SP(\phi) - SR(\phi)] d\phi \dots\dots (6)$$

여기서 常數 x, m, act 에 對해서는, Whitehouse 와 Way 에 의해 發表된 값들이 燃燒方式에 關係없이 一定하므로, 주어진 값들을 그대로 使用하며 K_p 와 K_R 은 燃燒方式에 따라 크게 差異가 나며, 또한 M形 燃燒法에 對하여는 發表된 바 없으므로 測定結果 얻어진 壓力曲線과 熱發生率 曲線을 分析하여 適當한 값을 取하였다 (Table 1. 參照).

3.4 熱傳達量의 算定

實際 엔진실린더를 통한 熱損失量은 燃料發熱量의 約15% 크기이므로 無視할 수 없다. M形 燃燒室의 境遇 燃料의 早速한 氣化를 위하여 실린더壁面의 溫度를 約 330℃ 程度로 維持한다는 Meurer 의 報告⁴⁾를 利用하여, 計算上 壁面의 溫

度를 一定하게 取하였으며, 強制對流과 灰壁伏射를 假定한 Annand 의 經驗式⁵⁾을 使用하여 計算하였다.

$$\frac{dQ_w}{d\phi} = A_s \left[a \frac{k}{D} (Re_p)^b (T - T_w) + c (T^4 - T_w^4) \right] J/deg. \dots\dots (7)$$

여기서 a, b, c 는 實驗의 結果로 얻어지는 常數로서 Dorman엔진의 境遇 얻어진 값들을 使用하였다 (Table 1. 參照). k 는 空氣의 熱傳導係數로서 溫度에 따라 변하므로 Davies 와 Fisher 의 式⁶⁾을 써서 補正해준다.

$$k = \left[2.56 + \frac{7.3(T-327)}{1000} \right] \frac{1}{100} W/^{\circ}K \dots\dots (8)$$

그리고 Re_p 는 실린더直徑을 代表길이로 하는 Reynolds number 로서 다음과 같이 定義하였다.

$$Re_p = \frac{\rho V_p D}{\mu} \dots\dots (9)$$

여기서 V_p 는 平均피스톤速度이며, μ 는 空氣의 粘性係數로서 Surtherland 의 公式⁷⁾을 써서 補正한다.

$$\mu = \mu_s \frac{\left(\frac{T}{273}\right)^{\frac{3}{2}}}{T + 117} \dots\dots (10)$$

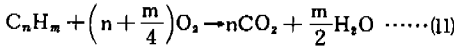
Table 1. Coefficients for Heat Release and Heat Transfer Modeling.

x	1	
m	0.01	Ref. (3)
act	1.5×10^4 °K	
K_p	0.0052 bars^{-m}	Present
K_R	$3.0 \times 10^2 \sqrt{K} / \text{bars}$	Study*
a	0.2	
b	0.7	Ref. (6)
c	$3.28 \times 10^{-8} J/\text{sm}^2 K^4$	

* 어느 時間에 있거나 실린더內의 溫度와 壓力이 均一하다고 假定함.

3.5 熱力學的 關係式

3.1에서 假定한 바와 같이 다음의 簡單한 燃燒反應을 考慮한다. 1 mol의 燃料에 對하여



任意的 時間에서의 種別 mol 數는 熱發生率 model 에 의해 燃料의 mol 數가 주어지면 自動的으로 決定된다. 各種別 内部에너지를 溫度의 多項式으로 表示된 enthalpy¹⁾로부터 구하면, 時間 i에서의 總内部에너지 E_i는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$E_i = \left[\sum_k M_{k,i} R_{mol} \left(\left(\sum_j u_{k,j} T_i^j \right) - T_i \right) \right] \\ = \left[\sum_k M_{k,i} R_{mol} \left(\left(\sum_j u_{k,j} T_0^j \right) - T_0 \right) \right] \dots\dots(12)$$

따라서 실린더内部를 control volume으로 取하는 境遇 熱力學的 第1法則과 狀態方程式을 聯立으로 풀어서 cylinder 内の 狀態量들을 計算할 수 있다. 任意的 時間 i에 있어서

$$氣體의 狀態方程式: P_i V_i = M_i R_{mol} T_i \dots\dots(13)$$

$$熱力學的 第1法則: dQ)_i - dW)_i = dE)_i \dots\dots(14)$$

$$여기서 \quad dQ)_i = dQ_w)_i + dQ_u)_i \\ \approx (Q_w)_{i+1} - (Q_w)_i + \alpha Q_r$$

$$\alpha = \begin{cases} 0 & : \text{着火前} \\ SR(\varphi_i) : SP(\varphi_i) > SR(\varphi_i) \text{인 境遇} \\ SP(\varphi_i) : SP(\varphi_i) < SR(\varphi_i) \text{인 境遇} \end{cases}$$

$$dW)_i \approx \left(\frac{P_i + P_{i+1}}{2} \right) (V_{i+1} - V_i)$$

이므로 式(13)과 (14)를 組合하면 P_i, T_i가 주어진 경우 T_{i+1} (或은 P_{i+1})을 未知數로 갖는 非線型 方程式풀이 되므로 逐次法을 써서 解를 求할 수 있다. 本 論文에서는 Newton-Rapson의 方法을 使用하였고 誤差의 限界는 0.01로 잡았다. 數值 計算은 크랭크角을 1°씩 前進시켜가며 遂行되었고 排氣 valve가 열리는 순간 멈추게 되며, 그 동안 計算된 量들을 利用하여 出力, 平均有效壓과 熱效率을 計算한다.

$$PS = \oint PdV \dots\dots(15)$$

$$P_{me} = PS / (V_{zvo} - V_{ivc}) \dots\dots(16)$$

$$\eta_{th} = - \frac{PS}{Q_r} \times 100 \dots\dots(17)$$

Cycle simulation의 全體的인 計算過程은 Fig. 3과 같으며 對象엔진의 諸元은 Table 2에 나타나 있다.

Table 2. Details of Engine Used in Experiment and Model Calculation.

Engine Type	T/C, Direct Injection, MAN-M
Bore	0.123 m
Stroke	0.150 m
Length of Connecting Rod	0.275 m
Compression Ratio	16.5
Operating Cycle	4 stroke ^s
Fuel Used	Diesel
Number of Cylinders	6

4. 計算結果

4.1 測定結果와의 比較

計算結果의 妥當性을 檢討하기 위하여 大宇重工業에서 測定된 壓力曲線과 比較하였다. Fig. 4는 1400, 1800 rpm에서의 比較인데, 最高爆發壓力의 發生時期와 크기는 거의 一致하고 있으며, 以後 壓力經過에 對해서도 最高 5 kg/cm² 程度의 差異를 가지며 그 傾向을 잘 豫測하고 있다. 燃燒過程中에 計算結果가 약간 크게 나타나는 것은 完全燃燒를 假定하고 熱解離를 考慮하지 않았기 때문으로 생각되며, 이러한 現象은 擴散燃燒過程中에서 두드러지게 나타나고 있다. 實驗結果에 잘맞는 K_p와 K_r의 값은 各各

$$K_p = 0.0052 \text{ bars}^{-m} \dots\dots(18)$$

$$K_r = 3 \times 10^9 \sqrt{K} / (\text{bar} \cdot \text{sec}) \dots\dots(19)$$

로 얻어졌다.

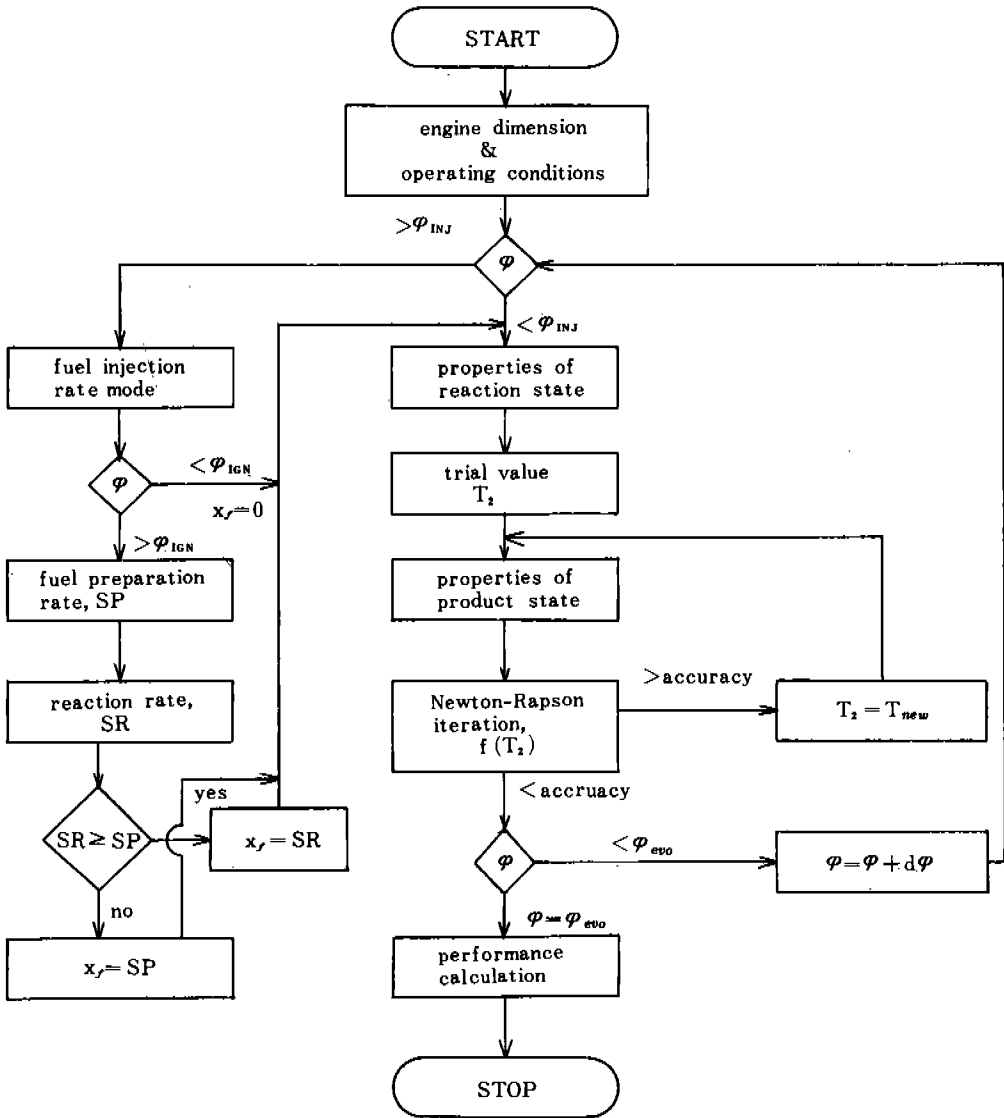


Fig. 3. Flow Diagram for Entire Calculation Procedure.

4-2 燃燒經過의 檢討

Fig. 5는 直四角形의 燃料噴射率이 주어졌을 境遇 無次元化된 平均燃料膜의 두께 δ^* , 燃燒率 α , 壓力 P의 變化를 計算한 것이다. 여기서 δ^* 는 燃料에 의하여 占有되는 실린더壁面의 面積이 一定하다고 假定하여,

$$\delta^* = \frac{\bar{\delta}}{\delta_r} \dots \dots \dots (20)$$

으로 定義하였다. δ^* 는 燃料噴射가 계속되는 동안 점점 增加하여 噴射終了附近에서 最大값을 가지며 擴散燃燒가 進行되는 동안 單調減少하는 傾向을 보이고 있으며 全体的으로 三角形을 形成

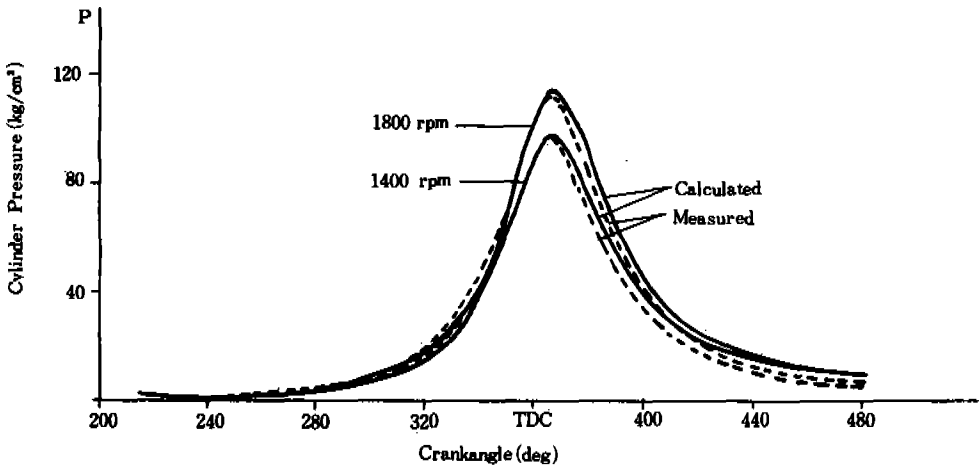


Fig. 4. Comparison of calculated and measured pressure at 1400 & 1800 rpm.

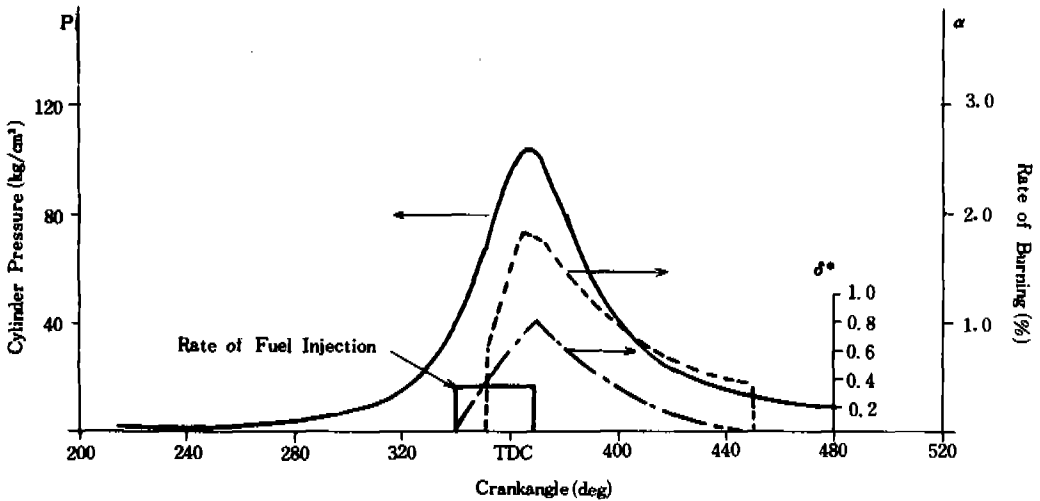


Fig. 5. Influence of fuel injection on average fuel film - thickness (δ^*), rate of burning (α), and pressure curves at 1400 rpm.

하고 있다. 이 결과는 Urlaub¹⁰⁾의測定結果와比較해보면 噴射直後 差異가 나는데 이 原因은 噴射된 燃料가 占有하는 面積이 어느 一定한 큰 값에 이르지 못함으로써 그 測定位置에서의 燃料膜두께가 平均值 δ^* 보다 크게 나타나는 것으로 생각된다. 即 燃焼初期에는 位置에 다른 燃料의 配分이 고르지 못하므로 實際 氣化되는 燃料의 量은, 壁面の 높은 温度에도 불구하고, 낮게 나타나고 있다. 計算된 燃焼率曲線에 나타난 結果를 보면 一般 空氣流中에 燃料噴射하는 燃

진에 比하여 燃焼初期의 豫混合 燃焼速度가 느림을 알 수 있으며 따라서 騒音이 적은 運轉이 可能한 것으로 생각된다. 全体的인 燃焼率曲線은 거의 三角形을 이루고 있으며, 이것은 Meurer¹¹⁾의 實驗結果에서 指適된 理想的인 三角形에 接近하고 있다. Whitehouse 와 Way³⁾에 의해 發表된 結果中에서 空氣流中에서의 氣化和 壁面을 이용한 氣化의 두가지를 함께 使用하는 Dorman 엔진의 境遇 燃焼初期에는 $K_p = 0.0115$, $K_R = 1.2 \times 10^{10}$ 로서 本 研究에서 얻어진 값들에 比하

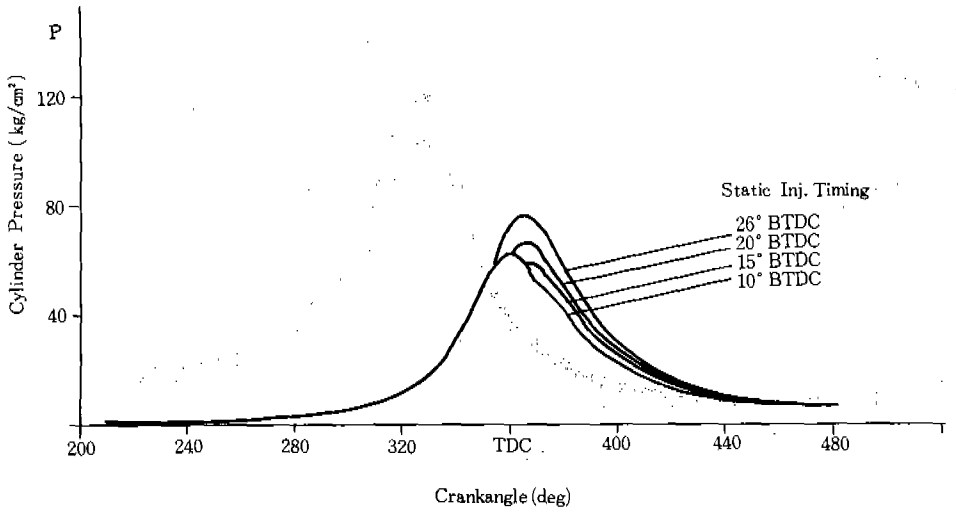


Fig. 6. Effect of injection timing change on the pressure curves at 1000 rpm.

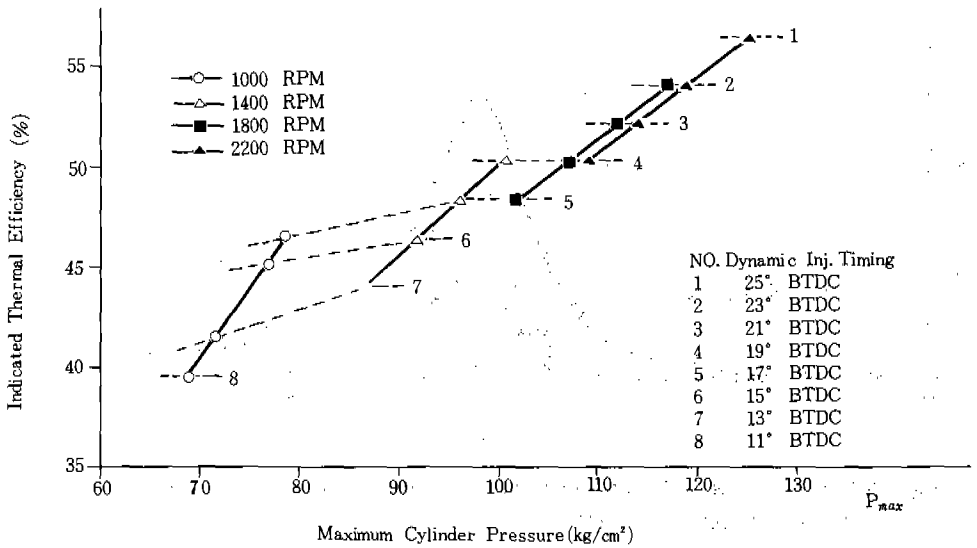


Fig. 7. Indicated maximum cylinder pressure vs. indicated thermal efficiency with varying fuel injection timings, rpm, and injected fuel amounts.

여 K_p 는 약 2배, K_N 은 약 4 배의 크기이다. 따라서 공기류中을 利用하여 燃料을 氣化시키는 것이 壁面을 利用하는 것에 比하여 氣化의 側面에서는 有利하지만, 燃燒의 衝擊이 커질 可能性이 있고 充分한 量의 空氣가 供給되지 않을 境遇 不完全燃燒가 일어날 可能性이 많다고 생각된다.

4.3 燃料噴射時期가 엔진性能에 미치는 影響

本 論文에서 論議된 方法의 應用으로서 噴射時期를 parameter로 取했을 境遇 그 變化에 따른 影響을 살펴보고자 한다. Fig. 6은 1000rpm에서 燃料噴射量을 固定시키고 噴射時期를 26°, 20°,

15°, 10° BTDC로 바꾸어 가며 計算된 壓力曲線의 比較이다. 噴射時期가 늦어질수록 最高爆發壓力과 熱效率이 減少하고 있음을 알 수 있다. Fig. 7은 4가지 rpm과 8가지 噴射時期에 對하여 計算된 最高爆發壓力과 指示熱效率 사이의 關係를 表示한 것이다. 燃料噴射量은 1400, 1800, 2200rpm에서 거의 같으며 1000rpm에서는 20% 적다. 같은 rpm에서 보면 噴射時期가 빨라질수록 P_{max} 와 η_{ih} 가 增加함은 이미 Fig. 7에서 指摘한 바와 같고, 同一한 噴射時期와 噴射量에서 보면 (1400, 1800, 2200rpm) rpm이 增加하면 P_{max} 은 增加하지만 η_{ih} 는 거의 同一한 水準에 머물러 있음을 나타내고 있는데, 이것은 엔진燃燒室의 許容限界壓力이 주어지는 境遇 rpm當要求되는 熱效率을 얻기 위한 噴射時期의 決定에 限界值를 提示할 根據가 될 것이다. 即 理想的인 엔진의 運轉은 낮은 P_{max} 과 높은 η_{ih} 를 同時에 要求하고 있으나, 實際로는 이 두가지를 完全히 滿足시킬 수 없으므로 주어진 限界下에서 最適의 狀態를 찾는 것이 바람직하다고 생각된다.

5. 結 論

燃燒室內의 熱發生에 關하여 噴射特性和 氣化速度, 그리고 反應速度의 影響을 一部考慮한 半經驗式을 使用하여, M形 燃燒室을 갖는 엔진에 對한 cycle simulation을 遂行하여 時間의 變化에 따른 狀態量들을 數值的으로 計算하였다.

計算結果에 의하면

- (1) 本 研究에서 發見된 K_p 와 K_b 의 값이 實際의 M形 燃燒法에 充分히 適用될 수 있으며, Dorman 엔진의 境遇 適用되는 값들과 比較하여 妥當性이 있다고 생각된다.
- (2) 燃燒過程의 處理에 있어서 完全燃燒를 假定하고 熱解離를 考慮하지 않았으므로 壓力의 境遇 約 5 kg/cm² 程度의 誤差가 發生하였다. 不完全燃燒와 熱解離의 機構에 關한 空間的·時間的依存性이 包含된 多層領域(Multizone) modeling이 이루어질 境遇, 이러한 誤差를 줄일 수 있으며 排氣가스의 成分豫測도 可能할

것으로 期待된다.

- (3) 初期燃燒期間中에 Urlaub¹⁰⁾에 의해 測定된 燃料膜의 두께가 計算된 平均膜두께에 比하여 크게 나타나는 것으로 미루어, 燃燒初期에는 M形 燃燒室壁面으로의 燃料의 配分이 고르지 못할 것으로 생각되며, 따라서 噴射初期의 燃料의 空間的 配分이 初期燃燒速度와 局部空燃比를 決定하는 重要한 因子이다.
- (4) 本 研究에서 얻어진 K_p 와 K_b 의 값을 使用하여 얻어진 燃燒率曲線은 三角形을 이루고 있으며 實驗에 의하여 얻어진 結果들¹¹⁾과 그 傾向이 一致하고 있다.
- (5) 엔진運轉條件中 噴射時期를 變更하여가며 計算한 結果 同一한 噴射量과 rpm下에서는 噴射時期가 빨라질수록 높은 最高爆發壓力과 熱效率이 얻어지며, rpm이 增加하는 境遇 同一한 噴射時期에서의 最高爆發壓力은 增加하지만 熱效率은 거의 同一한 값이 얻어졌다.

本 研究은 parametric study가 容易한 單一領域 model을 使用하여 以上과 같은 結論을 얻었으며 多層領域 model로의 應用可能性을 提示하였다. 엔진 cycle의 modeling作業은 性能豫測의 必需的인 手段으로서 信賴性있는 結果를 얻기 위하여는 測定結果와의 끊임없는 連絡이 要求된다고 생각된다.

後 記

本 研究은 1981年度 實施된 大宇重工業受託研究의 一部로서, 研究費支援과 아울러 測定結果를 包含한 많은 資料를 提供하였으며, 本論文의 發表를 快히 許可한 點에 對하여 깊은 謝意를 表한다.

參 考 文 獻

- (1) W. T. Lyn, "Study of Burning Rate and Nature of Combustion in Diesel Engines," 9th Symposium (International) on Combustion, Cornell, pp.1073~1082, 1962.
- (2) I. Wiebe, "Halbempirische Formel für die

- Verbrennungsgeschwindigkeit," Moskau, Verlag der Wissenschaften der UdSSR, 1956.
- (3) N. D. Whitehouse, R. J. B. Way, "A Simple Method for the Calculation of Heat Release Rates in Diesel Engines Based on the Fuel Injection Rate," SAE Paper 710134, 1971.
- (4) J. S. Meurer, "Evaluation of Reaction Kinetics Eliminates Diesel Knock-The M-Combustion System of MAN," SAE Trans. Vol. 64, pp. 250-272, 1956.
- (5) A. Pischinger, F. Pischinger, "Einfluß der Wand bei Verbrennung eines Brennstoffstrahles in einem Luftwirbel," MTZ, Vol. 20, No. 1, pp. 4-9, 1959.
- (6) W. J. D. Annand, "Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines," Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 177, p. 973, 1963.
- (7) P. O. A. L. Davies, M. J. Fisher, "Heat Transfer from electrically heated cylinders," Proc. R. Soc., A 280, p. 486
- (8) Anon., "The International Critical Tables," McGraw-Hill, London, 1933.
- (9) R. S. Benson, "Advanced Engineering Thermodynamics," Pergamon Press, 2nd edn., Oxford, 1976.
- (10) A. Urlaub, "Einige Probleme der heutige Dieselmotoren-Entwicklung-Ausblick auf andere Antriebsarten," ATZ, Vol. 74, No. 3, pp. 88-95, 1972.
- (11) J. S. Meurer, "シリンダ内で混合気を作る機関における混合気の生成と燃焼の進歩", 内燃機関 Vol. 6, No. 58, pp. 15-23, 1967.
- (12) 長尾不二夫, 西脇一字, 横山文宣, "四サイクル機関 吸気弁閉時期と体積効率の關係," 日本機械學會論文彙, 34巻 268号(昭43-12). pp. 2211-2217.