

디젤기관의 放熱에 관한 研究

A Study on the Heat Dissipation of Diesel Engine

李 昌 植*
Chang - Sik Lee

Abstract

This paper presents the variations obtained in heat flow rate and engine performance of a four-stroke cycle Diesel engine when there were changes in the temperature of cooling water, compression ratio, injection timing of fuel, and other factors.

Heat dissipation of engine cylinder was calculated by the heat transfer coefficient of Nusselt's empirical equation and the analysis of distribution of temperature in cylinder barrel was obtained by the finite element method of two-dimensional steady state heat conduction.

In this experiment, the outside temperature of cylinder liner was measured by the data logger, and the temperature distribution of liner was computed by the analysis of triangular finite element model under the assumption due to surface heat flux of cylinder inner surface.

The results obtained by this study are as follows.

Under the given operating condition, the temperature distribution of cylinder liner by using finite element method shows that the mean temperature of barrel is in accordance with the experimental results of Eichelberg and temperature difference is lower than 4.23°C.

The heat dissipation of engine decrease in accordance with the decrease of piston mean velocity, compression ratio, and the increase of coolant temperature.

Influence on the delay of injection timing of fuel brings about the decrease of heat rejection over the cylinder at constant test conditions.

I. 序 論

內燃機關은 理論的으로는 機關의 作動溫度를 높이면 熱効率을 向上시킬 수 있으나 實際로는 실린더 헤드, 실린더, 피스톤 및 밸브 등의 主要部分이 過熱되어 機關의 燒損, 出力의 低下 등의 性能 低下를 가져오므로 機關의 冷却問題는 性能 向上의 面에서 大端히 重要한 因子가 되고 있다.

往復動機關의 作動사이클에서는 燃料의 保有熱量이 모두 機械의 에너지로 轉換되지 못하고 排氣 損失, 冷却損失 및 機械의 損失에 의하여 有効한 일

로 轉換되는 熱에너지는 極히 制限된다. 따라서 機關의 性能을 改善하고 各部의 信賴度를 높이기 위하여는 機關内部의 溫度를 적절히 유지하는 것이 필요하다.

실린더 내의 燃燒가스의 發生熱은 실린더 壁과 燃燒가스와의 溫度差가 存在하므로 실린더 周圍에 附着되어 있는 境界層을 通하여 熱傳導 및 輻射에 의하여 실린더壁으로 傳達된다.

內燃機關 燃燒室內의 熱傳導에 관한 研究는 Eichelberg¹⁾의 實驗的 研究를 비롯하여 Nusselt²⁾, Pflaum³⁾, Overbye⁴⁾, Esler⁵⁾, Woschni⁶⁾, 小栗⁷⁾,

一色·西脇⁹⁾ 등의 많은 實驗 및 理論의 研究가 있다.

또한 機關放熱量에 關한 研究는 Yamagishi·Hoshi¹⁰⁾의 水冷 4 사이클 機關의 放熱量에 關한 研究를 비롯하여 平尾¹⁰⁾의 水冷 4 사이클 機關의 放熱에 關한 研究, 一色¹¹⁾의 Accordion 燃燒 모델에 의한 內燃 機關 內部的 熱傳達에 關한 解析 등이 있다.

Yamagishi·Hoshi는 水冷式 4 사이클 가솔린 機關에 대한 放熱量을 求하기 위하여 1 사이클 中에 流入하는 平均傳熱量을 求하고 이를 바탕으로 하여 放熱關係式을 求한 다음 放熱量에 미치는 影響을 各種因子에 대하여 實驗的으로 研究하였고, 一色·西脇은 燃燒室 內의 가스流動을 Accordion 모델로 假定하고 假定 모델이 伸縮하는 空間에 燃燒壁面 上의 燃燒發熱을 解析하기 위하여 간단한 實驗裝置를 製作하고 이 熱傳達實驗裝置를 利用하여 內部熱傳達의 理論研究와 基礎實驗研究를 實施하여 實際機關에 適用 可能性을 提示하였다.

本 論文은 水冷 4 行程 사이클 M-燃燒式 디젤 機關의 放熱量을 變化시키는 各種因子에 對한 影響을 實驗的으로 求하고, 이들 因子가 機關의 性能에 미치는 影響을 比較檢討함과 同時에 特히 冷却 損失中에 約 27~32%를 차지하고 있는 실린더 배럴의 放熱을 解析하고 그 溫度分布를 求하였다.

記号說明

- A : surface area
- b_e : brake fuel consumption rate
- C_m : mean piston velocity
- D : cylinder bore
- E : total number of finite elements
- G_f : fuel consumption
- G_{fth} : theoretical fuel consumption
- h : heat transfer coefficient
- i, j, m : vertices of the triangular elements
- l_x, l_y : direction cosines of the outward to the boundary surface.
- K : thermal conductivity of the cylinder liner
- P_m : maximum pressure
- P_{me} : brake mean effective pressure

- q'' : surface heat flux
- Q₁ : supplied heat
- T : temperature
- H_u : lower calorific value
- N_e : brake horsepower
- Q_D : heat dissipation
- U : overall heat transfer coefficient
- {T} : global column matrix
- x, y, : cartesian coordinates
- BTC : before top dead center
- τ : time
- ε : compression ratio
- ∫ : variational integral defined by equation (15)
- { } : column matrix
- [] : matrix
- α : pressure ratio
- β : expansion ratio
- k : specific heat ratio

Subscripts

- c : cooling water
- w : wall of gas side
- g : gas
- m : mean value
- s : standard
- wc : center of liner wall
- th : theoretical value
- a : air

II. 디젤 機關의 放熱 解析

2·1 디젤 機關의 理論 平均 有效 壓力와 燃料 消費 特性

디젤 機關의 理論 平均 有效 壓力 P_{mth}는 다음式⁽¹²⁾으로 表示된다. Fig. 1에서

$$P_{mth} = \frac{P_1 \epsilon^k}{(k-1)(\epsilon-1)} \left[(\alpha-1) + \alpha k (\beta-1) - \frac{\alpha \beta^k - 1}{\epsilon^{k-1}} \right] \dots \dots \dots (1)$$

한편 壓縮 初의 壓力을 R, 行程 體積을 V_s, 機關의 回轉 速度를 n 이라하면 理論 出力 N_{th}는 다음式으로 표시된다.

$$N_{th} = \frac{P_1 V_s n}{9000} \cdot \frac{\epsilon^k}{(\alpha-1)(\epsilon-1)} \times \left\{ (\alpha-1) + k\alpha(\beta-1) - \frac{\alpha\beta^k - 1}{\epsilon^{k-1}} \right\} \dots\dots (2)$$

$$+ 0.362 \frac{\left\{ \left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_w}{100} \right)^4 \right\}}{(T_g - T_w)} \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C} \dots (8)$$

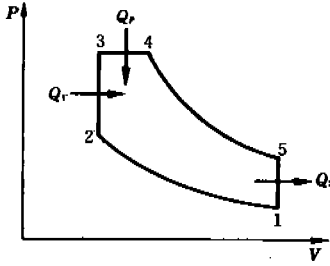


Fig. 1. P-V diagram of composite cycle.

理論供給熱量 Q_{1th} kcal/h 를 구하면

$$Q_{1th} = \frac{30P_1 V_s \epsilon^k n}{(k-1)(\epsilon-1)} \left\{ \alpha - 1 + \alpha k(\beta-1) \right\} \frac{1}{J} \dots (3)$$

또한 燃料의 低位發熱量을 H_u kcal/kg, 理論燃料量을 G_{rth} kg/h 라 하면 다음 關係가 成立한다.

$$G_{rth} = \frac{Q_{1th}}{H_u} = \frac{30P_1 V_s n \epsilon^k}{(k-1)(\epsilon-1) H_u} \cdot \frac{1}{J} \times \left\{ \alpha - 1 + \alpha k(\beta-1) \right\} \dots\dots (4)$$

2.2 機關本體의 放熱解析

(1) 가스의 平均溫度와 平均熱傳達係數

1 사이클中 실린더內로 傳達되는 熱量 Q kcal 는 다음 式으로 表示된다.

$$Q = \int_0^{T_0} A h_g (T_g - T_w) d\tau \text{ kcal} \dots\dots (5)$$

여기서 平均가스溫度를 T_{gm} , 平均熱傳達係數를 h_{gm} 이라 하면

$$Q = A h_{gm} (T_{gm} - T_w) \text{ kcal/h} \dots\dots (6)$$

熱傳達係數 h_g 는

Eichelberg 의 式^{1), 12), 14)};

$$h_g = 2.1 \sqrt{C_m} \sqrt{P_g T_g} \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C} \dots\dots (7)$$

Nusselt 의 式¹²⁾; $h_g = 0.99 \sqrt{P_g^2 T_g} (1 + 1.24 C_m)$

한편 4 사이클 디젤機關의 平均가스溫度 및 平均熱傳達係數 h_{gm} 은 다음 式¹²⁾ 으로 表示된다.

$$\left. \begin{aligned} h_{gm} &= 160 + 12 P_{me} \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C} \\ t_{gm} &= 616 + 12.7 P_{me} \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned} \right\} \dots\dots (9)$$

실린더壁을 通하여 傳達되는 貫流熱量을 Q kcal/h, 標準傳熱面積을 A_s m² 라 하면

$$Q = U A_s (T_g - T_c) \text{ kcal/h}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_g} \left(\frac{A_s}{A_g} \right) + \frac{\delta}{K} \left(\frac{A_s}{A_{wc}} \right) + \frac{1}{h_c} \left(\frac{A_s}{A_c} \right)} \text{ kcal/m}^2 \text{ h}^\circ\text{C} \dots\dots (10)$$

여기서 h_g 의 값은 200~250 kcal/m²h[°]C 인데 比하여 h_c 는 1000~10000 kcal/m²h[°]C 의 範圍에 있으므로 冷却水側의 熱抵抗과 실린더壁의 두께가 얇으므로 이들의 熱抵抗을 無視하고, 輻射傳熱量을 包含하는 Nusselt 의 式 (8)을 適用하여 放熱量을 求하면 다음 關係가 成立한다.

$$Q_c = A_s \left\{ 0.99 \sqrt{P_g^2 T_g} (1 + 1.24 C_m) + 0.362 \times \frac{\left(\frac{T_g}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_w}{100} \right)^4}{T_g - T_w} \right\} (T_g - T_c) \text{ kcal/h} \dots\dots (11)$$

(2) 機關의 熱負荷^{14), 15)}

機關의 熱負荷 Q_{nl} kcal/m²h 는 다음 式으로 表示된다.

$$Q_{nl} = \frac{0.3 H_u b_e N_e}{1000} \cdot \frac{1}{1.5707 D^2 + \pi D S} \text{ kcal/m}^2 \text{ h} \dots\dots (12)$$

(3) 실린더 라이너의 放熱解析

실린더 헤드 및 실린더 라이너의 溫度分布를 求하기 위하여 이들 部品이 正常作動된 後의 傳熱過程을 定常熱傳導라 하면 2次元熱傳導의 微分方程式은

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(K_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(K_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + q'' = 0 \dots\dots (13)$$

로 表示된다. 一般적으로 任意的 領域을 갖는 境

界表面의 周圍 S_1, S_2 에서 境界條件이

$$S_1 \text{에서 } T = T(x, y)$$

$$S_2 \text{에서 } K_x \frac{\partial T}{\partial x} l_x + K_y \frac{\partial T}{\partial y} l_y + h(T - T_\infty) = 0 \dots\dots\dots (14)$$

로 表示될 때 熱傳導의 微分方程式 (13)을 停留函數^{16), 17)}로 하고, 式 (14)을 境界條件으로 하는 汎函數 $\chi^{(e)}$ 는 機關本體의 熱傳導만을 고려하면 다음 式으로 表示된다.

$$\chi = \iint_A \left\{ \frac{K_x}{2} \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \frac{K_y}{2} \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 - q'' T \right\} dx dy \dots\dots\dots (15)$$

여기서 $\left\{ \frac{\partial \chi}{\partial T} \right\} = \{ 0 \}$ 를 구하면

$$\left\{ \frac{\partial \chi}{\partial T} \right\} = \left\{ \frac{\partial \chi_x}{\partial T} \right\} - \left\{ \frac{\partial \chi_q}{\partial T} \right\} = \{ 0 \} \dots\dots\dots (16)$$

여기서 機關本體를 等方性材料로 생각하여 $K_x = K_y = K$ 라 하면 χ_x, χ_q 는

$$\chi_x = \frac{1}{2} \iint_A K \left[\left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 \right] dx dy$$

$$\chi_q = \int_{S_q} q'' T dS \dots\dots\dots (17)$$

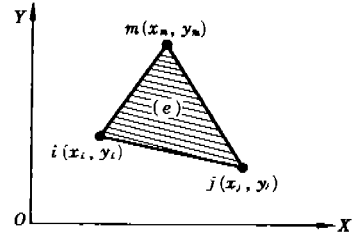


Fig. 2. Finite element triangle for two-dimensional conduction.

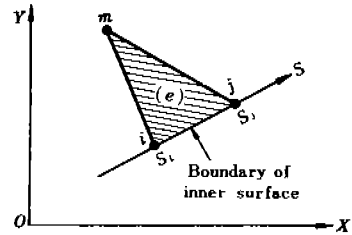


Fig. 3. Finite element at the inner surface of engine cylinder.

실린더 헤드 및 라이너를 Fig. 2와 같은 有限한 3角形要素로 分割하고 要素를 (e)로 表記하면^{(18), (19), (21), (22), (23)}

$$\left\{ \frac{\partial \chi}{\partial T} \right\} = \left\{ \sum_{e=1}^E \frac{\partial \chi^{(e)}}{\partial T^{(e)}} \right\} \dots\dots\dots (18)$$

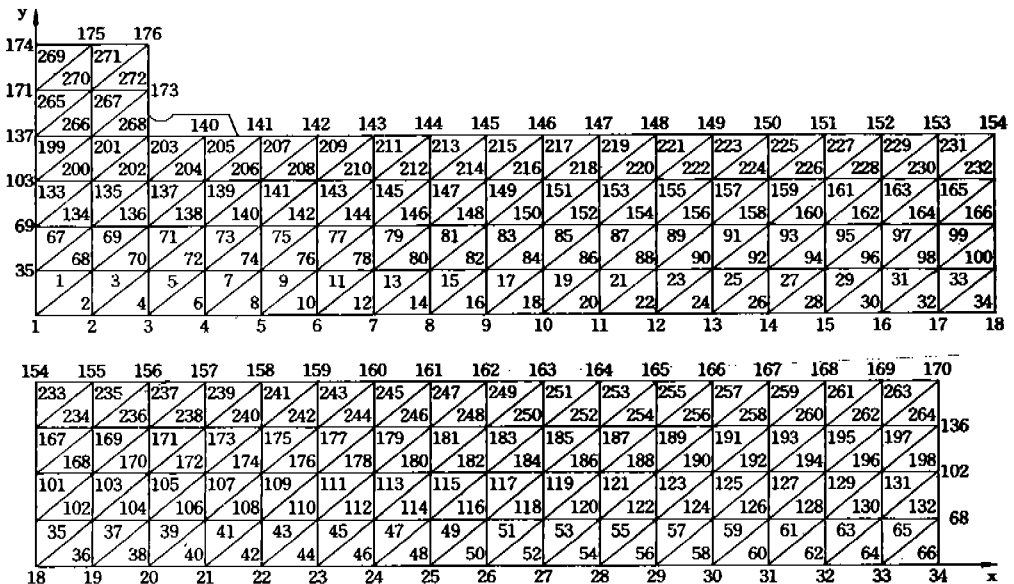


Fig. 4. Finite element model of cylinder liner

式 (18)을 Matrix 式으로 展開하여 정리하면 다음 關係가 成立한다.

$$\left\{ \frac{\partial x}{\partial T} \right\} = [K] \{T\} - \{q_0\} = \{0\} \dots \dots \dots (19)$$

式 (19)로부터 실린더 라이너 各 節点의 溫度分布를 求할 수 있다.

(4) 실린더 라이너의 理論모델

本 實驗에 使用한 실린더 라이너의 放熱解析을 위한 理論모델은 Fig. 4와 같다. 실린더 라이너는 그림과 같이 모두 176節点, 272個의 3 角形要素로 分割하였으며 라이너의 下部 高부 配裝部位까지를 모델로 取하고 라이너의 스커트쪽으로 갈수록 라이너의 두께가 약간 相異하나 極히 작은 量이므로 이를 同一 두께의 배럴로 取扱하였다. 溫度分布는 内部表面의 入熱을 考慮한 式 (19)로부터 計算하였다.

III. 實驗裝置 및 實驗方法

3·1 實驗機關 및 實驗裝置

本 實驗에 使用한 機關은 水冷 4 行程사이클 直接噴射式 디젤機關으로서 그 主要諸元은 Table 1과 같다.

Table 1. Specifications of test engine

	Specifications
Type	Water cooled 4 cycle Diesel engine
Number of cylinder	Single cylinder
Bore and stroke	110 × 150 mm
Stroke volume	1,425 cm ³
Compression ratio	17.4
Combustion chamber	MAN Type, Direct Combustion chamber
Maximum horsepower	10 PS/1200 rpm
Injection pressure	200 kg/cm ²
Fuel injection timing	22° before TDC

使用燃料는 比重 0.82, 低位發熱量 10300kcal / kg인 自動車用輕油를 使用하였다. 實驗裝置는 Fig. 5와 같이 吸氣量測定을 위한 노즐블이 서어지 탱크와 傾斜液柱計를 設置하였고 機關의 軸出力은

渦電流式 電氣動力計로 測定하였다. 한편 실린더 라이너 冷却水側溫度分布는 Data logger와 Digital 溫度計를 連結하여 測定하였다. 실린더內的 壓力變化는 Engine analyzer의 P-θ 線圖로부터 求하였다.

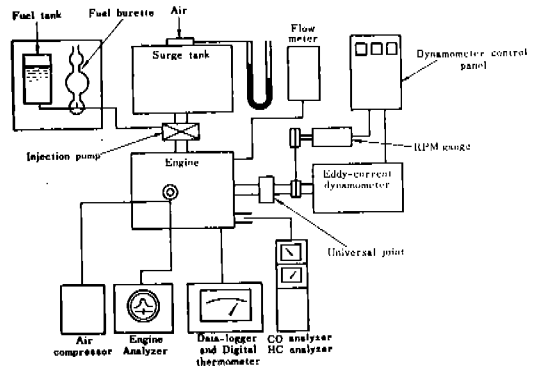


Fig. 5 Schematic diagram of experimental apparatus.

3·2 實驗方法

機關의 放熱量을 比較하기 위하여 冷却水의 溫度를 20, 40, 60, 80℃의 4 段階로 바꾸어 實驗함과 同時에 回轉速度를 600, 800, 1000, 1200 rpm으로 變化시켜 實驗하였다.

실린더 라이너의 溫度分布를 求하기 위하여 라이너 冷却水側에 一定間隔으로 熱電對를 挿入하여 溫度를 測定하였으며, 壓縮比變化에 따른 放熱量의 變化를 求하기 위하여 壓縮比를 ε = 14.3과 ε = 17.4로 바꾸어 가면서 實驗하였다. 冷却水 入口溫度는 5 ~ 7℃, 出口溫度는 20℃에서 80℃로 變化시키면서 全負荷狀態에서 實驗하였다.

IV. 實驗結果 및 考察

4·1 機關의 回轉速度와 供給熱量과의 關係

Fig. 6은 機關으로 供給되는 熱量과 피스톤速度와의 關係를 나타낸 것이다. 供給熱量 Q_i은 機關의 回轉速度의 增加와 더불어 增加하는 傾向을 나타내었으며 特別히 機關의 冷却水溫度가 上昇함에 따라 Q_i kcal/h는 減少하는 傾向을 나타내었다. 冷却水溫度 上昇에 따른 增減率은 n=600rpm, 즉

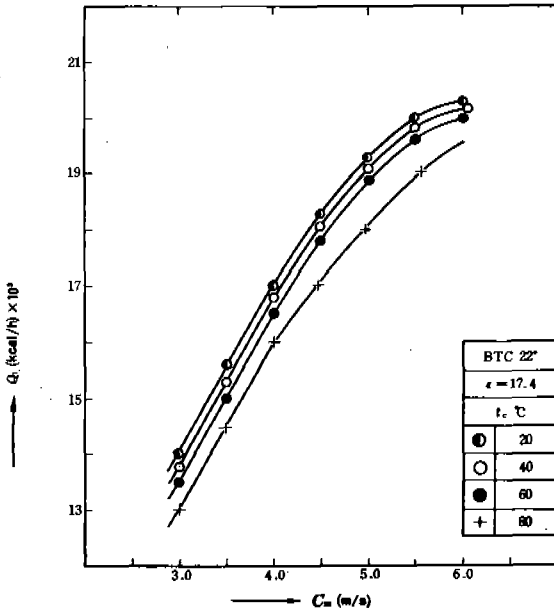


Fig. 6. Variation diagram of heat supplied Q_1 and piston mean velocity

$C_m = 3 \text{ m/s}$ 일 경우 冷却水温을 60°C 基準으로 할 때 $t_c = 80^\circ\text{C}$ 에서는 0.86%의 低減率을 보였으며 40°C 에서는 0.55%, 20°C 에서는 約 2.40%의 供給熱量의 增加傾向을 나타내었다. 이러한 傾向은 BTC 10° 인 경우에도 거의 同一한 變化傾向을 나타내었다.

Fig. 7은 式 (3)으로부터 求한 Q_{1th} 와 實驗値로부터 求한 Q_1 의 比와 式 (4)로부터 求한 G_{rth} 와 實際燃料消費量 G_r 와의 關係를 圖示한 것이다.

Fig. 8은 機關回轉數와 燃料消費와의 關係를 나타낸 것이다. 燃料消費量 G_{rth} 는 式 (4)에서 알 수 있는 바와 같이 $G_{rth} \propto Q_{1th}$ 의 關係가 있으므로理論燃料供給量 G_{rth} 는 實際 機關의 燃燒狀態, 作動狀況, 壓縮比 등의 여러가지 因子의 影響을 받으므로 G_r 보다 恒常 작음을 指摘할 수 있다. 따라서理論的인 機關出力을 내기 위하여는 $(G_r - G_{rth})$ 만큼 더 補給되어야 하므로 燃料消費量은 增加하며, 이와 같은 傾向을 圖示하면 Fig. 9와 같다.

燃料消費量 G_r 는 機關의 制動馬力 N_e 가 增大함

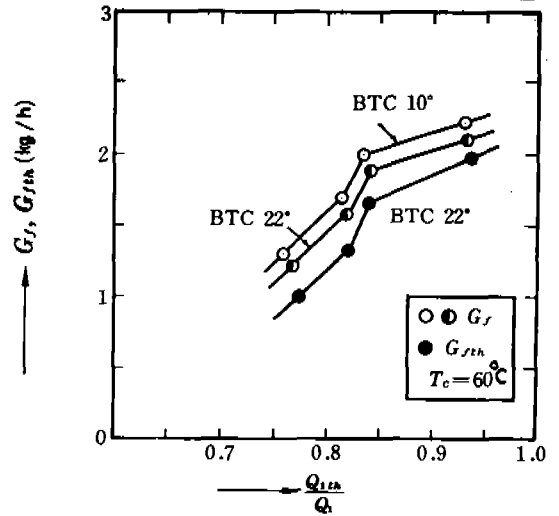


Fig. 7. Relation between fuel consumption and Q_{1th}/Q_1

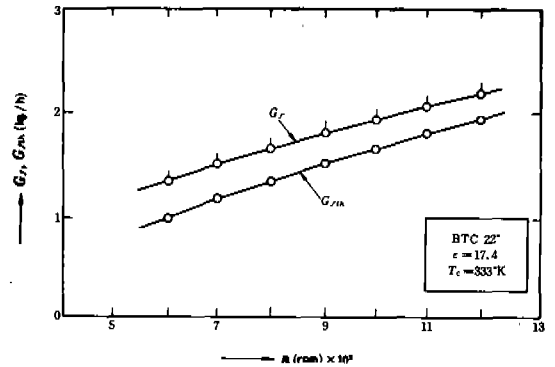


Fig. 8. Variation diagram of fuel consumption and engine revolution

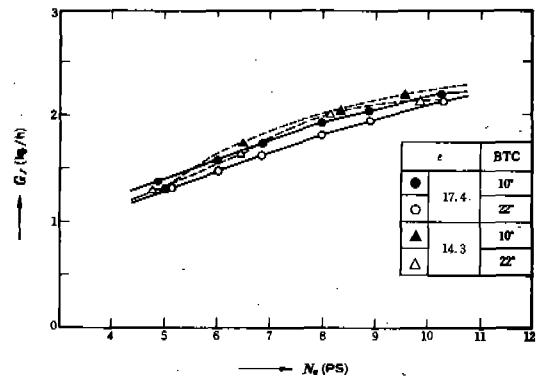


Fig. 9. Variation diagram of fuel consumption and engine output.

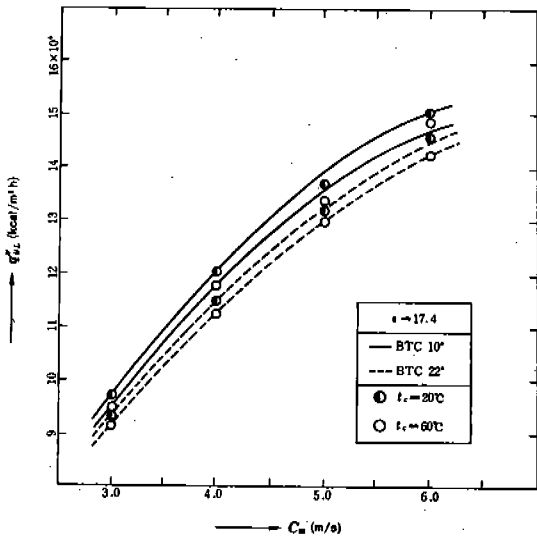


Fig. 10. Variation diagram of thermal load and piston velocity.

에 따라 Fig. 9와 같이 壓縮比에 無關하게 增加하였으며 $\epsilon = 14.3$ 일 경우의 G_r kg/h가 $\epsilon = 17.4$ 일 때 보다 많았다.

機關의 回轉速度變化에 따른 熱負荷의 變化傾向을 살펴보면 Fig. 10과 같다.

熱負荷 Q_{HL} 은 C_m 이 最大速度로 增加함에 따라 커지는 傾向을 보였으며 이러한 變化의 傾向은 C_m 이 增加할 수록 N_e 가 커지는 것에 起因되며 噴射時期를 늦추면 TDC後의 後燃燒期間이 길어져서 BTC22°인 경우보다 熱負荷는 增加하는 것으로 볼 수 있다. 이러한 傾向은 Yamagishi⁽²⁴⁾의 實驗結果의 傾向과 거의 같은 變化를 나타낸 것이다.

4·2 실린더 라이너의 溫度分布

Fig. 11은 冷却水溫度를 一定하게 維持하였을 경우 실린더 라이너 冷却水側의 表面의 溫度分布를 나타낸 것이다. $n = 1200$ rpm, 冷却水溫度 5~8 °C로 維持하고 出口溫度를 60°C로 一定히 하였을 때의 溫度分布를 살펴보면 라이너의 高周 配徑인 0링 부근 上部에서의 溫度는 낮으나 燃燒室 쪽으로 갈수록 表面溫度는 높은 것으로 計測되었다. 全負荷의 경우 特히 라이너溫度는 라이너插入部(上部) 内側으로 向할수록 높았다.

冷却水側의 表面溫度를 特定点 A, B, S에 對하

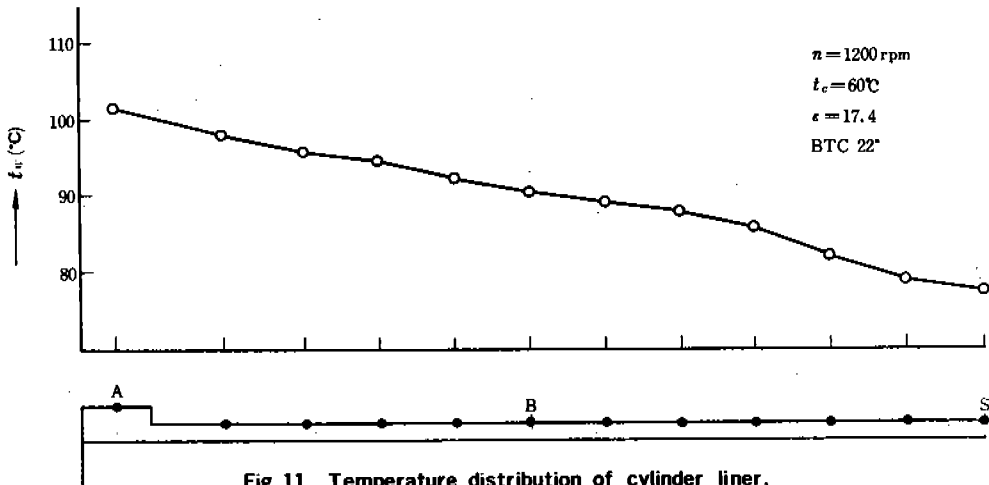


Fig. 11. Temperature distribution of cylinder liner.



Fig. 12. Isothermal lines of cylinder liner

여 살펴보면 A 点의 溫度는 102~104℃ 程度, B 点의 溫度는 約 90~92℃, S 点에서는 約 77~79℃ 程度로 가장 낮았다. 이것은 冷却水 入口側의 溫度가 낮으므로 表面下部는 冷却水가 가장 먼저 接觸함과 아울러 潤滑油의 潤滑作用이 冷却作用을 併行하므로 그 溫度는 A 및 B 点보다 낮다고 볼 수 있다. 한편 Fig. 4의 3 角形 有限要素로 分割한 실린더 라이너의 溫度分布를 計算하여 等溫線으로 圖示하면 Fig. 12와 같다.

이 線圖에서 알 수 있는 바와 같이 실린더 라이너의 턱部分인 A 部 內表面의 溫度는 129~130℃, B 点 附近 內面의 中央部에서는 115~120℃ 程度, 下部에서는 102~105℃ 程度이었으며 이 값은 Eichelberg의 實驗結果와 실린더 배럴 內面의 溫度 $t_w = 100 + 4 P_{me}$ 값 範圍內에 해당하며 그 溫度는 1200rpm, 60℃에서 $P_{me} = 5.41 \text{ kg/cm}^2$ 이므로 $t_w = 121.64^\circ\text{C}$ 의 값에 가까운 約 117.41℃ 程度로 計算되었다. 이 溫度는 平均有效壓力의 函數로 表示한 內側表面溫度의 平均值보다 4.23℃ 낮은 溫度를 갖는 것으로서 이것은 冷却水入口溫度가 낮은데 그 原因이 크며 이에 따라 실린더內的 混合氣의 燃燒最高壓力도 入口溫度가 常溫에 가까운 경우보다 낮은 것으로 생각된다.

4.3 放熱量에 影響을 미치는 因子

(1) 機關의 軸出力의 影響

Fig. 13은 軸出力과 放熱量과의 關係를 나타낸 것이다. 冷却水溫度가 一定할 경우 機關의 放熱量은 出力이 增加함에 따라 增加하였으며 이 때의 放熱量을 比較하여 보면 $N_e = 5.10 \text{ PS}$ 에서 $Q_D = 3992.83 \text{ kcal/h}$ 이고, $N_e = 6.87 \text{ PS}$ 에서는 $Q_D = 5105.29 \text{ kcal/h}$ 이었고, $N_e = 8.89 \text{ PS}$ 에서는 $Q_D = 6264.96 \text{ kcal/h}$ 이며, $N_e = 10.26 \text{ PS}$ 에서는 $Q_D = 7120.39 \text{ kcal/h}$ 이었다. $N_e = 10.26 \text{ PS}$ 을 基準으로 하였을 경우 그 低下率을 살펴보면 $N_e = 5.10 \text{ PS}$ 에서 43.92%이었고, $N_e = 6.87 \text{ PS}$ 에서 28.30%, $N_e = 8.89 \text{ PS}$ 에서는 12.01%이었다.

이것은 機關의 軸出力 N_e 가 機關의 制動平均有效壓力 P_{me} 에 따라 變化하며 또한 실린더內的 最高壓力에 따라서 變化하므로 $N_e \propto n \cdot P_{me}$ 의 關係를 가지기 때문이며, 또한 放熱量은 冷却水溫이 一定할 때 실린더 內部的 燃燒가스의 平均溫度가 上昇함에 따라 變化하므로 $Q_D \propto (T_{\pi} - T_c)$ 의 關係로부터 放熱量 Q_D 는 증가한다. 이것은 Hoshi-Yamagishi⁽²⁴⁾의 水冷 4 사이클 가솔린機關의 研究 結果와 같 一致하는 傾向을 나타낸 것이다.

한편 Fig. 14는 機關의 單位出力當 放熱量과 回轉數와의 關係를 나타낸 것이다.

이 線圖에서 보는 바와 같이 機關의 軸出力當 放熱量 $Q_D / \text{PS} \cdot \text{h}$ 는 機關의 回轉速度가 빨라질 수록 減少하고 있는데 이것은 機關의 回轉數가 定

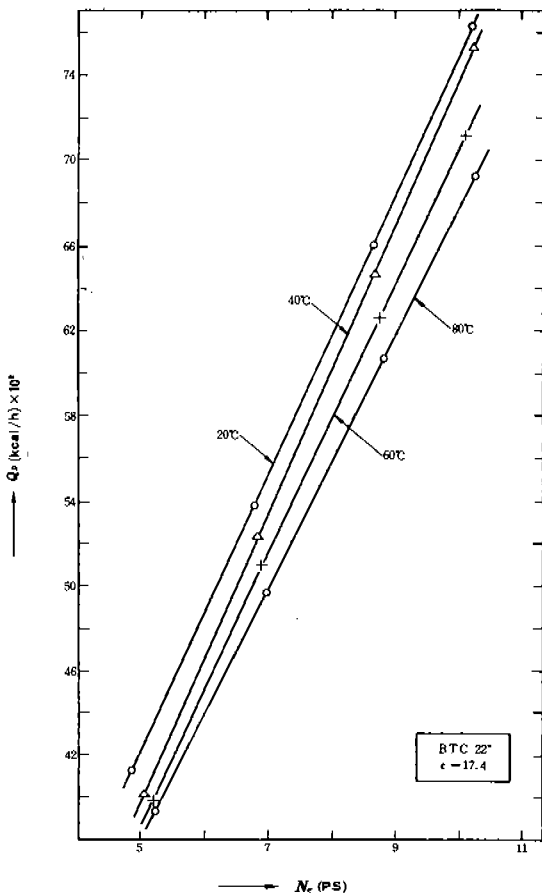


Fig. 13. Effect of cooling temperature on heat dissipation and shaft horsepower.

이러한 溫度分布는 小林 清⁽²⁵⁾의 UEV 42/56C 形 디젤機關의 燃燒室壁溫度 및 라이너의 溫度計測 結果에 提示된 等溫線과 거의 같은 傾向을 나타낸 것이다.

格出力에 相當하는 $n=1200$ rpm에 接近할수록 機關의 軸出力은 急激히 增加하는데 비하여 低速域에서 낼 수 있는 出力은 高速側에 비하여 작으므로 全体の 放熱量은 增加하고 있으나 馬力當 放熱 効果는 낮아지는 것으로 볼 수 있다.

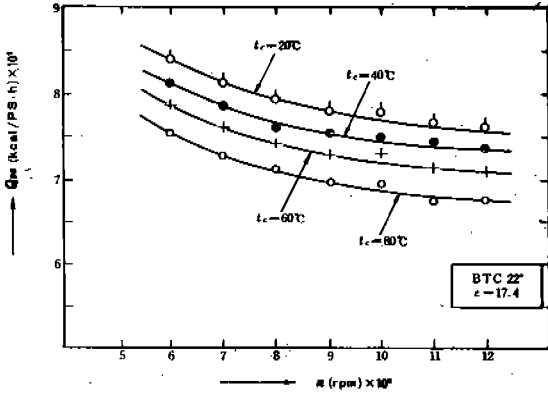


Fig. 14. Effect of cooling temperature on heat dissipation and engine speed

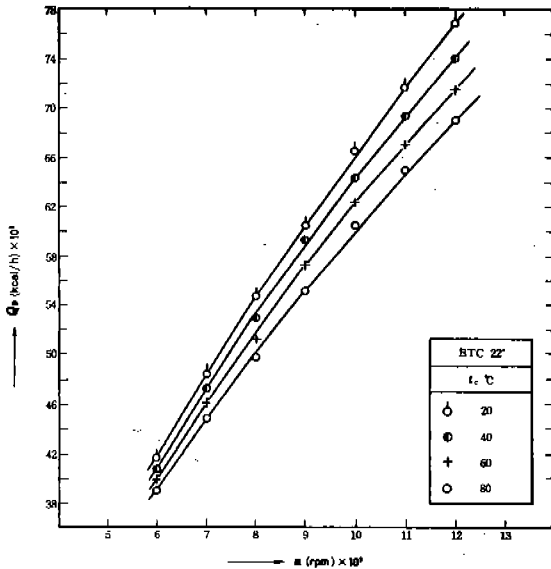


Fig. 15. Effect of engine speed on heat dissipation.

(2) 機關回轉速度的 影響

Fig. 15는 放熱量과 回轉速度的와의 關係를 나타낸 것이다. 放熱量은 回轉速度가 빨라질수록 增加하

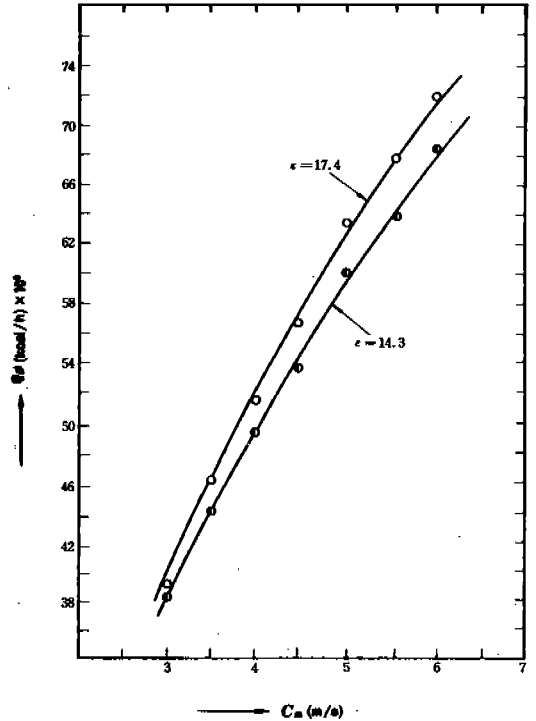


Fig. 16. Effect of compression ratio on heat dissipation.

였으며 冷却水温이 낮을수록 放熱量의 增加는 큰 것으로 나타났다.

이것은 放熱量이 실린더 라이너의 内外의 温度 差에 크게 影響을 받는 것으로 볼 수 있다.

(3) 壓縮比의 影響

Fig. 16은 壓縮比變化에 따른 피스톤 平均速度와 放熱量과의 關係를 나타낸 것이다.

壓縮比를 $\epsilon = 17.4$ 에서 $\epsilon = 14.3$ 으로 變化시킨 경우 放熱量은 $C_m = 6$ m/s 인 경우 約 3.89% 減少하였으며, $C_m = 3$ m/s 인 경우에는 3.63%의 減少率을 보였다. 壓縮比를 $\epsilon = 14.3$ 으로 變化시킨 경우 放熱量의 平均減少率은 約 4.012% 程度이었다.

壓縮比變化에 따른 軸出力의 減少率을 살펴보면 $C_m = 6$ m/s 에서 4.58% 程度, $C_m = 3.0$ m/s 에서 5.40% 程度로서 全体の으로는 約 平均 5.13% 程度 減少하였다.

(4) 燃料噴射時期的 影響

燃料噴射時期를 TDC前 30°, 22°, 10°의 3種으로 變化시킨 경우 放熱量의 變化를 圖示하면 Fig. 17과 같다. 放熱量은 噴射時期를 上死點前 10°로 한 경우가 가장 작았으며 30°인 경우는 22°인 경우와 큰 差異가 없는 것으로 나타났다.

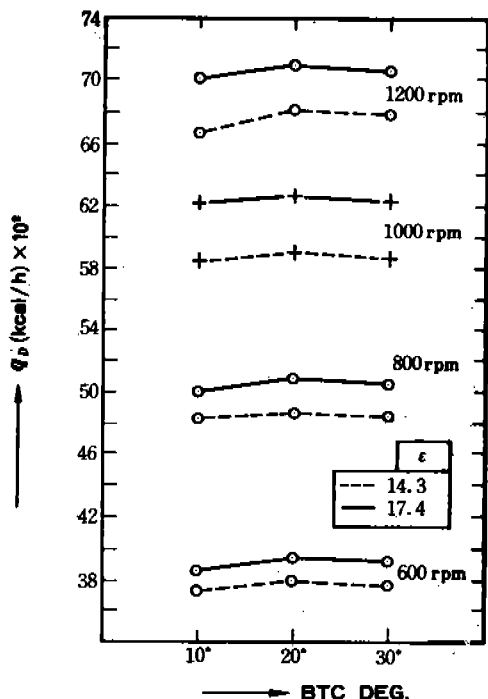


Fig. 17. Effect of fuel injection timing on heat dissipation.

(5) 冷却水温度의 影響

本 實驗機關의 冷却水温度를 $t_c = 60^\circ\text{C}$ 를 基準으로 하여 放熱量의 變化를 살펴보면 $n = 1200\text{rpm}$ 에서 $t_c = 20^\circ\text{C}$ 일 때에는 423.16 kcal/h, $t_c = 40^\circ\text{C}$ 에서는 206.74 kcal/h 增加하였고, 80°C 일 경우에는 197.51 kcal/h 減少하였다. 이러한 傾向은 Hoshi · Yamagishi⁽²⁴⁾의 實驗結果와 거의 同一한 變化傾向이다.

Fig. 18은 冷却水温度 t_c 와 放熱量 Q_b 와의 關係를 圖示한 것이다.

Fig. 19는 基準冷却水温度를 60°C 로 잡고, 이 温度를 基準으로 하였을 경우의 放熱量 Q_b kcal/PS·h를 圖示한 것이다.

(6) 실린더內的 最高壓力의 影響

Fig. 20은 실린더內的 最高壓力과 回轉速度와의

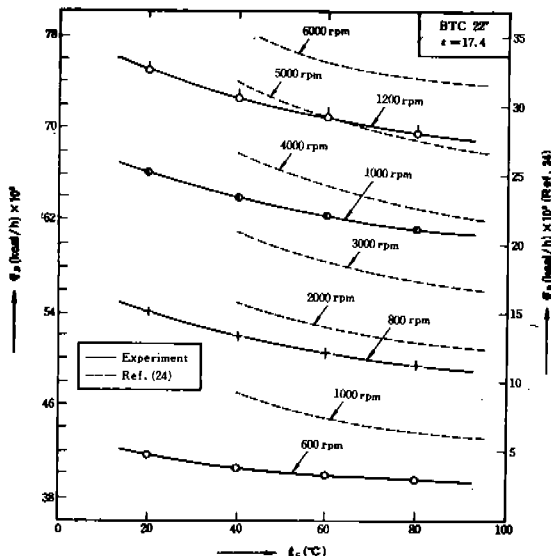


Fig. 18. Effect of cooling water temperature on heat dissipation.

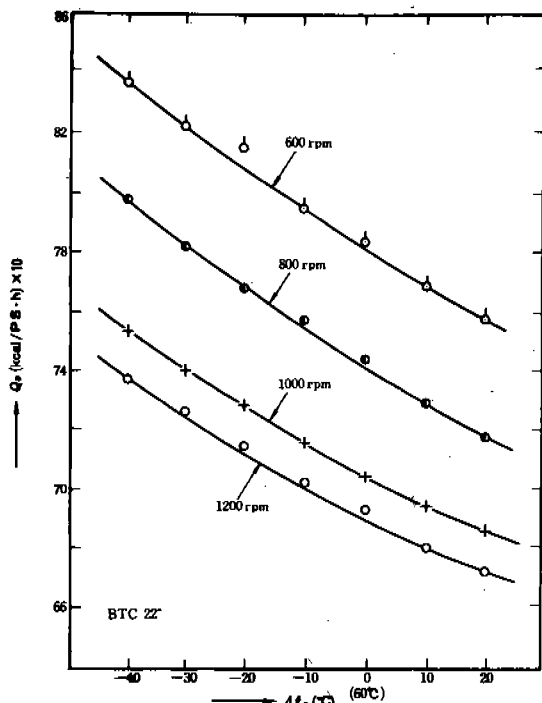


Fig. 19. Relation between heat dissipation and temperature difference of cooling water

關係를 나타낸 것이다. 실린더 内の 最高壓力은 冷却水溫이 上昇할수록 높았으며 $t_c = 20^\circ\text{C}$ 일 경우가 가장 낮았다. $n = 1200\text{ rpm}$ 일 경우 P_M 은 $t_c = 80^\circ\text{C}$ 에서 66.83 kg/cm^2 로 가장 높았으며 $\epsilon = 14.3$ 에서는 $P_M = 59.72\text{ kg/cm}^2$ 로 測定되었다.

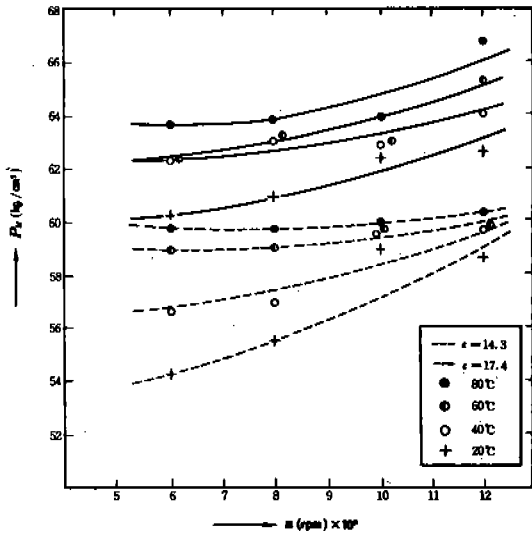


Fig. 20. Relation between $P_M(\text{kg/cm}^2)$ and $n(\text{rpm})$.

V. 結論

本 實驗의 結果로부터 얻은 結論은 다음과 같다.

(1) 本實驗機關의 定格回轉速度인 $n = 1200\text{ rpm}$, 全負荷에서 冷却水 入口溫度를 $5 \sim 7^\circ\text{C}$, 出口溫度를 60°C 로 一定하게 維持한 경우 실린더 라이너의 冷却水側表面의 溫度測定値와 실린더 內面의 入熱을 考慮하여 有限要素法으로 부터 求한 溫度分布의 解析値 Eichelberg의 實驗結果와 P_{Me} 의 函數로 表示한 실린더 배럴 內面의 溫度計算 實驗式의 計算値와 거의 一致하는 結果를 얻었으며 그 平均溫度差는 4.23°C 낮았다.

(2) 定格回轉速度를 基準으로 할 경우 放熱量 低下率은 回轉速度가 低下할수록 增加하는 傾向을 나타내었다.

(3) 冷却水溫이 放熱量에 미치는 影響을 살펴보면 $n = 1200\text{ rpm}$ 에서 基準溫度 60°C 에 對한 Q_b 의

變化는 $t_c = 20 \sim 40^\circ\text{C}$ 에서는 增加하며, $t_c = 80^\circ\text{C}$ 에서는 減少하였다.

(4) 壓縮比를 17.4에서 14.3으로 變化시킨 경우 放熱量의 減少率은 $C_m = 3 \sim 6\text{ m/s}$ 에서 平均 約 4.012%程度이며, 軸出力의 減少率은 平均 5.13%程度이었다. 壓縮比를 낮추면 放熱量和 軸出力은 모두 低下하는 傾向을 나타내었다.

(5) 燃料噴射時期를 上死點前 22° 보다 遲延시켰을 경우 放熱量은 減少하였으며, 上死點前 30° 인 경우에는 22° 일 때와 큰 差異가 없는 것으로 나타났.

引用 文 獻

- 1) G. Eichelberg: "Investigation on Internal Combustion Engine" Engineering No.148, P463, 547, 603, 682, 1939.
- 2) W. Nusselt: "Der Wärmeübergang in Verbrennungskraftmaschinen," Forsch, Heft 264, 1924.
- 3) W. Pflaum: MTZ, Jahrg 22, Ht3, p. 70, 1961.
- 4) D. Overbye: SAE Transations, Vol. 69. p. 411, 1961.
- 5) K. Esler: Forsch Ing-Wessen Bd. 21, No. 3, 1955.
- 6) G. Woschni: SAE Paper No. 670931.
- 7) 小栗: 日本機械學會論文集, Vol. 25, No. 160, p. 1305, Dec. 1963.
- 8) 一色·西脇: 日本機械學會論文集, 36卷, 285號 p. 792, 1970.
- 9) Yamagishi·Hoshi: "A Study on the Heat Dissipation of the Four Stroke Water Cooled Gasoline Engine" Internal Combustion Engine, Vol. 11 No. 141, pp. 21-29, Aug. 1973.
- 10) 平尾: "4 사이클 가솔린 機關의 放熱" 內燃機關, 第 5 卷, 7 ~ 9 號.
- 11) Issiki, Nishiwaki: "The Analysis of Inside Heat Transfer in I. C. E. with an Accordion Model" Vol. 14, No. 168. pp. 11-23, 1975.
- 12) 栗野誠一: "內燃機關工學", pp. 62-65. 山海堂, 1973.

- 13) Isao Kubota: "Characteristics of fuel consumption in Diesel Engines" *Internal Combustion Engines*, Vol. 13, No. 151, pp. 11~13, 1973.
- 14) 長尾不二夫: "内燃機関 講義" 上巻 pp. 40~41. 1972.
- 15) Hiroshi Hayashi: "Introduction to the Automobile Engine(3)" *Internal Combustion Engines* Vol. 12, No. 135, pp. 78~79. 1972.
- 16) 深沢正一: "壓縮着火機関の燃焼" *内燃機関* Vol. 9, No. 99, pp. 140-141. 1968.
- 17) 加川幸雄: "有限要素法入門", pp. 56-57., オーム社, 1977.
- 18) Glen E. Myers: "Analytical Method in Conduction Heat Transfer" pp. 362~374, McGraw-Hill Book Company, 1971.
- 19) A. L. Nayak and Ping Cheng: "Finite Element Analysis of Laminar Convective Heat Transfer in Vertical Duct with Arbitrary Cross Sections" *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 18, pp. 227-236, 1975.
- 20) O. C. ツィエンキーヴィッツ, Y. K. チェーン: "マトリックス有限要素法" pp. 162-168, 培風館, 1970.
- 21) D. H. Norrie and G. Devries: "An Introduction to Finite Elements Analysis," pp. 42~54. Academic Press. 1978.
- 22) 大地羊三: "有限要素法とその応用" p. 215, 森北出版(株) 1975.
- 23) Zienkiewicz: "The Finite Element Method" pp. 428~430, McGraw Hill Book Company.
- 24) Hoshi and Yamagishi: "A study on the Heat Dissipation of Four-Stroke Water Cooled Gasoline Engine (No.2).", *Internal Combustion Engines*, Vol. 12, No. 142, pp. 11-14. 1973.
- 25) 小林清: "UEV 42/56形 ディーゼル機関" *内燃機関* Vol. 9, No. 99, p. 98. 1966.
- 26) 日本機械學會: "傳熱工學資料" pp. 216~218. 1976.
- 27) 吉田正一: "温度の測定" *内燃機関の 実験と計測* (I) pp. 48~49, *内燃機関* Vol. 15, No. 184, 臨時増刊号. 1971.