

「이」論文은 1981年度 文教部 學術研究 助成費에 依하여 研究되었음.

메탄올-물 혼합燃料機關에 關한 研究
(사이클 시뮬레이션에 의한 예측)

Study on Engine Performance Using Methanol-Water Blend as a Fuel
(Prediction by Cycle Simulation)

金應瑞*·鄭鎮恩**
(E. S. Kims · J. E. Chung)

Abstract

A cycle simulation of 4 cycle spark ignition engine using methanol-water blend as a fuel has been developed for study of prediction of power, specific fuel consumption, mean effective pressure and thermal efficiency. One-dimensional flow model for intake process and thermodynamic model for combustion process were selected.

After performance test was made with conventional engine which was modified in consideration of fuel properties. And computational results by simulation have been compared with experimental results.

As the agreement between computational and experimental results was good, prediction of engine performance by model was possible.

記 號

- M : 混合氣 質量
- \dot{m} : 流量
- ρ : 密度
- ΔP : 壓力差
- A : 面積
- C_v : 定積比熱
- C_p : 定壓比熱
- R : 가스常數
- P : 壓力
- T : 絕對溫度
- V : 燃燒室 體積
- X : 燃燒率
- Θ : TDC 에 대한 크랭크角
- γ : 比熱比
- W : piston 에 의해 行해진 일
- Q : 熱損失

- h_f : O K 에서의 形成 엔탈피
- ϕ : 當量比
- n_i : 混合氣 i 成分의 몰數
- X_i : 混合氣의 i 成分
- K : 平衡常數
- η : 殘留가스量
- e : 内部에너지 (joule)
- N : 機關 回轉速度
- V_p : piston 平均速度
- B : bore
- S : stroke
- h_o : clearance height
- T_w : 실린더壁 溫度
- u : 未燃部分
- b : 既燃部分
- o : 基準狀態 (壓縮 開始點 또는 大氣條件)
- a : 空氣
- f : 燃料

* 正會員, 서울大學校 工科大學

** 서울大學校 大學院

1. 緒 論

環境 汚染問題가 擡頭되고 高油價時代가 시작됨에 따라 內燃機關에서는 機關의 設計에 相當한 制約을 받게 되었고, 이에 따라 機關의 燃燒에 대한 詳細한 解析이 必要하게 되었다. 그러나 燃燒現象은 熱力學的으로, 流體力學的으로 極히 複雑한 現象이므로 理論的으로 解析하기에는 어려움이 많았다. 이것을 解決하기 위한 方法으로 解析可能한 모델을 設定하여 각 사이클에 適用시키는 모델링이 發展하게 되었다.

內燃機關에서 모델링은 19世紀 後半부터 使用되어 왔으며¹⁾ 最近에 J. B. Heywood, R. J. Tabaczynski 등에 의해 實質的인 發展을 보여 실제 燃燒現象에 가까운 모델에 의하여 機關의 性能 및 排氣가스成分을 正確히 예측하기 위한 方向으로 展開되고 있다.

모델링의 目的은 各種形態의 機關에서 일어나는 基礎的인 現象을 이해하고, 機關性能과 排氣가스成分에 대한 設計條件 및 作動條件의 變更의 影響을 예측하는 데 있다. 이러한 觀點에서 모델링은 燃燒現象 解析을 위한 價値있는 方法이 된다.

本 研究에서는 물이 5% 포함된 메탄올을 燃料로 한 SI 機關에 대하여 一次元 流動 모델과 熱力學 燃燒모델을 設定, 解析하고 簡單히 測定되는 資料를 利用하여 燃燒室內的 壓力을 예측하였다. 이것에 의하여 出力, 燃料消費率, 平均有效壓力과 熱效率을 計算하였다. 그리고 既存의 SI 機關에 메탄올의 燃料特性을 考慮하여 preheater 를 附着하고 氣化器 main-nozzle 을 2 배 넓혀 性能實驗을 行하여 燃燒室內的 壓力을 測定하고 燃料 消費率과 熱效率을 算出하여 시뮬레이션에 의한 計算値와 比較함으로써 메탄올-물을 燃料로 한 SI 機關에 대하여 設定된 모델의 타당성을 檢討하였다.

2. 사이클 解析

機關 性能을 예측하려면 實際 機關에서 일어나는 사이클을 正確히 解析하여야 한다. 그러나

實際 사이클의 解析은 거의 不可能하므로 몇가지 妥當性있는 假정을 근거로 實際 사이클에 近似한 모델을 設定하고 이 모델에 따라 性能을 예측하였다.

모델의 設定에 있어서는 一般的으로 인정되고 있는 다음 假정을 使用하였다.

- (1) 燃燒室內的 混合氣는 理想氣體의 性質을 滿足한다.
- (2) 燃燒中 燃燒室은 未燃部分과 既然部分으로 나누어진다. 各 部分의 成分과 溫度는 均一하다.
- (3) 燃燒室은 混合氣로 充滿되고 燃燒室內的 壓力은 均一하다.
- (4) 空氣는 體積比率로 21% O₂와 79% N₂로 構成된다.

2.1 모델 設定 및 分析

吸入排氣 行程에 대한 모델과 燃燒 行程에 대한 모델을 設定하였다.

2-1-1 吸入排氣 行程에 대한 모델

이것은 燃燒室에 吸入, 排出되는 空氣流率을 計算하기 위한 것으로, 氣化器를 지나는 유체에 대한 一次元 流動 모델을 設定키로 하였다.

Navier-Stokes 方程式으로부터

$$\rho_a \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + \omega \frac{\partial u}{\partial z} \right) = g - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \dots\dots\dots (1)$$

이고, 一次元 定常 流動이므로

$$\rho_a u \frac{\partial u}{\partial x} = - \frac{\partial p}{\partial x}$$

$$\frac{1}{2} \rho_a (u^2 - u_0^2) = p_0 - p \dots\dots\dots (2)$$

이 된다.

이 式으로부터 空氣流率은 다음과 같이 表示된다.

$$\dot{m}_a = A \sqrt{2 \rho_a \Delta p} \dots\dots\dots (3)$$

discharge coefficient 를 考慮한 實際 流率은

$$\dot{m}_a = C_d A \sqrt{2 \rho_a \Delta p} \dots\dots\dots (4)$$

discharge coefficient C_d 는 氣化器의 形狀에 의 한 摩擦을 考慮하여 採擇하고, 空氣流動面積 A 는 負荷의 크기에 따른 드로틀 밸브의 變化에 直接 關係된다.

또한 當量比 ϕ 를 使用하면

$$\phi = \frac{\text{理論空氣燃料比}}{\text{實際空氣燃料比}}$$

$$\dot{m}_v = \frac{\phi}{6.45} \dot{m}_a \quad \dots\dots\dots (5)$$

이고,

空氣와 燃料의 全体 流量은

$$\dot{m} = \dot{m}_a + \dot{m}_v = \dot{m}_a \left(1 + \frac{\phi}{6.45} \right) \quad \dots\dots\dots (6)$$

이 된다.

그러므로 燃燒室의 混合氣 質量 M 은

$$M = \frac{120 \dot{m}}{4 N} \quad \dots\dots\dots (7)$$

로 表示된다.

2-1-2 燃燒 行程에 대한 모델

本 研究에서는 機關 性能과 排氣가스 成分 分析에 잘 適用되는 zero-dimensional 모델을 設定 하였다.

機關 性能을 計算하기 위하여 燃燒 行程中 燃燒室의 크랭크각에 대한 壓力 曲線을 求하기로 하였다. 이때 燃燒室 壓力은 燃燒率과 密接한 關係가 있으며, 다음의 過程에서 연소율과 壓力과의 關係가 주어진다.

假定에 의하여 연소실은 未燃部分과 既燃部分으로 나누고 에너지 保存 法則을 各 部分에 適用하였다.

狀態 方程式으로부터 다음 關係를 얻는다.

未燃部分 : $Pv_u = R_u T_u$

既燃部分 : $Pv_b = R_b T_b \quad \dots\dots\dots (8)$

質量 保存 法則과 에너지 保存 法則으로부터

$$V = \int_0^x V_b d\xi + \int_x^1 V_u d\xi \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$-Q = E - E_0 + W \quad \dots\dots\dots (10)$$

$$\frac{E_0 - (W+Q)}{M} = \int_0^x e_b d\xi + \int_x^1 e_u d\xi \quad \dots\dots\dots (11)$$

를 얻는다. 여기서 E_0 는 壓縮 開始點, 즉 全体가 未燃가스일 때의 内部에너지이고 ξ 는 dummy variable 이다. 理想氣體 内部에너지는

$$e_b = C_{vb} T_b + h_{fb} \quad \dots\dots\dots (12)$$

$$e_u = C_{vu} T_u + h_{fu} \quad \dots\dots\dots (13)$$

로 定義된다. 이때 h_f 는 $T = 0$ 에서의 形成 엔탈피이다.

平均 溫度를 다음과 같이 表示한다.

$$\bar{T}_0 = \left(\int_0^x T_b d\xi \right) / X \quad \dots\dots\dots (14)$$

$$\bar{T}_u = \left(\int_x^1 T_u d\xi \right) / (1 - X) \quad \dots\dots\dots (15)$$

式(12)~(15)를 式(11)에 代入, 정리하면

$$MX = \frac{E_0 - (W+Q) - MC_{vu}\bar{T}_u - Mh_{fu}}{(C_{vb}\bar{T}_0 - C_{vu}\bar{T}_u) + (h_{fb} - h_{fu})} \quad \dots\dots\dots (16)$$

이 된다.

여기에 式(9)를 適用하고 γ_b, γ_u 를 導入하면

$$MX = \frac{PV - P_0V_0 + (\gamma_b - \gamma_u)MC_{vu}(\bar{T}_u - T_0)}{(\gamma_b - 1)(h_{fu} - h_{fb}) + \frac{(\gamma_b - 1)(W+Q)}{C_{vu}\bar{T}_u(\gamma_b - \gamma_u)}} \quad \dots\dots\dots (17)$$

의 關係를 얻는다.

다음에 메탄올을 燃料로 한 混合氣의 property 인 $\gamma_b, \gamma_u, h_{fu}, h_{fb}, C_{vu}$ 를 얻기 위해 未燃가스과 既燃가스의 化學反應을 考慮하여 内部에너지를 計算하였다.

연소중인 燃燒室內의 混合氣 成分을 $CH_3OH, N_2, O_2, H_2O, CO_2, CO, H_2$ 로 假定하면 다음의 平衡 方程式을 얻는다.

$$(1 - \eta) \sum_{i=1}^4 n_i X_i + \eta \sum_{i=2}^7 n_i X_i \rightarrow \sum_{i=2}^7 n_i X_i \quad \dots\dots\dots (18)$$

여기서 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7 은 $CH_3OH, N_2, O_2, H_2O, CO_2, CO, H_2$ 를 順序의으로 表示하고 있고 η 는 體積 效率에서 얻어지는 殘留가스量이며 '는 既燃部分을 가리킨다.

空氣燃料比가 當量比 ϕ 로 주어지면 未燃가스와 既燃가스에 대하여 다음의 關係가 있다.

未燃가스 成分의 몰數는

$$\begin{aligned} n_1 &= \phi \\ n_2 &= \frac{79}{21} \times 1.5 \\ n_3 &= 1.5 \\ n_4 &= W\phi \dots\dots\dots(19) \end{aligned}$$

既燃가스 成分의 몰數는

$$\begin{aligned} n_2' &= \frac{79}{21} \times 1.5 \\ \phi + \omega\phi + 3 &= 2(n_3' + n_4') + n_4' + n_4' \\ \phi &= n_3' + n_4' \\ 2\phi &= n_4' + n_4' \dots\dots\dots(20) \end{aligned}$$

이다. 여기서 ω 는 알코올에 포함된 물의 몰數이다.

또한 既燃가스에 대하여 H_2O 와 CO 의 반응을 고려하여

$$\frac{n_6' n_7}{n_4' n_5'} = K \dots\dots\dots(21)$$

의 관계를導入하고, $\phi \leq 1$ 인 lean mixture에 대하여 $n_6' = 0$, $n_7' = 0$ 를 假定하면 다음의 관계가 주어진다.

$$\begin{aligned} \phi &< 1; \\ n_2' &= 5.64 \\ n_3' &= \frac{3}{2}(1 - \phi) \\ n_4' &= 2\phi + \omega\phi \\ n_5' &= \phi \dots\dots\dots(22) \\ n_6' &= 0 \\ n_7' &= 0 \end{aligned}$$

未燃가스와 既燃가스 부분의 内部에너지는 式(18)에 式(19), (22)를 代入하여 얻는다. 즉 未燃가스의 内部에너지는

$$\begin{aligned} e_u &= e_{uc} + \eta(e_b - e_{uc}) + (\phi - 1)(1 - \eta)(e_{uc} - e_a) \\ &+ (1 - \eta)0.14\omega\phi e_4 \dots\dots\dots(23) \end{aligned}$$

이다. 여기서 e_{uc} 는 공기 1몰을 包含하는 理論 混合氣의 内部에너지이고 e_a 는 공기 1몰의 内部에너지이며 다음의 式으로 表示된다.

$$e_{uc} = 0.14e_1 + e_a \dots\dots\dots(24)$$

$$e_a = 0.79e_2 + 0.21e_3 \dots\dots\dots(25)$$

既燃가스의 内部에너지는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \phi &\leq 1; \\ e_b &= 0.79e_2 + 0.21(1 - \phi)e_3 + (0.28 + 0.14\omega) \\ &\phi e_4 + 0.14\omega\phi e_5 \dots\dots\dots(26) \end{aligned}$$

한편 $e_a, e_{uc}, e_2, e_3, e_4, e_5$ 는 Thermodynamic Charts⁶⁾와 Physical and Thermodynamic Properties of Aliphatic Alcohols⁷⁾을 基礎로 하여 적용되는 溫度범위에 適切한 T의 一次式으로 近似시킨다.

未燃가스에서

$$\begin{aligned} e_a &\approx -7500 + 23.0T \\ e_{uc} &\approx 35.1T + 19200 \dots\dots\dots(27) \\ e_4 &\approx 29.0T - 9050 \end{aligned}$$

이고

$$\begin{aligned} \text{既燃가스에서는} \\ e_2 &\approx 28.4T - 14600 \\ e_3 &\approx 31.0T - 17400 \\ e_4 &\approx 45.8T - 32900 \\ e_5 &\approx 53.9T - 303600 \dots\dots\dots(28) \end{aligned}$$

이다.

위의 內容을 정리하면 未燃가스와 既燃가스의 内部에너지는 다음 式으로 주어진다.

$$\begin{aligned} \phi &\leq 1; \\ e_b &= (28.9T - 15190) + \phi[(6.4T - 4600) \\ &+ (13.8T - 9180)] \\ e_u &= (35.1T + 19200) + \eta\{(-6.2T - 34390) \\ &+ \phi[(6.4T - 4600) + (13.8T - 9810)]\} \\ &+ (\phi - 1)(1 - \eta)(12.1T + 26700) \\ &+ \omega\phi(1 - \eta)(4.0T - 1267) \dots\dots\dots(29) \end{aligned}$$

그리고 C_v 와 h_f 의 정의를 使用하면 混合氣의 $\gamma_u, \gamma_b, h_{fu}, h_{fb}, C_{vu}, C_{ub}$ 가 다음 式으로 求해진다.

$$\begin{aligned} \phi &\leq 1; \\ h_{fu} - h_{fv} &= (1 - \eta)(26700\phi + 7690) \\ &+ \phi(1 - \eta)(3330\omega + 9810) \\ C_{vu} &= 23.0 + \eta(5.9 + 1.7\phi) + \phi(12.1 + 4.0\omega) \\ &+ 2.4\omega\phi\eta \\ C_{vb} &= 28.9 + \phi(6.4\omega + 13.8) \end{aligned}$$

$$\gamma_u = 1.0 + 8.314 / [23.0 + \eta(5.9 + 1.7\phi) + \phi(12.1 + 4.0\omega) + 2.4\omega\phi\eta]$$

$$\gamma_b = 1.0 + 8.314 / [28.9 + \phi(6.4\omega + 13.8)] \quad (30)$$

以上の一次元流動 모델과 熱力學 모델의 解析으로 機關의 性能을 計算할 수 있다.

2-2 性能計算

앞 節에서 言及된 模型을 機關사이클에 適用시켜 性能을 計算하기 위하여 本 研究에서는 實驗에서 얻은 다음의 基礎資料를 利用하였다.

- (1) 機關 回轉速度 및 負荷
- (2) 機關 形態 및 치수
- (3) 當量比 ϕ
- (4) 吸入多岐管의 溫度 및 壓力
- (5) 體積效率
- (6) 點火進角

한편 機關의 性能과 密接한 關係를 갖는 函數로서 燃燒率에 있다. 燃燒率은 燃料의 特性, 燃燒室의 形態등에 따라 다르다.

本 研究에서는 燃料의 特性, 燃燒室의 形態를 고려하여 SI機關에 잘 적용되는 Wiebe formula를 使用하였다. Wiebe formula는 다음과 같다.

$$X = 1 - e^{-a(\phi - \theta_0 - \Delta\theta_{i,d} / \Delta\theta_b)^{m+1}}$$

여기서

- X : 燃燒率
- a : 效率係數
- m : 形態係數
- θ : 크랭크角
- θ_0 : 點火時期
- $\Delta\theta_{i,d}$: 着火遲延期間
- $\Delta\theta_b$: 燃燒期間

이다.

$\Delta\theta_{i,d}$, $\Delta\theta_b$ 는 연료의 特性에 따라, a, m은 연소실의 形態에 따라 決定되어야 한다. $\Delta\theta_{i,d}$, $\Delta\theta_b$, a, m을 다음과 같이 하여 定하였다.

燃料인 메탄올의 特性을 고려하여, $\Delta\theta_{i,d}$ 는 $10^\circ \sim 20^\circ$ 사이, $\Delta\theta_b$ 는 $20^\circ \sim 50^\circ$ 사이의 값으로 변화시키고, a는 2~8 사이, m은 1~4 사이의 값을 변화시키면서 計算된 壓력과 實驗에 의해 얻어진 壓력을 比較하면서 peak 壓력과 그때의

크랭크角을 적절히 맞추어 나간다. 그 結果 a = 6, m = 1.5가 적절하였으며, $\Delta\theta_{i,d} = 20^\circ$, $\Delta\theta_b = 30^\circ$ 가 적절하였다. 이때 熱損失 Q는 turbulent convection만을 고려한 다음의 Eichelberg's correlation을 使用하였다.

열전달 계수 h는

$$h = 2.1 (V_p)^{1/3} (PT)^{1/2}$$

이고

크랭크角에 따라 變하는 面積은

$$A = \pi B \left[h_0 + \frac{S}{2} (1 - \cos \theta) \right] + \frac{\pi}{4} B^2$$

이므로

$$A_b = AX$$

$$A_u = A (1 - X)$$

이다.

또한 未燃가스에 대하여서는 isentropic 壓縮, 既燃가스에 대하여서는 isentropic 燃燒過程을 導入하면,

$$\bar{T}_u = T_0 \left(\frac{P}{P_0} \right)^{\frac{\gamma_u - 1}{\gamma_u}} \dots \dots \dots (31)$$

$$\bar{T}_b = (h_{r,u} - h_{r,b} + C_{p,u} \bar{T}_u) / C_{p,b} \dots \dots \dots (32)$$

이다.

그러므로 Q는 다음式으로 주어진다.

$$Q_b = \int_{\theta_0}^{\theta} A_b h_b (\bar{T}_b - T_w) d\theta \dots \dots \dots (33)$$

$$Q_u = \int_{\theta_0}^{\theta} A_u h_u (\bar{T}_u - T_w) d\theta \dots \dots \dots (34)$$

$$Q = Q_b + Q_u \dots \dots \dots (35)$$

그리고 piston에 의하여 行해진 일 W는

$$W = \int_{v_0}^v P dv = \int_{\theta_0}^{\theta} P \frac{dv}{d\theta} d\theta \dots \dots \dots (36)$$

여기서 $\frac{dv}{d\theta}$ 는 다음 式으로 表示된다.

$$\frac{dv}{d\theta} = \frac{\pi \beta^2}{4} \left[\frac{S}{2} \sin \theta \right] \dots \dots \dots (37)$$

以上の 分析과 基礎資料를 使用하여 X, Q, W와

前節에서의 式(7), (42), (43)을 求하고 이것을 式(17)에 代入하여 연소실의 壓力을 크랭크角의 函数로 求하였다.

실험장치를 Fig.1과 같이 배치하고 機關回轉속도 1800 rpm, 부하 20%의 조건에서 연소실 壓力의 실험치와 계산치를 Fig.2에서 비교하였다.

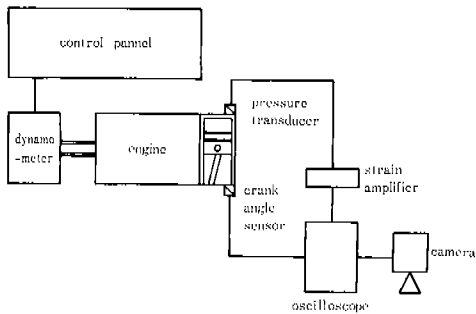


Fig. 1 Experimental Apparatus

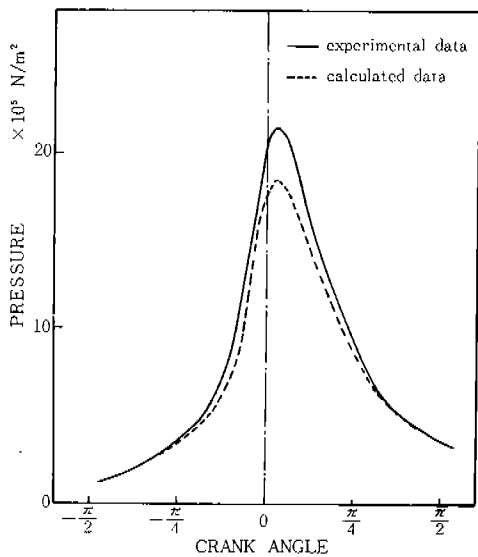


Fig. 2 Comparison of Pressure curve.

이 壓力으로 指示出力을 算出하고 이 結果를 使用하여 燃料소비를, 平均有效壓力과 열효율을 계산하였다. 이 計算値와 實驗에서 얻은 實驗値와를 比較하였다.

Fig. 3 ~ Fig.7은 이 結果를 나타낸다.

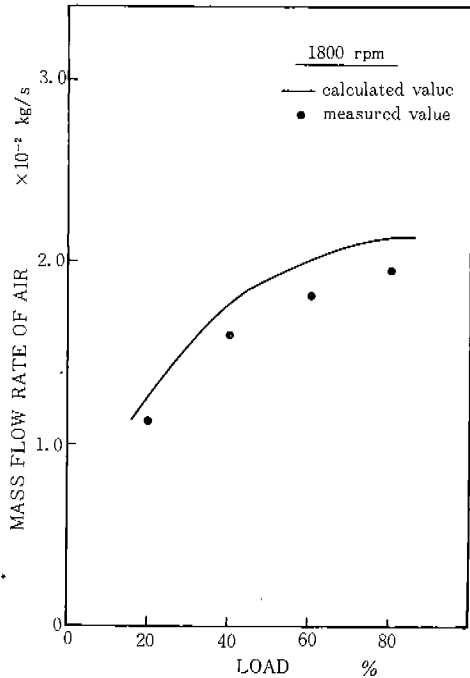


Fig. 3 Comparison of Mass Flow Rate of Air

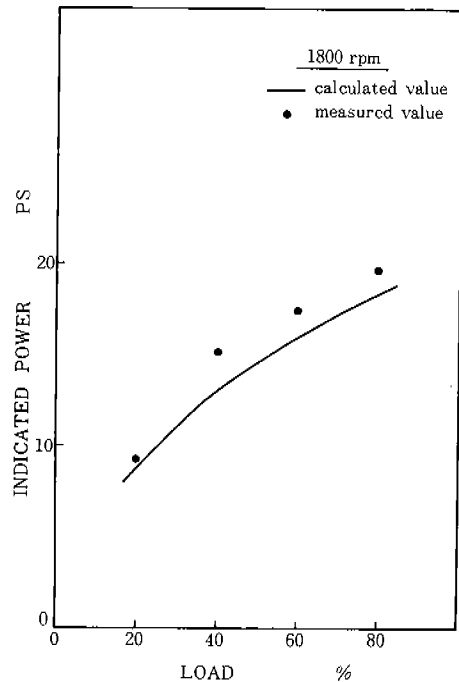


Fig. 4 Comparison of Indicated Power

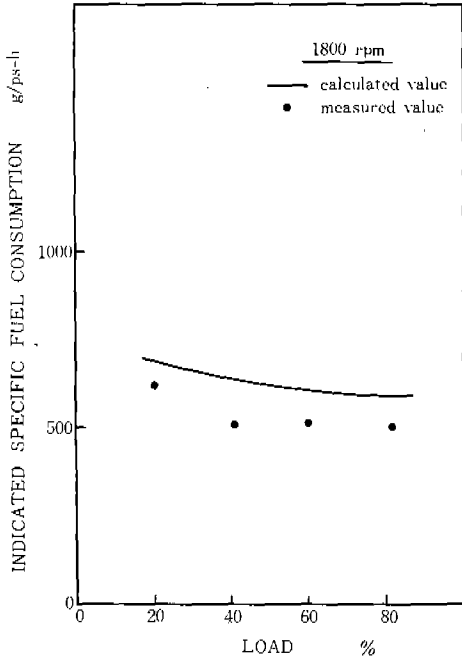


Fig. 5 Comparison Indicated Specific Fuel Consumption.

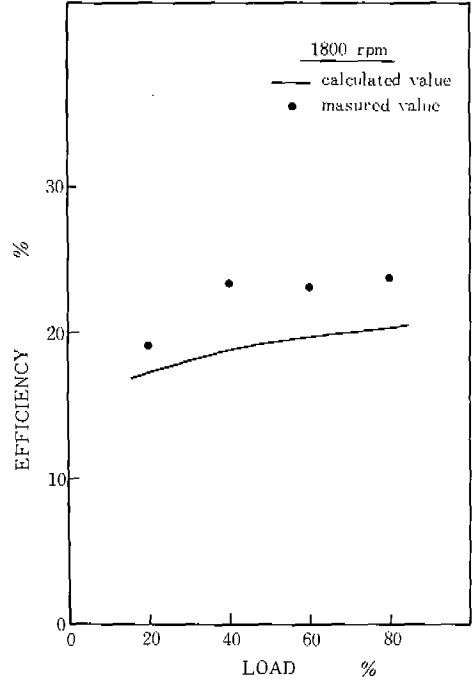


Fig. 7 Comparison of Efficiency

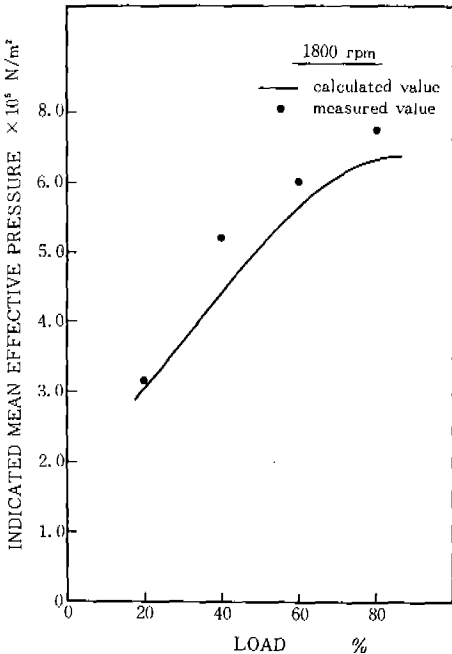


Fig. 6 Comparison of Indicated Mean Effective Pressure

3. 實驗裝置 및 實驗方法

3-1 實驗裝置

實驗機關은 既存의 4 사이클 4 실린더 SI 機關을 使用하였다. 이 機關의 燃燒室은 wedge 形 이고, 실린더는 83mm×66mm-4, 總行程 體積은 1428cc, 壓縮比는 9.0:1 이다. 메탄올을 燃料로 하기 위하여 氣化器와 吸入多岐管 사이에 最大 熱容量 1.2kw 의 preheater 를 設置하였고, 燃料의 特性을 考慮하여 氣化器 main nozzle 의 面積을 2 倍로 하였다. 其他의 諸元은 Table 1 과 같다.

動力計는 水冷渦電流 制動型으로 最大 吸收馬力 100PS 이고 最大 吸收回轉速度 7000rpm이다. 諸元은 Table 2 와 같다.

燃料는 5% 물이 섞인 메탄올-물 混合연료를 使用하였다. 燃料室의 壓力曲線을 測定·記錄하기 위한 裝置와 計算을 위한 基礎資料인 當量

Table 1. Engine Specification

Item	Specification
Maker & Model	Nissan, L14
Type	4 cycle 4cylinder water cooled
Piston displacement, cc	1428
Combustion chamber-type	wedge
Bore × stroke, mm	83 × 66
Compression ratio	9.0 : 1
Max. Torque, kgm/rpm	11.8 / 3600
Max. Output, PS/rpm	85 / 6000
Carburetor	Two barrel
Valve timing	
In. open	8° BTDC
In. close	44° ABDC
Ex. open	50° BBDC
Ex. close	10° ATDC
Ignition timing	20° BTDC

Table 3. Specification of Measuring Instrument

Item	Maker	Capacity	Usage
Pressure Transducer	Shinkoh Communication Industry Co.	100kg/cm ²	Pressure Measurement
Strain Amplifier	Yokogawa.	20,000μ strain	Pressure Measurement
Oscilloscope	Tektronix	Storage 2.5 MHz	Pressure Measurement
Digital Thermometer	Y. E. W.	Thermocouple -50°cc~190°c	Intake manifold temperature Measurement
Flow meter	Tokyo-meter	0~180 cc	Fuel flow rate Measurement
Pressure gage	Nagano	0~761 mmHg	Intake manifold Pressure Measurement
Distributor Tester	Allen	0~90°	Advance spark timing degree

比, 吸入多岐管的 溫度 및 壓力, 點火 進角時期
를 측정하기 위한 장치는 Table 3 과 같다.

全 實驗裝置의 배치는 Fig.1 에 나타낸 것과
같다.

Table 2. Engine Dynamometer

Item	Specification
Model	Eddy current type water cooling
Maximum absorption power, PS	100
Maximum absorption, revolution, rpm	7000
Brake arm length, m	0.3581
Maker	Tokyo meter

3-2 實驗方法

메탄올의 特性을 考慮하여 空轉時의 點火時期
를 가솔린의 경우에 比較하여 10° 進角시키고
preheater 容量을 機關의 狀態가 良好해지는 條
件에 設定하였다.

機關回轉速度를 1800 rpm 으로 固定한 다음 으
로를 벨브에 의하여 負荷를 20%, 40%, 60%,
80%로 변화시키면서 壓力曲線을 記錄하고, 出
力, 燃料消費率, 吸入多岐管的 壓力과 溫度, 點
火時期를 測定하여, 平均有效壓力과 熱效率을
算出하였다.

4. 結果 및 檢討

計算된 空氣流量은 實驗値에 比하여 10% 정도
높은 값을 나타내었다. 이것은 吸入벨브 등에
의한 吸入多岐管的 마찰을 考慮하지 않았기 때
문인 것으로 생각된다.

燃燒率의 評價에서 着火遲延期間이 20°, 燃燒
期間은 30°로 나타났으며, 이것으로 메탄올의
燃料特性이 가솔린에 비해 着火遲延期間이 길고,
燃燒期間은 짧은 것으로 나타났다. 이것은 實驗
에 의하여 밝혀진 結果와 一致하고 있다.

指示出力에 있어서는 計算値가 實驗値에 比하
여, 負荷 20%, 40%, 60%, 80%에서 1.1%, 12.6
%, 8.6%, 6.1% 낮은 값을 나타내고 있다.

指示燃料消費率, 指示平均有效壓力과 熱效率

도 5%~20%의 差異를 보이고 있다.

이러한 結果의 原因은 實驗機關이 多氣筒機關 이어서 실린더 사이의 干涉이 發生하고, 吸入多岐管에서의 混合氣 配分이 均一하지 않았으며, SI機關에 메탄올을 使用한 것에 의하여 發生되는 機關의 不安定性 때문이라 생각된다.

5. 結 論

사이클 시뮬레이션을 위한 모델을 設定·解析하고 簡單히 測定되는 基礎資料를 利用하여 메탄올-물을 燃料로 한 SI機關의 性能을 豫測하였다. 計算値는 實驗値에 比하여 空氣 吸入量에서는 10% 以內, 指示出力에서는 15% 内外의 差異를 나타내고 있으며, 燃料消費率, 平均有效壓力 및 熱效率도 15% 정도의 差異를 表示하고 있다.

多岐筒機關에서 發生하는 실린더 사이의 干涉, 既存의 SI機關에 메탄올-물을 使用한 것에 起因하는 機關의 不安定性을 考慮하면 本 研究의 사이클 시뮬레이션 모델이 機關의 設計變更, 燃料變化 등에 따른 機關性能의 豫測에 充分히 使用될 수 있으리라 생각된다.

參 考 文 獻

1. James N. Mattavi and Charles A. Amann, "Combustion Modeling in Reciprocating Engines," Plenum Publishing Corporation, 1980.
2. G. Woschni, "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine," SAE paper 670931, 1967.
3. David L. Hagen, "Methanol as a Fuel, A Review with Bibliography," SAE paper 770792, 1977.
4. J. B. Heywood and J. M. Higgins, "Development and Use of a Cycle Simulation to Predict SI Engine Efficiency and NOx Emissions," SAE paper 790291, 1979.
5. Norman C. Blizard and James C. Keck, "Experimental and Theoretical Investigation of Turbulent Burning Model for Internal Combustion Engines," SAE paper 740191, 1974.
6. H. C. Hottel et al, "Thermodynamic Charts for Combustion Processes," New York: Wiley, 1949.
7. R. C. Wilhoit and B. J. Zwolinski, "Physical and Thermodynamic Properties of Aliphatic Alcohols," J. Phys. and Chem. Ref. Data, Vol. 2, 1973.

1. James N. Mattavi and Charles A. Amann,
"Combustion Modeling in Reciprocating Eng-