

## 單氣筒 2사이클 壓縮點火機關의 시뮬레이션

Simulation of the Single-Cylinder 2-Stroke Cycle  
Compression Ignition Engine俞 炳 澈\* · 金 正 純\*\*  
Byung Chul Yoo · Jung Soon Kim

## Abstract

The simulation of power cycle and unsteady gas exchange processes in the inlet and exhaust systems of the single-cylinder 2-stroke cycle compression ignition engine was studied in this paper.

In power cycle process, the single-zone model proposed by Whitehouse and Way was used, and the convective and radiative heat transfer from cylinder contents to surroundings was considered. To solve the equations for gas exchange process, the generalized method of characteristics including area change, friction, heat transfer and entropy gradients was used. Also with the path line calculation, the entropy change along the path line and the variation of specific heat due to the change of temperature and the composition of cylinder gas were considered.

As a result of the simulation, the change of pressure and temperature in the cylinder against the crank angle, the rate of net heat release, and the change of properties at each point in the inlet and exhaust pipe against the crank angle were obtained. The engine performances under various operating conditions were also calculated.

## 記 號 說 明

$a$ : 音速(m/sec)	$b$ : 對流 熱傳達에 대한 Annand常數
$a_a$ : 基準壓力까지 等엔트로피 變化를 겪은 後의 音速	$c$ : 輻射 熱傳達에 대한 Annand常數 (J/sec · m <sup>2</sup> · K <sup>4</sup> )
$a_q$ : 對流 熱傳達에 대한 Annand常數	$C_p$ : 定壓比熱(J/kmol · K)
$act$ : 化學反應率에 대한 常數(K)	$C_v$ : 定積比熱(J/kmol · K)
$A$ : 無次元 音速( $a/a_{ref}$ )	$dM_f$ : 時間段階 中에 燃燒한 燃料의 物數 (kmol)
$A_a$ : 無次元 $a_a$ ( $a_a/a_{ref}$ )	$D$ : 管의 直徑(m)
APC: 掃氣구멍 닫힘	$D_c$ : 실린더 直徑(m)
APO: 掃氣구멍 열림	$E$ : 内部에너지(J)
	EVC: 排氣밸브 닫힘

\* 正會員, 高麗大學校 工科大學

\*\* 高麗大學校 大學院

*EVO* : 排氣밸브 열림  
*f* : 摩擦係數 ( $\tau_w / \frac{1}{2}\rho u^2$ )  
*F* : 管의 斷面積 ( $m^2$ )  
*F<sub>c</sub>* : 실린더 傳熱面積 ( $m^2$ )  
*k* : 比熱比 ( $C_p / C_v$ )  
*K* : 燃料準備率에 대한 常數 ( $bar^{-xm}$ )  
*K'* : 化學反應率에 대한 常數 ( $\sqrt{K} / bar \cdot sec$ )  
*L* : 基準길이 (m)  
*m* : 質量 (kg)  
*M* : 실린더內 가스의 總 몰數 (kmol)  
*M<sub>i</sub>* : 噴射된 燃料의 質量 (kg)  
*M<sub>u</sub>* : 噴射된 燃料中 燃燒準備가 되지않은 燃料의 質量 (kg)  
*N* : 機關回轉速度 (rpm)  
*P* : 壓力 ( $N/m^2$ ) 또는 燃料準備率 (kg/deg)  
*P<sub>O<sub>2</sub></sub>* : 酸素의 分壓 (bar)  
*q* : 流體의 單位 質量當 傳熱率 ( $J/kg \cdot sec$ )  
*Q* : 傳熱量 (J)  
*Q<sub>vs</sub>* : 燃料의 低位發熱量 ( $J/kmol$ )  
*R* : 氣體常數 ( $J/kg \cdot K$ ) 또는 化學反應率 ( $kg/deg$ )  
*R<sub>mol</sub>* : 一般氣體常數 ( $J/kmol \cdot K$ )  
*t* : 時間 (sec)  
*T* : 溫度 (K)  
*T<sub>s</sub>* : 基準溫度 (K)  
*u* : 流體粒子的 速度 ( $m/sec$ )  
*u<sub>i,j</sub>* : *i* 化學種의 內部에너지 多項式의 *j* 번째 項의 係數  
*U* : 流體粒子的 無次元 速度 ( $u / a_{ref}$ )  
*V* : 體積 ( $m^3$ )  
*W* : 일량 (J)

*x* : 距離 (m)  
*x* : 燃料準備率에 대한 常數  
*xm* : 燃料準備率에 대한 常數  
*X* : 無次元 距離 ( $x/L$ )  
*X<sub>i</sub>* : *i* 化學種의 몰數 (kmol)  
*Z* : 無次元 時間 ( $t \cdot a_{ref} / L$ )  
*α* : 크랭크角 (deg)  
*β* : 擬 Riemann 變數 ( $A - (k-1) \cdot U/2$ )  
*λ* : 擬 Riemann 變數 ( $A + (k-1) \cdot U/2$ )  
*μ* : 粘度  
*ρ* : 密度 ( $kg/m^3$ )  
*φ* : 等價比  
*φ* : 有效斷面積比 ( $F_v / F_p$ )

下 添 字

*c* : 실린더  
*e* : 排氣  
*i* : 吸氣  
*in* : 流入  
*n-1* : 前 時間段階  
*n* : 現 時間段階  
*out* : 流出  
*p* : 管  
*ref* : 基準狀態  
*T* : 總量  
*v* : 밸브  
*w* : 壁  
*O* : 停滯點  
 1 : 時間段階의 始作  
 2 : 時間段階의 끝

1. 序 論

機關의 性能解析에 관한 廣範圍한 研究를 遂行하고자 할 때에는 高價의 많은 實驗裝備들과 人力이 要求되며 더우기 새로운 設計의 機關에 대한 性能豫測에는 機關의 試驗製作도 先行되어야 한다. 이 때 機關의 性能에 影響을 미치는 各種 因子들의 效果를 反映하는 燃燒 및 가스交換過程에 대한 시뮬레이션 모델

이 設定되어 있고 이를 效果의으로 計算할 수 있는 컴퓨터 프로그램이 開發되어 있다면 많은 經費와 時間을 節約할 수 있다.

2 사이클 機關은 下死點 前後의 짧은 期間 동안에 燃燒가스의 排出과 新氣의 吸入을 同時에 行하므로 2 사이클 機關에 있어서 掃·排氣過程은 매우 重要하며 機關性能에도 큰 影響을 미친다. 또한 過給機關의 理論的 解析을 위하여는 掃·排氣過程 中の 管內의 狀態變

화에 관한 全般的인 理解가 必須的이다. 그러므로 2 사이클 機關의 設計와 性能改善을 위하여 掃·排氣過程의 正確한 理論解析과 시뮬레이션 모델의 開發이 要求되고 있다.

이에 本論文에서는 掃·排氣過程에 重點을 두고 單氣筒 2 사이클 壓縮點火 機關의 理論的 解析을 遂行하였다. 즉 動力사이클에 대해서는 Whitehouse 등이 提案한 單一領域 熱發生 모델<sup>(1)</sup>과 Annand의 熱傳達 方程式을 基礎로 하여 실린더 內의 狀態變化를 解析하였고, 掃·排氣過程에 대해서는 管 內를 지나는 가스流動을 各 流體粒子의 流動에 따른 壁面과의 摩擦, 斷面積 變化, 熱傳達, 엔트로피 變化 및 比熱比의 變化를 考慮한 一般화된 特性 曲線解法<sup>(2)(3)</sup>을 適用하여 解析하였다.

動力사이클의 解析에 의하여 크랭크각에 따른 실린더 內의 壓力, 溫度 및 熱發生率을 求하였고, 掃·排氣過程의 解析에 의하여 吸·排氣管 內의 各 位置에서의 壓力, 溫度 및 速度 등의 時間에 대한 變化를 求하였으며 同時에 掃·排氣過程 中の 실린더 內의 壓力과 溫度를 計算하였다. 또한 機關回轉速度, 吸·排氣管의 길이, 掃氣구멍 및 排氣밸브를 열어주는 時期 등의 變化에 따른 機關性能의 變化를 考察하였다.

## 2. 動力사이클의 시뮬레이션

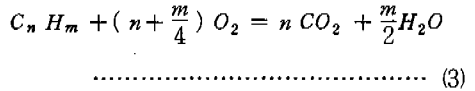
### 2.1 燃燒모델

디젤機關에서의 燃燒는 燃料가 液體狀態로서 噴射되어 燃燒하기 前에 加熱, 蒸發해서 燃燒하기에 充分한 量의 酸素와 混合하는 程度를 나타내는 燃料準備率과 일단 準備된 燃料가 燃燒하는 率을 나타내는 化學反應率에 의하여 支配된다.<sup>(1)</sup> 이러한 燃料準備率과 化學反應率의 計算은 Whitehouse 와 Way가 提示한 單一領域모델을 使用하여 各各 다음과 같이 구한다.

$$P_n = K \cdot M_i^{(1-x)} \cdot M_w^x \cdot P_{O_2}^{xm} \dots\dots\dots (1)$$

$$R_n = \frac{K' \cdot P_{O_2}}{N\sqrt{T}} \cdot e^{-\frac{act}{T}} \cdot \int (P_n - R_{n-1}) d\alpha \dots\dots\dots (2)$$

또한 디젤燃料는 炭化水素 化合物이며, 完全燃燒를 하여 燃燒生成物은 2酸化炭素와 水蒸氣만으로 構成된다고 假定하였다. 卽



### 2.2 熱力學的 關係式

各各의 時間段階에 대한 熱力學 第1法則은 다음과 같이 適用된다.

$$dQ - dW = [E(T_2) - E_2(T_s)] - [E(T_1) - E_1(T_s)] - dM_f \cdot Q_{vs} \dots\dots (4)$$

式(4)에서 任意의 時間段階 中에 燃燒한 燃料의 量  $dM_f$ 는 式(1), (2)를 利用하여 求할 수 있다. 즉 燃燒한 總 燃料量  $(R_T)_n$ 이 準備된 總 燃料量  $(P_T)_n$ 보다 작으면  $dM_f$ 는 化學反應率에 의하여 決定되고,  $(R_T)_n$ 이  $(P_T)_n$ 보다 크면  $dM_f$ 는 燃料準備率에 의하여 計算된다.<sup>(4)</sup>

各 化學種의 物數는 式(3)으로부터 求하고 실린더 內 가스의 混合物에 대한 總 內部에너지와 定積比熱은 溫度에 관한 多項式으로 다음과 같이 表示된다.<sup>(6)</sup>

$$E(T) = R_{mol} \cdot \sum_{i=1}^4 X_i \cdot (\sum_{j=1}^5 u_{i,j} \cdot T^j - T) \dots (5)$$

$$C_v(T) = \frac{R_{mol}}{M_2} \cdot \sum_{i=1}^4 X_i \cdot (\sum_{j=1}^5 j \cdot u_{i,j} \cdot T^{j-1} - 1) \dots\dots\dots (6)$$

여기서

$$M_2 = \sum_{i=1}^4 X_i$$

式(4)中の 熱傳達 項  $dQ$ 는 對流 熱傳達과 輻射 熱傳達을 考慮한 Annand의 方程式으로부터 求한다.<sup>(6)</sup>

$$\frac{dQ}{d\alpha} = \frac{F_c}{6N} [a_q \cdot K_q \cdot \frac{(R_e)^b}{D_c} \cdot (T_w - T_c) + c(T_w^4 - T_c^4)] \dots\dots (7)$$

$$K_q = \frac{C_p \mu}{0.7}, \quad R_e = \frac{\rho V_p D_c}{\mu}$$

여기서  $V_p$ 는 피스톤의 平均速度이다.  
또 式(4)에서 일項  $dW$ 은 실린더 內 平均 壓力을 利用하여 다음과 같이 簡單하게 구한다.

$$dW = \frac{(P_1 + P_2)}{2} \cdot (V_2 - V_1) \dots\dots (8)$$

### 3. 掃·排氣過程의 시뮬레이션

#### 3.1 실린더 內의 熱力學的 모델

掃氣펌프를 利用하여 大氣壓 以上으로 加壓되어 실린더 內로 들어온 新氣는 燃燒가스와 均一하게 混合되는 것으로 假定한다.

크랭크角의 變化에 따른 실린더 內의 壓力 變化는 熱力學 第1法則으로부터 다음과 같이 求할 수 있다.<sup>(3)(7)</sup>

$$\frac{V_c}{k_c-1} \cdot \frac{dP_c}{d\alpha} = -\frac{k_c}{k_c-1} P_c \frac{dV_c}{d\alpha} + \frac{a_{oi}^2}{k_i-1} \frac{dm_i}{d\alpha} - \frac{a_{oe}^2}{k_e-1} \frac{dm_e}{d\alpha} + \frac{dQ}{d\alpha} \dots\dots (9)$$

여기서  $\frac{dm_i}{d\alpha}$ ,  $\frac{dm_e}{d\alpha}$ 는 後述하는 境界條件에서 求하며  $\frac{dQ}{d\alpha}$ 는 燃燒모델에서 使用된 Annand의 式(7)로부터 求한다.

실린더壓力이 吸氣管壓力보다 높으면 逆流가 일어나며 이 境遇 式(9)의 流入質量에 關한 項은 다음 項으로 代置된다.

$$\frac{a_c^2}{k_c-1} \frac{dm_i}{d\alpha}$$

이때  $\frac{dm_i}{d\alpha}$ 는 陰의 값을 갖는다.

한편 連續方程式은 다음과 같다.

$$\frac{dm_c}{d\alpha} = \frac{dm_i}{d\alpha} - \frac{dm_e}{d\alpha} \dots\dots (10)$$

式(9)로부터 壓力增分을 計算하고 式(10)에 依하여 실린더內의 質量變化率을 求하면 다음과 같이 Euler 方法에 依하여 다음 時間段階에서의 壓力, 質量을 求할 수 있고 理想氣體 狀態式으로부터 실린더內 溫度를 計算할 수 있다. 即

$$\left. \begin{aligned} (P_c)_{n+1} &= (P_c)_n + \frac{dP_c}{d\alpha} \Delta \alpha \\ (m_c)_{n+1} &= (m_c)_n + \frac{dm_c}{d\alpha} \Delta \alpha \\ (T_c)_{n+1} &= \left( \frac{P_c V_c}{R_c m_c} \right)_{n+1} \end{aligned} \right\} \dots\dots (11)$$

#### 3.2 特性曲線解法

斷面積의 變化와 壁面과의 摩擦, 熱傳達 및 엔트로피 變化를 갖는 1次元 非定常 流動에 대한 基本方程式은 다음과 같다.

連續方程式 :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho u}{F} \cdot \frac{dF}{dx} = 0 \quad (12)$$

運動量方程式 :

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{4f}{D} \frac{u^2}{2|u|} = 0 \quad (13)$$

熱力學 第1法則 :

$$\rho q F dx = \frac{\partial}{\partial t} [(\rho F dx)(C_v T + \frac{u^2}{2})] + \frac{\partial}{\partial x} [ \rho u F (C_v T + \frac{P}{\rho} + \frac{u^2}{2}) ] dx \quad (14)$$

式(12)와 (13)을 使用하여 式(14)를 整理하면 다음과 같다.

$$\left( \frac{\partial P}{\partial t} + u \frac{\partial P}{\partial x} \right) - a^2 \left( \frac{\partial \rho}{\partial t} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} \right) - (k-1) \rho \left[ q + u \frac{4f}{D} \frac{u^2}{2|u|} \right] = 0 \dots\dots (15)$$

여기서

$$a^2 = kP/\rho$$

式(12), (13) 및 (15)는 準線形 雙曲線形 偏微分 方程式들의 形態이며 이 式들의 解를 求하기 위하여 特性曲線解法을 利用한다.<sup>(2)(3)</sup>

式(12)에서  $\rho$ 에 관한 偏微分項을 消去하고 式(13)과 (15)를 利用하여 整理하면 基本方程式들은 다음과 같은 形態로 變形된다.

$$\left[ \frac{\partial P}{\partial t} + (u+a) \frac{\partial P}{\partial x} \right] + \rho a \left[ \frac{\partial u}{\partial t} + (u+a) \frac{\partial u}{\partial x} \right] - (k-1)\rho \left[ q + \frac{4f}{D} \cdot \frac{u^3}{2} \cdot \frac{u}{|u|} \right] + \frac{\rho u a^2}{F} \frac{dF}{dx} + \frac{4f}{D} \cdot \frac{\rho a u^2}{2} \cdot \frac{u}{|u|} = 0 \dots\dots\dots (16)$$

$$\left[ \frac{\partial P}{\partial t} + (u-a) \frac{\partial P}{\partial x} \right] - \rho a \left[ \frac{\partial u}{\partial t} + (u-a) \frac{\partial u}{\partial x} \right] - (k-1)\rho \left[ q + \frac{4f}{D} \cdot \frac{u^3}{2} \cdot \frac{u}{|u|} \right] + \frac{\rho u a^2}{F} \frac{dF}{dx} - \frac{4f}{D} \cdot \frac{\rho a u^2}{2} \cdot \frac{u}{|u|} = 0 \dots\dots\dots (17)$$

式(15)~(17)에서 나타난 狀態量  $P, \rho, u$ 에 관한 偏微分의 項들은  $\frac{\partial}{\partial t} + f(x, t) \frac{\partial}{\partial x}$ 의 形態를 取하고 있으며  $f(x, t)$ 가 다음의 關係를 滿足한다면 이 項들은 時間  $t$ 에 관한 全微分의 形態로 表示될 수 있다.

$$\frac{d}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} + f(x, t) \frac{\partial}{\partial x} = \frac{\partial}{\partial t} + \frac{\partial x}{\partial t} \cdot \frac{\partial}{\partial x}$$

따라서 式(15)~(17)의 偏微分方程式들은  $\frac{\partial x}{\partial t} = f(x, t)$ 를 滿足하는 曲線을 따라 다음과 같은 常微分方程式들로 轉換될 수 있으며 이때 이 曲線을 特性曲線이라 하고 이 曲線의 기울기  $\frac{dx}{dt}$ 를 方向條件, 이 曲線에 따라 滿足되는  $u$ 와  $a$ 의 關係를 適合條件이라 한다.

壓力波 特性曲線

方向條件 :

$$\frac{dx}{dt} = u \pm a \dots\dots\dots (18)$$

適合條件 :

$$\frac{dP}{dt} \pm \rho a \frac{du}{dt} - (k-1)\rho \left[ q + \frac{4f}{D} \cdot \frac{u^3}{2} \cdot \frac{u}{|u|} \right] + \frac{\rho u a^2}{F} \frac{dF}{dx} \pm \frac{4f}{D} \cdot \frac{\rho a u^2}{2} \cdot \frac{u}{|u|} = 0 \dots\dots (19)$$

流跡線 特性曲線

方向條件 :

$$\frac{dx}{dt} = u \dots\dots\dots (20)$$

適合條件 :

$$\frac{dP}{dt} - a^2 \frac{d\rho}{dt} - (k-1)\rho \left( q + u \frac{4f}{D} \cdot \frac{u^2}{2} \cdot \frac{u}{|u|} \right) = 0 \dots\dots\dots (21)$$

다음과 같이 擬 Riemann 變數<sup>(2)(3)</sup>를 定義하고 無次元化하면 連續方程式, 運動量方程式 및 熱力學 第1法則에 대한 特性方程式을 얻을 수 있다.

擬 Riemann 變數 :

$$\lambda = A + \frac{k-1}{2} U ; d\lambda = dA + \frac{k-1}{2} dU \dots\dots (22)$$

$$\beta = A - \frac{k-1}{2} U ; d\beta = dA - \frac{k-1}{2} dU \dots\dots (23)$$

$$A = \frac{\lambda + \beta}{2} , U = \frac{\lambda - \beta}{k-1} \dots\dots\dots (24)$$

a)  $\lambda$  特性曲線

式(22)의 關係를 滿足하는 壓力波 特性曲線을  $\lambda$  特性曲線이라 부르며 이 特性曲線의 기울기를 나타내는 方向條件과 特性曲線에 따른  $\lambda$  값의 變化를 나타내는 適合條件은 다음과 같다.

方向條件 :

$$\left. \begin{aligned} \frac{dX}{dZ} &= U + A \\ \left[ \frac{dX}{dZ} \right]_{\lambda} &= \left[ \frac{k+1}{2(k-1)} \right] \lambda - \left[ \frac{3-k}{2(k-1)} \right] \beta \end{aligned} \right\} \dots\dots (25)$$

適合條件 :

$$d\lambda = - \frac{k-1}{2} \frac{AU}{F} \frac{dF}{dX} dZ + A \frac{dA_a}{A_a} - \frac{k-1}{2} \frac{2fL}{D} U^2 \frac{U}{|U|} \left[ 1 - (k-1) \frac{U}{A} \right] dZ$$

$$+ \frac{(k-1)^2}{2} \frac{qL}{a_{ref}^3} \frac{1}{A} dZ \dots\dots\dots (26)$$

b)  $\beta$  特性曲線

式(23)의 關係를 滿足하는 壓力波 特性曲線을  $\beta$  特性曲線이라 부르며 이 特性曲線의 方向條件과 適合條件은 다음과 같다.

方向條件 :

$$\left. \begin{aligned} \frac{dX}{dZ} &= U - A \\ \left[ \frac{dX}{dZ} \right]_{\beta} &= \left[ \frac{3-k}{2(k-1)} \right] \lambda - \left[ \frac{k+1}{2(k-1)} \right] \beta \end{aligned} \right\} (27)$$

適合條件 :

$$\begin{aligned} d\beta &= -\frac{k-1}{2} \frac{AU}{F} \frac{dF}{dX} dZ + A \frac{dA_a}{A_a} + \frac{k-1}{2} \frac{2fL}{D} \\ &U^2 \frac{U}{|U|} \left[ 1 + (k-1) \frac{U}{A} \right] dZ \\ &+ \frac{(k-1)^2}{2} \frac{qL}{a_{ref}^3} \frac{1}{A} dZ \dots\dots\dots (28) \end{aligned}$$

c) 流跡線 特性曲線

方向條件 :

$$\frac{dX}{dZ} = U = \frac{\lambda - \beta}{k-1} \dots\dots\dots (29)$$

適合條件 :

$$dA_a = \frac{k-1}{2} \frac{A_a}{A^2} \left[ \frac{qL}{a_{ref}^3} + \frac{2fL}{D} |U^3| \right] dZ \quad (30)$$

任意的 時間과 位置에서  $\lambda$ ,  $\beta$  및  $A_a$ 가 알려지면 다음의 關係式들에 依하여 그 時의 溫度와 壓力을 算出할 수 있다.

$$T = a_{ref}^2 \left( \frac{\lambda + \beta}{2} \right)^2 / kR \dots\dots\dots (31)$$

$$P = \left( \frac{\lambda + \beta}{2A_a} \right)^{\frac{2k}{k-1}} \cdot P_{ref} \dots\dots\dots (32)$$

3.3 流跡線에 따른 比熱比의 計算

流體粒子가 流動함에 따른 比熱比의 變化는

다음 式으로 나타낼 수 있다.

$$k = 1 + R_{mol} / C_v \dots\dots\dots (33)$$

여기서 定積比熱  $C_v$ 는 溫度와 組成의 函數이며 가스成分의 物數는 실린더內에서는 壓力과 溫度에 따라 變化하나 일단 排氣管으로 排出된 後에는 排出 當時의 組成이 管內에서 그대로 維持되는 것으로 생각한다. 따라서 式(31)에 依하여 溫度가 알려지면 式(6)에 依하여 定積比熱  $C_v$ 를 計算할 수 있다.

3.4 境界條件

3.4.1 실린더로부터의 流出

밸브를 지나는 流動은 定壓모델을 使用하여 解析하였으며 亞音速과 音速의 경우에 대하여 서로 다른 境界條件이 세워진다. <sup>(3)(7)(8)</sup>

亞音速 流動 :

$$f_1 \left( \frac{U}{A_c} \right) = \frac{1 - \frac{k-1}{2} \left( \frac{U}{A_c} \right)^2}{\sqrt{k-1}} \left[ \psi \left( \psi^2 + 2(k-1) \right) \right. \\ \left. - \frac{\left( \frac{U}{A_c} \right)^2}{\left[ 1 - \frac{k-1}{2} \left( \frac{U}{A_c} \right)^2 \right]^2} - \psi^2 \right]^{\frac{1}{2}} - \left( \frac{P_c}{P_{ref}} \right)^{\frac{k-1}{2k}}$$

$$- \left( \frac{U}{A_c} \right) \frac{\lambda_{inn} + \frac{k-1}{2} U}{A_{an}} = 0 \dots\dots\dots (34)$$

音速 流動 :

$$f_2 \left( \frac{U}{A_c} \right) = \left( \psi \cdot \frac{P_c}{P_{ref}} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{4k}}$$

$$\left[ \frac{1 - \frac{k-1}{2} \left( \frac{U}{A_c} \right)^2}{\frac{U}{A_c}} \right]^{\frac{k-1}{2k}} - \frac{\lambda_{inn} + \frac{k-1}{2} U}{A_{an}} = 0 \dots\dots\dots (35)$$

式(34) 또는 式(35)를 Newton-Raphson 方法에 依하여  $U/A_c$ 에 대하여 풀고 에너지方

程式과 各 變數들 사이의 關係를 考慮하여  $A_a$ ,  $\lambda_{in}$ ,  $\lambda_{out}$  을 차례로 求한다.

3.4.2 실린더 內로의 流入

流入인 경우 목까지는 等엔트로피 流動을 하며 목의 壓力과 실린더 內의 壓力을 同一한 것으로 假定하면 亞音速 流動에 대하여 다음과 같은 境界條件을 세울 수 있다. (3)(8)

$$f(A^*) = (A^{*\frac{k-1}{k}} - \phi^2) (\lambda_{in}^* - A^*)^2 - \frac{k-1}{2} \phi^2 (A^{*2} - 1) = 0 \dots\dots\dots (36)$$

여기서,

$$A^* = \frac{\lambda_{in}^* + \lambda_{out}^*}{2}, \lambda_{in}^* = \frac{\lambda_{in}}{A_a} \left(\frac{P_{ref}}{P_c}\right)^{\frac{k-1}{2k}}, \lambda_{out}^* = \frac{\lambda_{out}}{A_a} \left(\frac{P_{ref}}{P_c}\right)^{\frac{k-1}{2k}}$$

$P_c$  와  $\lambda_{in}$ ,  $A_a$  로부터  $\lambda_{in}^*$  를 決定하면 式(36)의  $A^*$  에 대한 解를 求할 수 있고 따라

서  $\lambda_{out}^*$  와  $\lambda_{out}$  을 計算해낼 수 있다.

4. 數 值 解 析

式(26), (28) 및 (30)의 適合條件을 數值的으로 풀기 위하여 擬Riemann 變數  $\lambda$ ,  $\beta$  는 格子法을 使用하여 求하고, 엔트로피의 變化를 나타내는  $A_a$  는 修正形 非格子法을 使用하여 計算한다. (2)(3)

시뮬레이션에 使用된 프로그램은 FORTRAN IV 로 作成되었으며 Fig. 1 에 그 流動圖를 나타낸다.

排氣밸브가 닫히는 크랭크角에서부터 사이클 計算을 始作하며  $T_2$  를 推定하고 式(5)~(8)로부터 計算한 값들을 式(4)에 代入하여 兩邊의 差가 要求되는 正確度를 滿足하지 못하면 다음과 같이 Newton-Raphson 方法에 의하여 溫度  $T_2$  를 다시 推定하여 計算을 反復하고, 正確度를 滿足하면 다음의 時間段階로 넘어간다.

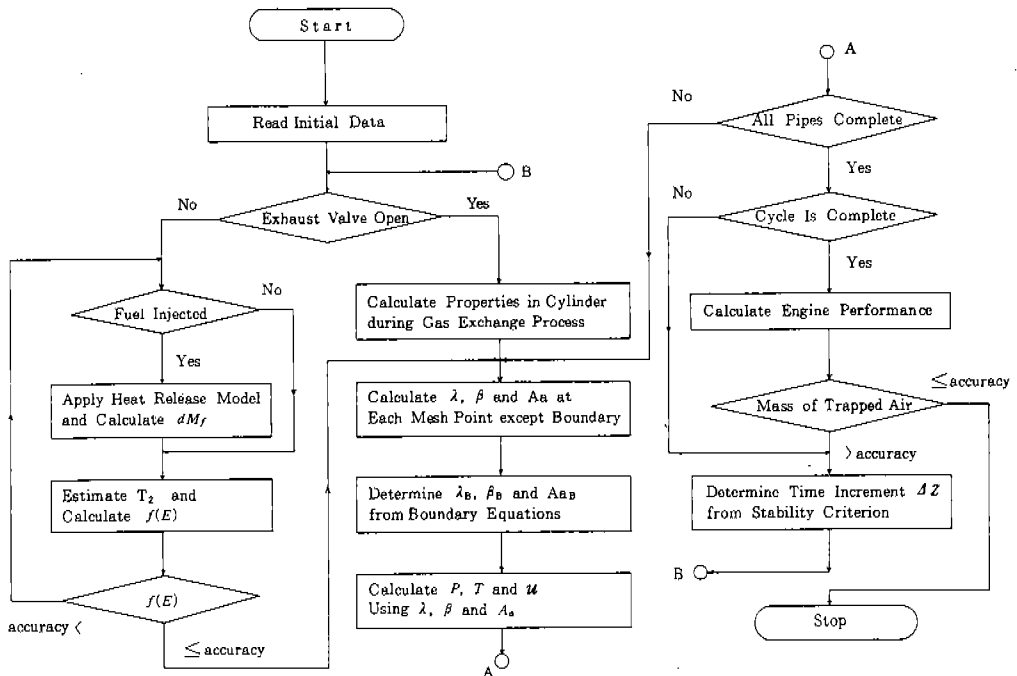


Fig.1 Flow Chart

$$(T_2)_n = (T_2)_{n-1} - \left( \frac{f(E)}{M_2 C_v (T_2)} \right)_{n-1} \dots (37)$$

$$f(E) = [E(T_2) - E_2(T_2)] - [E(T_1) - E_1(T_2)] + dW - dM_f \cdot Q_{vs} - dQ \dots (38)$$

燃料의 噴射가 始作되면 燃料準備率과 化學反應率을 式(1), (2)로부터 求하여  $dM_f$ 와 氣의 組成을 計算한다.

掃·排氣過程의 任意的 時間段階에서의 실린더 內 各 狀態量들은 溫度와 組成을 알면 求할 수 있고 이들을 利用하여 式(9)로부터 壓力增分을 計算하면 式(11)에 의하여 다음 時間段階의 실린더 內 壓力, 質量, 溫度 등을 算出할 수 있다.

한편 管 內에서의 狀態量들을 算出하기 위해서는 擬 Riemann 變數  $\lambda, \beta$  및  $A_a$ 를 決定하여야 하며 比熱比  $k$ 와 엔트로피 變化를 나타내는  $A_a$ 는 流跡線의 計算으로부터 求해지고, 이것을 使用하여 境界點을 除外한 各 格子點에서의  $\lambda, \beta$  값을 格子法에 의하여 求할 수 있다. 또한 境界點에서의 값들은 境界條件에 의하여 求할 수 있다. 이렇게 求한 모든 格子點에서의  $\lambda, \beta$  및  $A_a$ 에 의하여 式(24)에서 速度를, 式(31)에서 溫度를, 그리고 式(32)에서 壓力을 計算할 수 있다. 이와같은 計算이 各 管에 대하여 要求하는 時間까지 遂行되

Table 1 Specification of Engine and Fuel.

Bore × Stroke (mm)	92.0 × 120.0
Connecting Rod Length (mm)	241.9
Displacement Volume (cc)	797.7
Compression Ratio	18.4
Valve Timing (°CA)	
EVO	76
EVC	246
APO	136
APC	224
Fuel :	
C (weight %)	87.0
H (weight %)	13.0
Lower Calorific Value (J / kmol)	$0.459317 \times 10^{10}$

며 다음 時間段階에 대한 計算을 始作하기 前에는 반드시 CFL 安定條件<sup>(2)</sup>에 의하여 時間增分  $\Delta Z$ 를 決定해 주어야 한다.

計算上 基準으로 삼은 機關의 諸元 및 燃料의 特性을 Table.1에 나타냈다.

### 5. 解析結果 및 考察

Fig. 2는 크랭크角에 따른 실린더 內의 壓力과 熱發生率을 나타낸 것이다. 熱發生率線圖에서 첫번째 피크를 지난 뒤, 즉 準備된 燃料가 모두 消費될 즈음에 壓力은 最高로 나타난다. 또한 噴射初期에 熱發生率이 陰으로 나타나는 것은 실린더 壁으로부터 실린더 內의 氣스로 熱傳達가 일어나기 때문이다.

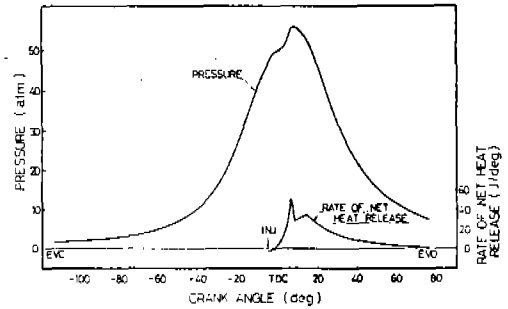
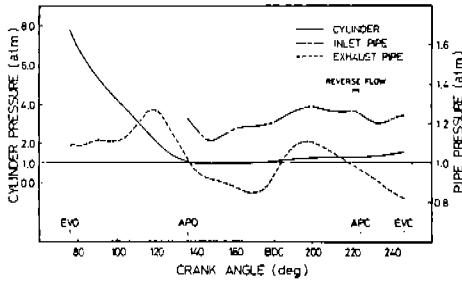


Fig.2 Variation of Cylinder Pressure and Rate of Net Heat Release (1400 rpm,  $\phi = 0.7$ , Exhaust Pipe = 1.5 m, Inlet Pipe = 0.3 m, Scavenging Pressure = 1.22 atm).

Fig. 3은 掃·排氣過程 中 실린더 內의 壓力과 실린더쪽 끝에서의 吸·排氣管 內 壓力을 나타낸 것이다. 排氣밸브가 열린 直後에는 실린더 內외의 큰 壓力差에 의하여 燃燒氣가 高速으로 排出되면서 실린더 內의 壓力은 降下하며 이 때의 排氣밸브를 통한 流動은 超音速 流動이다. 이 現象은 실린더 內의 壓力이 臨界壓力比 以下로 떨어질 때까지 계속된다<sup>(9)</sup> (크랭크角 115° 附近). 또한 吸·排氣管 內의 壓力變化는 各 管의 入口 또는 出口



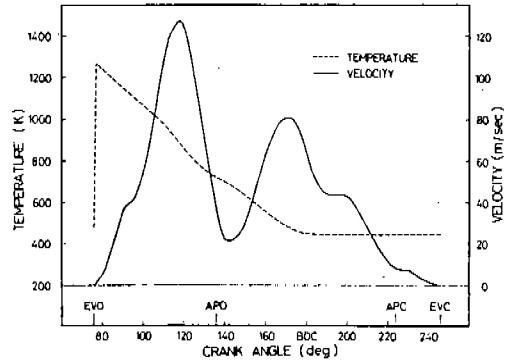
에서 反射된 負의 壓力波의 影響으로 脈動現象을 나타낸다.



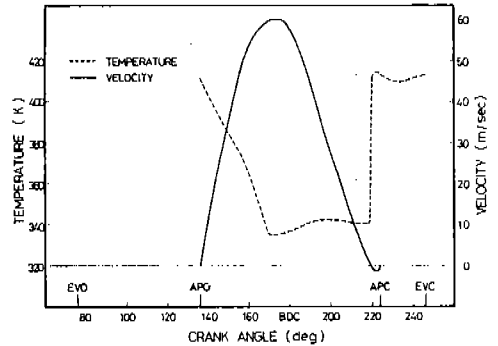
**Fig.3** Variation of Pressure in Cylinder and Pipes (1400 rpm,  $\phi = 0.7$ , Exhaust Pipe = 1.5 m, Inlet Pipe = 0.3 m, Scavenging Pressure = 1.22 atm).

Fig. 4는 吸·排氣管 內 실린더쪽 끝 (첫 번째 格子)의 溫度와 速度를 나타낸 것이다. 排氣밸브가 열리면 실린더 內의 高溫의 燃燒가스가 排氣管으로 排出되므로 急激한 溫度上昇이 있고 過程이 進行되면서 실린더에서 排出되는 가스의 溫度低下, 排氣管 內에 있던 相對的으로 低溫인 가스와의 混合 및 壁面으로의 熱傳達로 인하여 溫度가 低下되다가 下死點 以後부터는 溫度의 變動이 크게 나타나지 않는다.<sup>(8)</sup> 吸氣管 內의 溫度는 掃氣구멍이 열리는 瞬間에는 다음에 說明하는 바와 같이 高溫의 狀態이지만 時間이 經過함에 따라서 吸氣管으로 流入하는 新氣와의 混合과 熱傳達로 인하여 溫度는 점점 降下한다. 掃氣구멍이 닫히기 直前に 速度線圖에서 보는 바와 같이 실린더로부터 吸氣管으로 逆流가 發生하며 이때 실린더 內의 高溫의 가스가 吸氣管으로 流入하기 때문에 管內의 溫度는 急激히 上昇한다. 이것은 다음 사이클에서 掃氣구멍이 열릴 때까지 吸氣管 內의 新氣의 溫度를 高溫으로 維持시킨다. 또한 速度는 실린더 內의 壓力과 吸·排氣管 內의 壓力의 差異에 의하여 變化한다.

Fig. 5는 機關回轉速度 1400 rpm, 排氣管 길이 1.5 m, 吸氣管 길이 0.3 m인 運轉條件에서 等價比의 變化에 따른 熱發生率을 나타

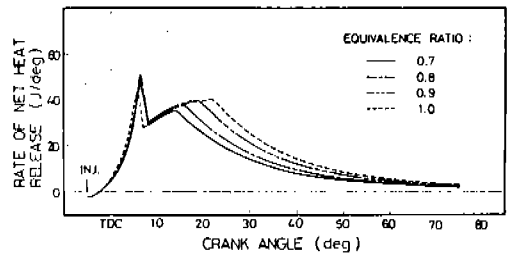


(a) Exhaust System



(b) Inlet System

**Fig.4** Variation of Temperature and Velocity in Exhaust and Inlet System (1400 rpm,  $\phi = 0.7$ , Exhaust Pipe = 1.5 m, Inlet Pipe = 0.3 m, Scavenging Pressure = 1.22 atm).



**Fig.5** The Effect of Equivalence Ratio on the Rate of Net Heat Release (1400 rpm, Exhaust Pipe = 1.5 m, Inlet Pipe = 0.3 m, Scavenging Pressure = 1.22 atm).

낸 것이다. 等價比가 增加할수록 燃燒室 壁에 傳達되는 熱量이 많아지고 따라서 遲延期間中

의 실린더 내 가스의 温度가 높으므로 遲延期間이 짧아지며 이로 인하여 첫번째 피크의 높이가 낮아지는 것으로 생각된다. 또한 等價比의 增加에 따라 燃料의 噴射期間이 길어지므로 制御燃焼期間에서의 熱發生率은 커진다. (10)

Fig. 6은 Fig. 5와 같은 運轉條件에서 等價比의 變化에 따른 機關의 性能을 나타낸 것으로 等價比의 變化에 따라 充塡效率의 變化는 아주 微小하다. 그러나 等價比가 減少함에 따라 上死點 附近에서 大部分의 燃焼가 끝나므로 圖示 燃料消費率은 減少한다. 또한 等價比의 減少에 따라 供給熱量이 減少하므로 圖示 平均有效壓力은 減少한다.

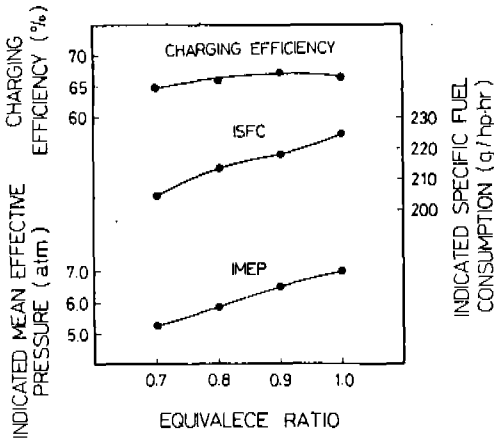


Fig. 6 The Effect of Equivalence Ratio on Engine Performance ( 1400 rpm, Exhaust Pipe = 1.5 m, Inlet Pipe = 0.3 m, Scavenging Pressure = 1.22 atm).

Fig. 7은 機關回轉速度의 變化에 따른 機關의 性能을 나타낸 것이다. 機關回轉速度가 減少할수록 掃·排氣過程의 時間이 길어지고 確實한 가스交換을 할 수 있으므로 充塡效率은 增加한다. 圖示燃料消費率은 機關回轉速度의 減少에 따라 增加하며, 圖示平均有效壓力은 充塡效率이 最大가 아닌 1200 rpm에서 最大를 나타내고 있다. 이것은 充塡效率의 減少보다 圖示燃料消費率의 減少效果가 더 크기 때문이라고 생각된다.

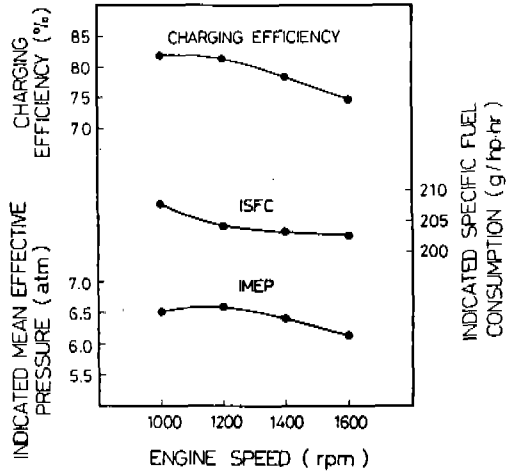


Fig. 7 The Effect of Engine Speed on Engine Performance (  $\phi = 0.7$ , Exhaust Pipe = 1.5 m, Inlet Pipe = 0.3 m, Scavenging Pressure = 1.22 atm).

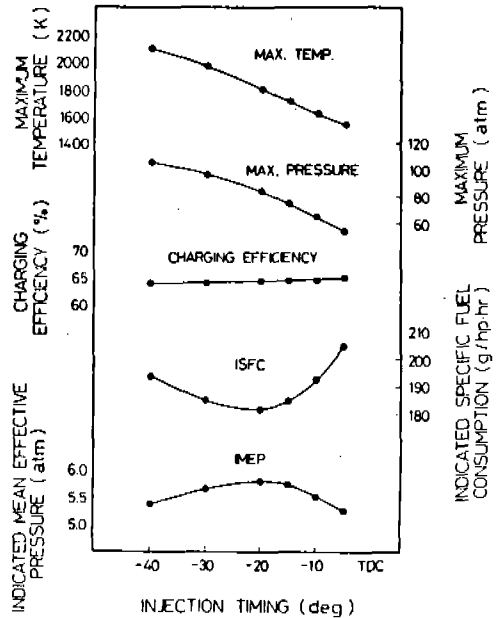


Fig. 8 The Effect of Injection Timing on Maximum Pressure, Maximum Temperature and Engine Performance ( 1400 rpm,  $\phi = 0.7$ , Exhaust Pipe = 1.5 m, Inlet Pipe = 0.3 m, Scavenging Pressure = 1.22 atm).

Fig. 8은 噴射開始時期의 變化에 따른 실린더 內의 最高壓力, 最高溫度 및 機關의 性能을 나타낸 것이다. 噴射開始時期가 빠를수록 着火遲延期間은 길어지며 이 期間동안에 噴射된 燃料의 量이 많아지므로 最高壓力과 最高溫度는 높아진다.<sup>(9)</sup> 噴射開始時期가 變化하여도 充填效率는 거의 一定하며 圖示燃料消費率은 上死點前 20°에서 噴射할 때 最小로 된다. 圖示平均有效壓力은 充填效率 즉 供給된 燃料의 量이 거의 一定하므로 圖示燃料消費率이 最小로 되는 噴射開始時期에서 最大로 된다.

Fig. 9는 掃氣壓力의 變化에 따른 機關의 性能을 나타낸 것이다. 掃氣壓力이 增加함에 따라 充填效率는 增加하며 圖示燃料消費率은 減少하는 傾向을 나타낸다. 掃氣壓力의 增加에 따라 充填效率이 增加하여 燃料噴射量이 增加하고 또한 圖示燃料消費率이 減少하므로 따라서 圖示平均有效壓力은 增加한다.

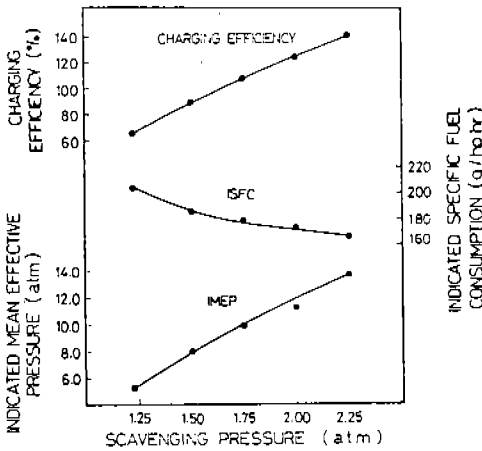


Fig.9 The Effect of Scavenging Pressure on Engine Performance ( 1400 rpm,  $\phi = 0.7$ , Exhaust Pipe = 1.5 m, Inlet Pipe = 0.3 m).

Fig. 10은 排氣管의 길이變化에 따른 機關의 性能을 나타낸 것으로 排氣管 길이 1.5m에서 充填效率는 最大로 되고 圖示燃料消費率은 最小로 된다. 따라서 圖示平均有效壓力은 充填

效率과 圖示燃料消費率이 가장 좋은排氣管 길이 1.5m에서 가장 크게 나타난다.

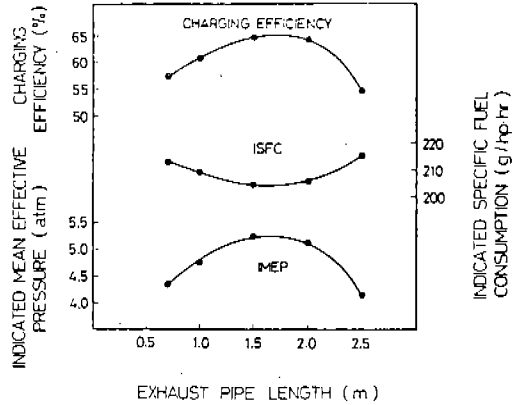


Fig.10 The Effect of Exhaust Pipe Length on Engine Performance ( 1400 rpm,  $\phi = 0.7$ , Inlet Pipe = 0.3 m, Scavenging Pressure = 1.22 atm).

Fig. 11은 吸氣管의 길이變化에 따른 機關性能의 變化를 나타낸 것이며 吸氣管 길이 0.9 m일 때 充填效率는 가장 크고 吸氣管 길이가 이보다 짧거나 길어지면 充填效率는 減少한다. 圖示燃料消費率은 吸氣管 길이가 增加함에 따라서 아주 완만하게 減少한다. 따라서 圖示平均有效壓力은 充填效率와 거의 비슷한 傾向으로

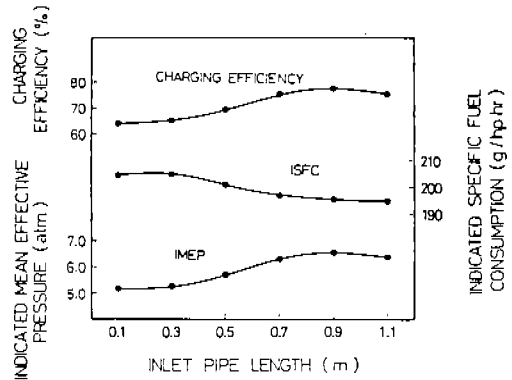


Fig.11 The Effect of Inlet Pipe Length on Engine Performance ( 1400 rpm,  $\phi = 0.7$ , Exhaust Pipe = 1.5 m, Scavenging Pressure = 1.22 atm).

로 변화한다.

Fig. 12는 배기밸브의 流動面積 - 時間關係를 一定하게 하고 열어주는 時期를 變化시킨 경우의 機關性能을 나타낸 것이다. 배기밸브를 열어주는 時期를 變化하여도 充填效率의 變化는 아주 작다. 배기밸브를 빨리 열어들수록 有效行程이 짧아져서 燃燒가스의 에너지를 充分히 일로 轉換할 수 없으므로 圖示燃料消費率은 增加하고 圖示平均有效壓力은 減少한다. 또한 배기밸브를 늦게 열어 주면 掃氣구멍이 열리기 前의 가스排出이 充分하지 못하여 充填效率이 減少되고 圖示平均有效壓力을 減少시킨다. 따라서 배기밸브를 열어 주는 時期에는 最適値가 存在하며 本研究의 경우 最適時期는 上死點 後 크랭크角 79°이다.

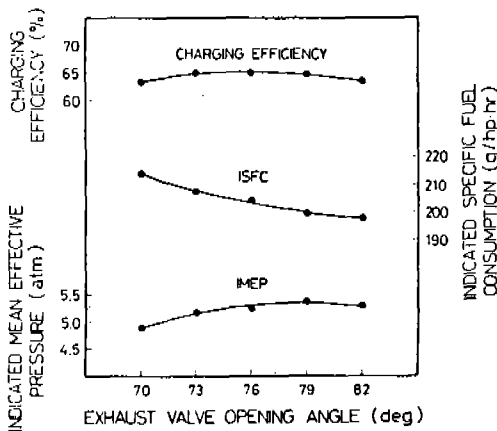


Fig. 12 The Effect of Exhaust Valve Timing on Engine Performance ( 1400 rpm,  $\phi = 0.7$ , Exhaust Pipe = 1.5 m, Inlet Pipe = 0.3 m, Scavenging Pressure = 1.22 atm).

Fig. 13은 掃氣구멍의 流動面積 - 時間關係를 一定하게 하고 掃氣구멍의 높리와 幅을 調節하여 掃氣구멍을 열어 주는 時期를 變化시킨 경우의 機關性能을 나타낸 것이다. 充填效率이 最大로 되는 掃氣구멍 열림 時期가 存在함을 알 수 있으며(本 研究에서는 上死點 後 크랭크角 130°) 圖示燃料消費率은 掃氣구멍을 열어 주는 時期의 變化에 따라서는 별로 크게

變化하지 않으므로 圖示平均有效壓力은 充填效率과 비슷한 傾向으로 變化한다. 따라서 機關性能이 最大로 되는 掃氣구멍 열림時期가 存在한다.

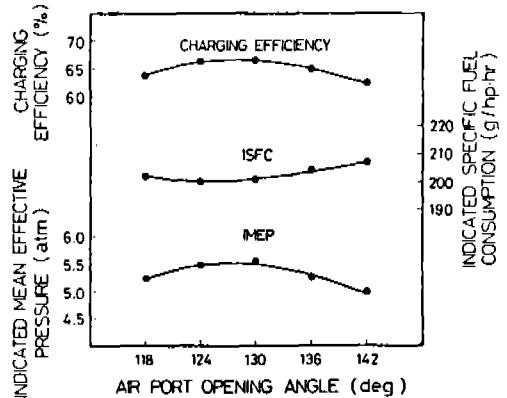


Fig. 13 The Effect of Air Port Timing on Engine Performance ( 1400 rpm,  $\phi = 0.7$ , Exhaust Pipe = 1.5 m, Inlet Pipe = 0.3 m, Scavenging Pressure = 1.22 atm).

## 6. 結 論

單氣筒 2 사이클 壓縮點火機關에 대하여 실린더 內는 熱傳達을 考慮한 單一領域 熱發生 모델을 使用하고 掃·排氣過程은 流體粒子의 流動에 따른 管壁面과의 摩擦, 斷面積의 變化, 熱傳達, 가스의 엔트로피 變化 및 比熱比의 變化를 考慮한 特性曲線解法을 使用하여 2 사이클 壓縮點火機關의 性能을 豫測하기 위한 컴퓨터 프로그램을 開發하였다. 그리고 이 프로그램을 利用하여 실린더 內의 壓力, 溫度 및 熱發生率을 求하고 또한 吸·排氣管 內에서의 壓力, 溫度 및 速度를 求함으로써 機關에 影響을 주는 因子들을 變化시킨 때의 機關性能을 豫測하여 다음과 같은 結果를 얻었다.

- (1) 等價比의 變化에 따른 充填效率의 變化는 아주 微小하며 圖示燃料消費率과 圖示平均有效壓力은 等價比의 減少에 따라 減少한다.

- (2) 機關回轉速度가 減少함에 따라 充填效率와 圖示燃料消費率은 增加하며 圖示平均有效壓力은 어떤 機關回轉速度에서 最大值를 나타낸다.
- (3) 噴射開始時期가 變化하여도 充填效率은 거의 一定하나 圖示燃料消費率과 圖示平均有效壓力에 대해서는 最適의 噴射開始時期가 存在한다.
- (4) 掃氣壓力이 增加함에 따라 充填效率은 增加하고 圖示燃料消費率은 減少하며 圖示平均有效壓力은 增加한다.
- (5) 吸·排氣管의 길이變化에 따라 充填效率, 圖示燃料消費率 및 圖示平均有效壓力은 變化하며 이들 값이 가장 좋아지는 最適의 길이가 存在한다.
- (6) 流動面積-時間關係를 一定으로 할때 掃氣구멍 또는 排氣밸브를 열어 주는 時期에 따라 充填效率, 圖示燃料消費率 및 圖示平均有效壓力은 變化하며 이들 값이 가장 좋아지는 最適의 열림時期가 存在한다.

### 參 考 文 獻

1. N.D. Whitehouse and R.J.B. Way, "A Simple Method for the Calculation of Heat Release Rates in Diesel Engines Based on the Fuel Injection Rate", S.A.E. Paper 710134, 1971.
2. R.S. Benson, R.D. Garg and D. Woollatt, "A Numerical Solution of Unsteady Flow Problems," Int. J. Mech. Sci., Vol. 6, pp. 117-144, 1964.
3. 尹健植, 俞炳澈, "單氣筒 4 사이클 스파아크 點火機關 吸·排氣過程의 시뮬레이션", 自動車工學會誌, Vol. 7, No. 1, pp. 24-34, 1985.
4. R.S. Benson and N.D. Whitehouse, "Internal Combustion Engines", Combined Ed., pp. 290-298, Pergamon Press, Oxford, 1979.
5. R.S. Benson, "Advanced Engineering Thermodynamics", 2nd. Ed., pp. 89-94, pp. 265-267, Pergamon Press, Oxford, 1977.
6. W.J.D. Annand, "Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines", Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 177, No. 36, pp. 973-996, 1963.
7. H. Daneshyher, "Numerical Solution of Gas Flow through an Engine Cylinder", Int. J. Mech. Sci., Vol. 10, pp. 711-722, 1968.
8. R.S. Benson and K. Galloway, "An Experimental and Analytical Investigation of the Gas Exchange Process in a Multi-Cylinder Pressure-Charged 2-Stroke Engine", Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 183, pp. 253-279, 1968.
9. C.F. Taylor and E.S. Taylor, "The Internal Combustion Engine", 1st. Ed., pp. 105-110, pp. 187-189, International Text Book Company, Scranton, 1943.
10. G. Woschni and F. Anisits, "Experimental Investigation and Mathematical Presentation of Rate of Heat Release in Diesel Engines Dependent upon Engine Operating Conditions", S.A.E. Paper 740086, 1974.