

# 單氣筒 4 사이클 스파아크 點火機關 吸·排氣 過程의 시뮬레이션

## Simulation of the Gas Exchange Process for Single- Cylinder 4-Stroke Cycle Spark Ignition Engine

尹 健 植\* · 俞 炳 澈\*\*  
Keon Sik Yoon · Byong Chul Yoo

### Abstract

The study of unsteady gas exchange processes in the inlet and exhaust systems of the single-cylinder 4-stroke cycle spark ignition engine is presented in this paper.

The generalized method of characteristics including friction, heat transfer, change of flow area and entropy gradients was used for solving the equations defining the gas exchange process. The path line calculation was also conducted to allow for calculation of the gas composition and entropy change along the path lines, and of the variable specific heat due to the change of temperature and composition.

As the result of the simulation, the properties at each point in the inlet and exhaust pipe, pressure and temperature in the cylinder, and charging efficiency were obtained. Pumping loss and residual gas fraction were also computed.

The effect of engine speed, exhaust and inlet pipe length on the pumping loss and charging efficiency were studied showing that the results were in agreement with what has been known from experiments.

### 記 號 說 明

$a$  : 音速 (m/s)  
 $a_A$  : 基準 壓力까지 等엔트로피 變化를 한 後  
의 音速  
 $a_n$  : 對流 熱傳達에 대한 Annand 常數  
 $A$  : 無次元音速 ( $a/a_{ref}$ )  
 $A_a$  : 無次元  $a_A$  ( $a_A/a_{ref}$ )  
 $C_p$  : 定壓比熱 (J/kmol·K)

$C_v$  : 定積比熱 (J/kmol·K)  
 $D$  : 管의 지름 (m)  
 $EVC$  : 排氣밸브 닫힘  
 $EVO$  : 排氣밸브 열림  
 $f$  : 摩擦係數 ( $\tau_w / \frac{1}{2} \rho u^2$ )  
 $F$  : 管의 斷面積 (m<sup>2</sup>)  
 $IVC$  : 吸氣밸브 닫힘  
 $IVO$  : 吸氣밸브 열림  
 $k$  : 比熱比 ( $C_p/C_v$ )

\* 高麗大學校 大學院

\*\* 高麗大學校 機械工學科

- $L$  : 基準길이 (m)
- $m$  : 質量 (kg)
- $m_w$  : 分子量 (kg/kmol)
- $M$  : 마하數
- $P$  : 壓力 (Pa)
- $q$  : 流體의 單位質量當 傳熱率 (J/kg·s)
- $R$  : 氣體常數 (J/kg·K)
- $\bar{R}$  : 一般 氣體常數 (J/kmol·K)
- $S$  : 엔트로피
- $t$  : 時間 (s)
- $T$  : 溫度 (K)
- $u$  : 流體粒子的 速度 (m/s)
- $u_{i,j}$  :  $i$  化學種의  $j$  番째 項의 内部에너지 多項係數
- $U$  : 流體粒子的 無次元速度 ( $u/a_{ref}$ )
- $V$  : 體積 (m<sup>3</sup>)
- $x$  : 距離 (m)
- $X$  : 無次元距離 ( $x/L$ )
- $X_j$  :  $j$  化學種의 몰分
- $Z$  : 無次元時間 ( $a_{ref} t/L$ )
- $\alpha$  : 크랭크角 (degree)
- $\lambda$  : 擬리이만變數 ( $A + (k-1) \cdot U/2$ )
- $\beta$  : 擬리이만變數 ( $A - (k-1) \cdot U/2$ )
- $\rho$  : 密度 (kg/m<sup>3</sup>)
- $\phi$  : 等價比
- $\psi$  : 有効斷面積比 ( $F_0/F_p$ )

下 添 字

- $o$  : 停滯點
- $c$  : 실린더
- $e$  : 排氣
- $i$  : 吸氣
- $in$  : 流入
- $out$  : 流出
- $ref$  : 基準 狀態
- $m$  : 未燃가스
- $n$  : 現 時間段階
- $n+1$  : 다음 時間段階
- $p$  : 燃燒 生成物
- $v$  : 밸브
- $w$  : 壁

1. 緒 論

새로운 機關의 設計에 있어서 그 機關의 機能을 잘 表現하고 性能에 影響을 주는 各種 因子들의 效果를 제대로 나타낼 수 있는 시뮬레이션 모델의 使用은 많은 經費와 時間을 節約할 수 있도록 해준다. 이는 또 既存의 機關이 各種 運轉條件下에서 作動될 때 設計者의 意圖대로 作動되고 있는지, 또는 理想사이클의 指壓線圖에 어느 程度 接近하고 있는지를 檢討할 때에도 매우 有用하게 使用된다.

이러한 有用성에 鼓舞되어 最近 國內에서는 여러가지 形態의 시뮬레이션 모델의 開發이 試圖되었으나 그 대부분이 吸·排氣 過程을 完全히 無視하고 실린더內에서의 燃燒現象만을 다루었거나 또는 吸·排氣管에서의 狀態量을 全사이클에 걸쳐 一定하다고 假定한 모델을 使用하였다. 이 境遇 吸·排氣系統의 形狀과 치수에 따라 變化하는 質量流量을 正確하게 把握하기 어렵고 壓縮行程 初期의 壓力을 假定해야 하는 難點이 있어서 그에 對한 理論解析과 시뮬레이션이 要求되고 있다.

이에 本 論文에서는 單氣筒 4 사이클 機關의 吸·排氣 過程을 解析하는데 있어서 壁面과의 摩擦, 熱傳達, 面積變化 및 엔트로피 變化를 考慮한 一般화된 特性曲線解法 (Method of Characteristics)<sup>(1)</sup>을 適用하고 各 流體粒子的 流動에 따른 엔트로피의 變化와 比熱比의 값을 正確하게 計算하기 위하여 H<sub>2</sub>O, CO<sub>2</sub>, NO 등 12個의 化學種 間의 化學反應을 考慮하였다.

시뮬레이션은 國產 乘用車用 스퀘어크 點火機關에 대하여 遂行되었으며 吸·排氣管內의 各 位置에 있어서의 壓力, 溫度, 速度, 吸·排氣 過程 중의 실린더內의 壓力과 溫度, 充填效率, 排氣行程 末期의 殘留가스의 水分 및 펌프損失 등을 算出하였다.

2. 基本方程式 및 基本理論

2.1 基本方程式

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 對한 基

本方程式은 다음과 같다.

連續方程式;

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho u}{F} \frac{dF}{dx} = 0 \dots\dots\dots(1)$$

運動方程式;

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

에너지方程式;

$$q \rho F dx = \frac{\partial}{\partial t} \left[ (\rho F dx) \left( C_v T + \frac{u^2}{2} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \rho u F \left( C_v T + \frac{P}{\rho} + \frac{u^2}{2} \right) \right] dx \dots\dots(3)$$

式(1)과 (2)를 使用하여 式(3)을 整理하면 다음과 같이 變形된다.

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

여기서

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

式(1), (2), (4)는 準線形 雙曲線形 偏微分 方程式의 形態이며 이 方程式의 解를 求하기 위하여 特性曲線解法을 利用한다.<sup>(1),(2)</sup>

連續方程式, 運動方程式 및 에너지方程式에 對하여 다음과 같은 特性方程式을 얻는다.

壓力波 特性曲線 (Wave Characteristics);

$$\frac{dx}{dt} = u \pm a \dots\dots\dots(5)$$

$$\frac{dP}{dt} \pm \rho a \frac{du}{dt} - (k-1) \rho \left( q + \frac{4f}{D} \cdot \frac{u^3}{2} \cdot \frac{u}{|u|} \right) + \frac{a^2 \rho u}{F} \frac{dF}{dx} \pm \frac{4f}{D} \cdot \frac{\rho a u^2}{2} \cdot \frac{u}{|u|} = 0 \dots\dots\dots(6)$$

流跡線 特性曲線 (Path Line Characteristics);

$$\frac{dx}{dt} = u \dots\dots\dots(7)$$

$$\frac{dP}{dt} - a^2 \frac{d\rho}{dt} - (k-1) \rho \left( q + u \cdot \frac{4f}{D} \cdot \frac{u^2}{2} \cdot \frac{u}{|u|} \right) = 0 \dots\dots\dots(8)$$

式(5), (7)로 表示되는 壓力波 特性曲線과 流跡線 特性曲線의 기울기는 方向條件이라 불리우며 이들은 各各 壓力波의 傳播速度와 流体粒子의 傳播速度(即 溫度 傳播速度)를 나타낸다. 式(6), (8)은 各各의 特性曲線에 따른 適合方程式이다. 數學的인 觀點에서 보면 特性曲線은 이 線을 따라 式(1), (2), (4)와 같은 偏微分方程式이 式(5)~(8)과 같은 常微分方程式으로 變形될 수 있는 曲線을 意味한다.<sup>(3)</sup>

다음과 같이 擬리이만變數 (Pseudo-Riemann Variable)<sup>(4)</sup>를 定義하고 無次元化하면 式(5)~(8)은 式(9)~(14)의 形態로 表示될 수 있다.

擬리이만變數;

$$\lambda = A + \frac{k-1}{2} U; \quad d\lambda = dA + \frac{k-1}{2} dU \dots\dots\dots(9)$$

$$\beta = A - \frac{k-1}{2} U; \quad d\beta = dA - \frac{k-1}{2} dU \dots\dots\dots(10)$$

$$A = \frac{\lambda + \beta}{2}, \quad U = \frac{\lambda - \beta}{k-1} \dots\dots\dots(11)$$

a) λ 特性曲線

式(9)의 關係를 滿足하는 壓力波 特性曲線을 λ 特性曲線이라 부르며 이 特性曲線의 기울기를 나타내는 方向條件과 特性曲線에 따르는 λ 값의 變化를 나타내는 適合方程式은 다음과 같다.

方向條件;

$$\left. \begin{aligned} \frac{dX}{dZ} &= U + A \\ \left[ \frac{dX}{dZ} \right]_{\lambda} &= \left[ \frac{k+1}{2(k-1)} \right] \lambda - \left[ \frac{3-k}{2(k-1)} \right] \beta \end{aligned} \right\} \dots\dots(12)$$

適合方程式;

$$d\lambda = -\frac{k-1}{2} \frac{AU}{F} \frac{dF}{dX} dZ + A \frac{dA_a}{A_a} - \frac{k-1}{2} \cdot \frac{2fL}{D} U^2 \frac{U}{|U|} \left( 1 - (k-1) \frac{U}{A} \right) dZ + \frac{(k-1)^2}{2} \frac{qL}{a_{ref}^2 A} \frac{1}{A} dZ \dots\dots\dots(13)$$

b) β 特性曲線

式(10)의 關係를 滿足하는 壓力波 特性曲線을 β 特性曲線이라 부르며 方向條件과 適合方程式은 다음과 같다.

方向條件;

$$\left. \begin{aligned} \frac{dX}{dZ} &= U - A \\ \left[ \frac{dX}{dZ} \right]_{\beta} &= \left[ \frac{3-k}{2(k-1)} \right] \lambda - \left[ \frac{k+1}{2(k-1)} \right] \beta \end{aligned} \right\} \dots(14)$$

適合方程式;

$$\begin{aligned} d\beta &= -\frac{k-1}{2} \frac{AU}{F} \frac{dF}{dX} dZ + A \frac{dA_a}{A_a} + \frac{k-1}{2} \cdot \\ &\frac{2fL}{D} U^2 \frac{U}{|U|} \left( 1 + (k-1) \frac{U}{A} \right) dZ + \\ &\frac{(k-1)^2}{2} \frac{qL}{a^3_{ref} A} \frac{1}{dZ} \dots\dots\dots(15) \end{aligned}$$

c) 流跡線 特性曲線

方向條件;

$$\frac{dX}{dZ} = U = \frac{\lambda - \beta}{k-1} \dots\dots\dots(16)$$

適合方程式;

$$dA_a = -\frac{k-1}{2} \frac{A_a}{A^2} \left[ \frac{qL}{a^3_{ref}} + \frac{2fL}{D} |U^3| \right] dZ \dots\dots\dots(17)$$

以上の關係式들에서 나타난 새로운 變數  $A_a$  는 流体粒子的 엔트로피의 尺度로서 엔트로피와  $a_a$ 의 變化는 다음의 關係를 갖는다.<sup>(1)</sup>

$$S_2 - S_1 = 2C_p \ln \left( \frac{a_{12}}{a_{11}} \right) \dots\dots\dots(18)$$

$a^2 \sim kP/\rho$ 이므로 다음의 關係가 成立한다.

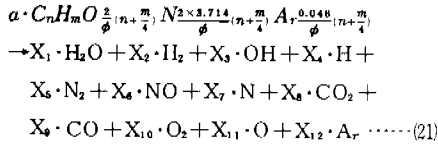
$$\frac{P}{P_{ref}} = \left( \frac{a}{a_1} \right)^{\frac{2k}{k-1}} = \left( \frac{A}{A_a} \right)^{\frac{2k}{k-1}} = \left( \frac{\lambda + \beta}{2A_a} \right)^{\frac{2k}{k-1}} \dots(19)$$

適合方程式 式(13), (15), (17)에 나타난 對流 熱傳達  $q$ 는 다음 式으로 表示된다.<sup>(4)</sup>

$$q = \frac{2k}{k-1} R \cdot f \cdot \frac{U \cdot a_{ref}}{D} (T_w - T_g) \dots\dots\dots(20)$$

2.2 流跡線

流体粒子的 流動에 따른 組成과 比熱의 變化는 比熱比  $k$ 의 變化로 나타낼 수 있으며 比熱比를 算出하기 위하여 生成物로서 12種의 化學種을 考慮한 다음과 같은 化學反應이 일어나는 것으로 생각하였다.



윗 式은  $a$ 물의 燃料-空氣 混合氣가 反應하여 1몰의 燃燒 生成物이 生成되는 反應을 表示한 式으로서 燃燒가스의 組成은 이들 化學種의 分量(mole fraction)  $X_i$ 로 表示되며 이들은 平衡 熱力學方程式으로부터 求해진다.

일단 가스의 組成과 溫度가 알려지면 混合氣의 比内部에너지와 氣體常數가 求해지며 結果의 溫度와 壓力에 따라 變化하는 比熱比를 求할 수 있다. 그 過程은 다음과 같다.

먼저 주어진 時間과 位置에서  $\lambda, \beta$  및  $A_a$ 가 알려지면 다음 式에서 溫度와 壓力을 求할 수 있다.<sup>(2)</sup>

$$P = \left( \frac{\lambda + \beta}{2A_a} \right)^{\frac{2k}{k-1}} \cdot P_{ref} \dots\dots\dots(22)$$

$$T = a^2_{ref} \left( \frac{\lambda + \beta}{2} \right)^2 / kR \dots\dots\dots(23)$$

$P, T$ 가 求해지면 Vickland의 모델을 使用하여 平衡 熱力學方程式으로부터 平衡狀態의 組成이 求해진다.<sup>(2), (5), (6)</sup>

溫度와 組成을 알면 混合氣에 대한 定積比熱  $C_v$ 와 分子量  $m_w$ 를 다음 式으로부터 計算할 수 있다.

$$C_v = (\sum X_i u_{i,2}) + 2(\sum X_i u_{i,3}) T + 3(\sum X_i u_{i,4}) T^2 + 4(\sum X_i u_{i,5}) T^3 \dots\dots\dots(24)$$

$$m_w = \sum m_{wi} X_i \dots\dots\dots(25)$$

따라서 定壓比熱과 比熱比는 다음과 같이 表示된다.

$$C_p = C_v + R \dots\dots\dots(26)$$

$$k = C_p / C_v \dots\dots\dots(27)$$

2.3 실린더內 過程에 대한 熱力學的 모델

吸·排氣 過程 중 실린더內로 流入한 燃料-空氣 混合氣는 燃燒 生成物(殘留가스)과 反應을 하지 않고 均一하게 混合되는 것으로 假定하고 이를 下添字  $g$ 로 表示한다. 式(21)와 (25)에 의

하여 燃料-空氣 混合氣와 燃燒 生成物 各各의 定積比熱과 分子量을 求하면 定壓比熱을 알 수 있다. 即,

$$C_{pm} = C_{vm} + \bar{R} / m_{wm} \dots\dots\dots(28)$$

$$C_{pp} = C_{vp} + \bar{R} / m_{wp} \dots\dots\dots(29)$$

또 各各의 몰數는 다음과 같이 表示된다.

$$X_m = m_{cm} / m_{um} \dots\dots\dots(30)$$

$$X_p = (m_c - m_{cm}) / m_{wp} \dots\dots\dots(31)$$

이들과 燃料-空氣 混合氣, 燃燒 生成物 各各의 狀態量들을 利用하여 混合物의 狀態量들이 求해진다.

크랭크角에 따른 실린더內의 壓力變化는 熱力學 第 1 法則으로부터 다음과 같이 誘導된다.<sup>(2),(7)</sup>

$$\frac{V_c}{k_c - 1} \frac{dP_c}{d\alpha} = -\frac{k_c}{k_c - 1} P_c \frac{dV_c}{d\alpha} + \frac{a^2_{i0}}{k_t - 1} \frac{dm_t}{d\alpha} - \frac{a^2_{e0}}{k_e - 1} \frac{dm_e}{d\alpha} + \frac{dQ}{d\alpha} \dots\dots\dots(32)$$

여기서  $\frac{dm_t}{d\alpha}$ ,  $\frac{dm_e}{d\alpha}$ 는 後述하는 境界條件으로부터, 對流 熱傳達  $\frac{dQ}{d\alpha}$ 는 다음과 같은 Annand의 式<sup>(8)</sup>으로부터 求한다.

$$\frac{dQ}{d\alpha} = F \cdot \frac{a_e \cdot K_p \cdot (R_e)^{0.7} (T_w - T_c)}{D_c} \dots\dots\dots(33)$$

$$R_e = \frac{\rho_c D_c V_p}{\mu}, K_p = \frac{C_{pg} \mu}{0.7}$$

여기서  $V_p$ 는 피스톤의 平均速度이다.

한편 실린더內의 質量 平衡式은 다음과 같다.

$$\frac{dm_c}{d\alpha} = \frac{dm_i}{d\alpha} - \frac{dm_e}{d\alpha} \dots\dots\dots(34)$$

따라서 다음 段階에 대한 狀態量은 다음과 같이 簡單한 Euler積分方法에 의하여 求할 수 있다.

$$(x_c)_{n+1} = (x_c)_n + \frac{dx_c}{d\alpha} \Delta \alpha \dots\dots\dots(35)$$

### 2.4 境界條件

#### 2.4.1 실린더로부터의 流出

밸브를 지나는 流動은 定壓모델에 의하여 解析하였으며 音速과 亞音速의 與否에 따라 서로

다른 境界方程式이 세워진다.<sup>(7),(9),(10)</sup>

亞音速 流動;

$$f_1 \left( \frac{U}{A_c} \right) = \frac{1 - \frac{k-1}{2} \left( \frac{U}{A_c} \right)^2}{\sqrt{k-1}} \left[ \phi \left( \phi^2 + 2(k-1) \cdot \frac{\left( \frac{U}{A_c} \right)^2}{\left[ 1 - \frac{k-1}{2} \left( \frac{U}{A_c} \right)^2 \right]^2} \right)^{1/2} - \phi^2 \right]^{1/2} \cdot \left( \frac{P_c}{P_{ref}} \right)^{\frac{k-1}{2k}} - \left( \frac{U}{A_c} \right) \frac{\lambda_{in} + \frac{k-1}{2} U}{A_{an}} = 0 \dots\dots\dots(36)$$

音速 流動;

$$f_2 \left( \frac{U}{A_c} \right) = \phi \left( \frac{P_c}{P_{ref}} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \cdot \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{2k}} \cdot \left[ \frac{1 - \frac{k-1}{2} \left( \frac{U}{A_c} \right)^2}{\frac{U}{A_c}} \right]^{\frac{k-1}{2k}} - \frac{\lambda_{in} + \frac{k-1}{2} U}{A_{an}} = 0 \dots\dots\dots(37)$$

式(36) 또는 式(37)을 Newton-Raphson Method에 의하여  $U/A_c$ 에 대하여 풀고 에너지方程式과 各變數들 間의 關係를 考慮하여  $\lambda_{in}$ ,  $\lambda_{out}$ ,  $A_a$ 를 차례로 求한다.

#### 2.4.2 실린더內로의 流入

流入인 境遇 吸·排氣 밸브의 목(Throat)까지는 等엔트로피 流動을 하며 목의 壓力과 실린더 壓力을 同一한 것으로 假定하면 亞音速 流動에 對하여 다음과 같은 方程式을 세울 수 있다.<sup>(2),(10),(11)</sup>

$$(A^* \frac{A}{A^*} - \phi^2) (\lambda^*_{in} - A^*)^2 - \frac{k-1}{2} \phi^2 (A^{*2} - 1) = 0 \dots\dots\dots(38)$$

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(38)의  $A^*$ 에 對한 解를 求할 수 있고 따라서  $\lambda_{out}^*$ 와  $\lambda_{out}$ 을 算出해낼 수 있다.

2.4.3 氣化器 流動 解析

吸氣管을 지나는 流動은 氣化器에서 絞縮되며 그 壓力은 降下한다. 氣化器의 上流側을 添字 1로, 下流側을 2로 表示하면 氣化器를 지난 後의 壓力은 다음과 같이 表示된다.

$$P_2 = (1 - KM^2) P_1 \dots \dots \dots (39)$$

여기서  $K$ 는 抵抗係數로서  $M$ ,  $k$ , 드로틀 밸브 開度의 函數이며 單純한 形狀의 氣化器에 대한 Benson 等의 實驗 曲線에서 求하였다.<sup>(12)</sup>

3. 數值解析方法

式(13), (15), (17)의 特性方程式을 數值的으로 풀기 위하여 格子法(Mesh Method)<sup>(11)</sup>과 修正形 非格子法(Modified Non-Mesh Method)<sup>(11)</sup>을 並行하여 使用한다.

格子法은  $Z-X$ 平面 上에 Fig. 1과 같이 直4角形의 格子를 設定하고 各 格子點에서의 壓力波 特性값을 式(13) 또는 式(15)를 利用하여 求하는 方法이다. 이때 位置增分  $\Delta X$ 는 全 時間領域에 걸쳐 一定으로 維持되며 時間增分  $\Delta Z$ 는 每 時間段階마다 CFL安定條件<sup>(11)</sup>에 의하여 決定한다.

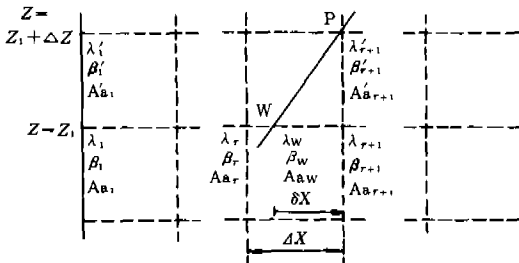


Fig. 1 Position Diagram for Mesh Method.

各 格子點에서의  $\lambda$ ,  $\beta$ 값을 格子法에 의하여 求하기 위해서는 式(13)과 (15)에 나타난 바와 같이 엔트로피의 變化  $dA_a$ 를 算出하여야 하는데 이를 위해서는 溫度의 傳播를 나타내는 流跡線에 따라 計算을 遂行하여야 한다. 이 計算은 粒子의 運動에 따라 時時刻刻으로 變化하는 流体粒子의 位置와 그 位置에서의 狀態量을 計算하는 修正形 非格子法을 使用하여 遂行된다. Fig. 2에서 各 流跡線에서의 엔트로피값  $A_a$ 가 求해지면 格子點

에서의  $A_a$ 는 隣接한 2個의 流跡線 間의 補間法에 의하여 求해진다.

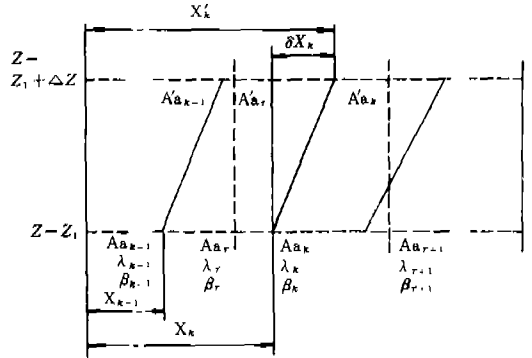


Fig. 2 Path Lines and Meshes for Modified Non-Mesh Method.

시뮬레이션에 使用된 프로그램은 FORTRAN IV로 作成되었으며 主프로그램과 19個의 副프로그램으로 構成되어 있다. Fig. 3은 그 流動圖를 나타낸다.

任意的 時間에 있어서의 실린더와 管内의 壓力과 溫度가 알려져 있으면 실린더內의 各 狀態量들을 求할 수 있으며 이들을 利用하여 式(32)로부터 壓力增分을 算出하면 式(35)에 의하여 다음 時間 段階에서의 실린더內 壓力, 溫度, 質量 등을 求할 수 있다. 比熱比  $k$ 와 엔트로피 變化를 나타내는  $A_a$ 가 流跡線의 計算으로부터 求해지면 이들 값을 利用하여 境界點을 除外한 各 格子點에서의  $\lambda$ ,  $\beta$ 의 값을 格子法에 의하여 求할 수 있다. 또한 境界點에서의 값들이 各 各의 境界條件에 의하여 算出되면 모든 格子點에서의 特性값들이 알려져 되고 式(11)에 의하여 速度들, 式(22)와 (23)에 의하여 各 各 壓力과 溫度를 計算할 수 있다. 이와 같은 計算이 各 管에 대하여 要求하는 時間까지 遂行되며 다음 時間段階에 대한 計算을 시작하기 前에는 반드시 安定條件에 의하여 時間增分  $\Delta Z$ 를 決定해 주어야 한다.

4. 計算結果 및 解析

Fig. 4는 壓縮比 9.0, 드로틀 밸브 全開인 運轉條件 下에서의 실린더壓力과 실린더쪽 끝에서

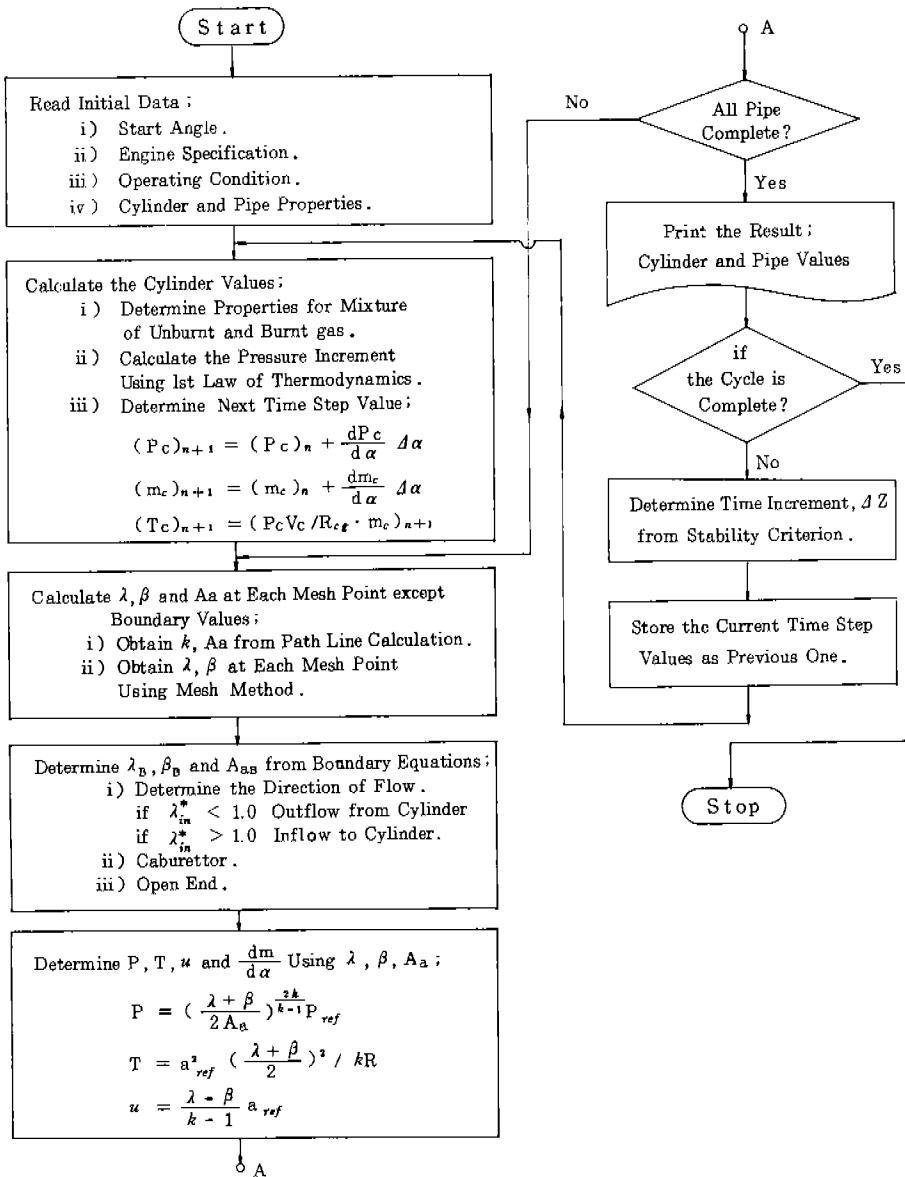
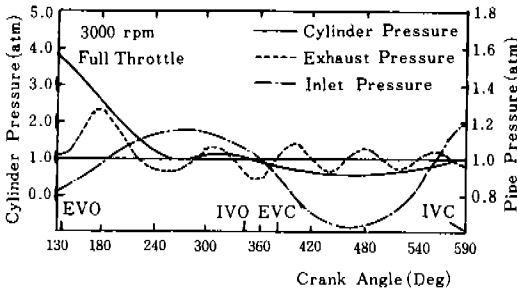


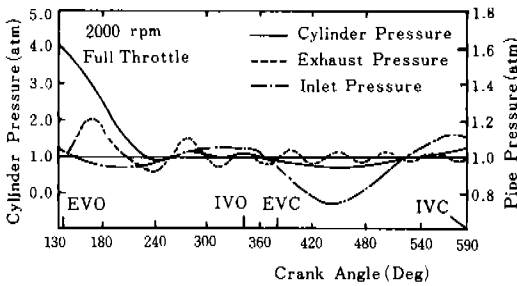
Fig. 3 Flow Chart for Gas Exchange Process.

의 吸·排氣管 壓力을 圖示한 것이다. 排氣밸브가 열린 直後에는 실린더內外의 큰 壓力差에 의하여 실린더壓力이 急激히 降下하는 噴出期間이 觀察되며 이 期間동안 밸브를 지나는 流動은 주로 超音速으로서 排氣管內의 速度와 質量流量이 增加하고 壓力이 漸次 臨界壓力比(約 1/1.8) 以下로 되면서 速度와 質量流量이 減少하기 시작한다.

吸氣行程이 進行함에 따라 피스톤의 下向運動과 2000rpm의 境遇 吸氣行程 初期의 瞬間的인 逆流의 影響으로 실린더 壓力은 떨어지며 그것이 吸氣管壓力보다 낮아지면 비로소 실린더內로의 流入이 시작되고 同時에 吸氣管壓力이 降下한다. 이 管內의 壓力降下는 流入速度의 增加에 起因한다.



a) 3000 rpm.



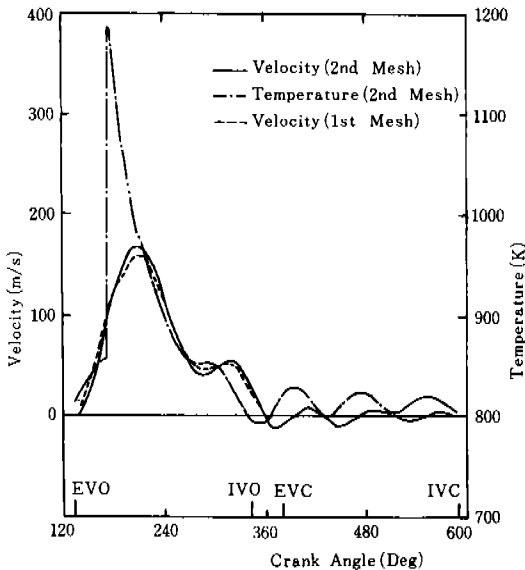
b) 2000 rpm.

Fig. 4 Pressure in Pipes and Cylinder vs. Crank Angle ( Full Throttle, 0.6m Exhaust Pipe, 1.5m Inlet Pipe).

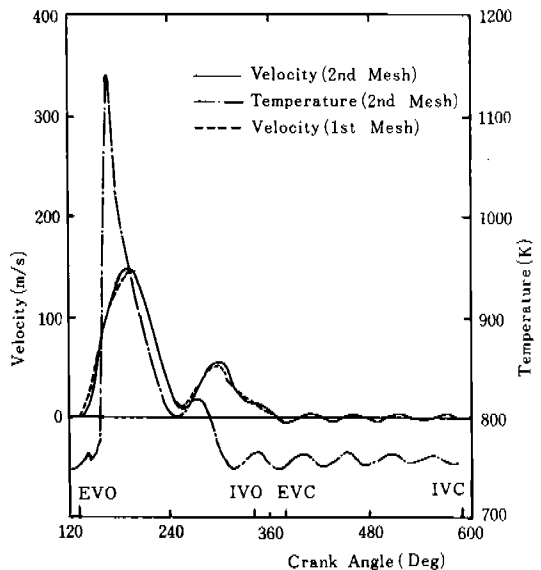
Fig. 5와 Fig. 6은 각각 Fig. 4에서와同一한 運轉條件 下에서 실린더로부터 10cm 떨어진 點 (2 번째 格子)에서의 管内의 速度와 溫度, 실린더 側 端 (1 번째 格子)에서의 吸氣管 및 排氣管內 速度를 나타낸 것이다. 排氣行程 初期의 噴出期 間 中에는 실린더側 端에서의 速度가 增加하나 以後에는 排氣壓力의 變化에 따라 速度가 變化 한다. 한편 2 번째 格子에서는 反射波로 인하여 陰의 速度가 觀察된다.

排氣管에서의 溫度의 變化는 速度의 變化와 거 의 비슷한 周期를 갖는데 이는 熱傳達項이 速度 의 函數로서 表示되기 때문이다<sup>(9)</sup>(式(20)參照). 사 이클이 어느 程度 進行되면 溫度가 安定되는 傾 向을 보이는데 이는 管內에서의 가스의 混合과 熱傳達의 效果를 反映하는 것이다.<sup>(10)</sup>

Fig. 6에서 2000rpm의 境遇 吸氣行程 初期에 나타난 逆流現象은 行程 末期에서도 亦是 觀察 되는데 이는 回轉數가 작아질수록 吸氣의 流入 慣性力도 작아져서 下死點 以後 피스톤의 上向 運動으로 더욱 顯著해지는 실린더壓力 上昇의 影 響이 慣性力보다 優勢해지기 때문이다. 吸氣밸브



a) 3000 rpm.

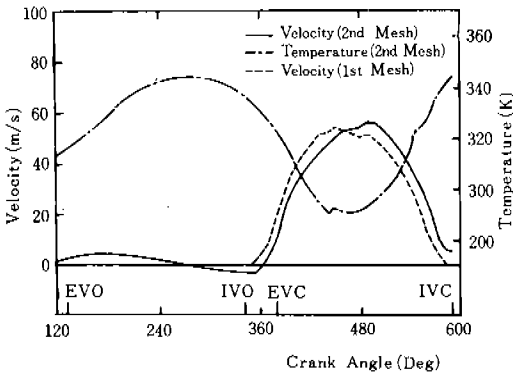


b) 2000 rpm.

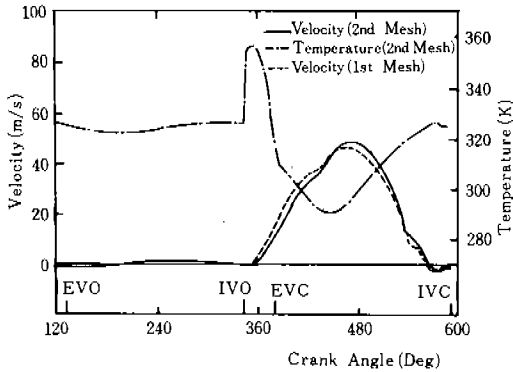
Fig. 5 Variation of Velocity and Temperature in Exhaust System (Full Throttle, 0.6m Exhaust Pipe, 1.5m Inlet Pipe).



가 열리기 前까지는 吸氣管内의 溫度는 速度와 類似的한 周期로 變化한다. 밸브가 열리고 過程이 進行함에 따라 新氣와의 混合과 壁面으로의 熱 傳達의 結果로 吸氣管의 溫度는 減少한다. 吸氣 行程 末期에 이르면 管内의 壓力 上昇과 더불어 溫度는 다시 增加한다. 2000rpm의 境遇 밸브開 放 直後에 溫度가 急激히 上昇하는 것은 逆流現 象에 의하여 실린더내의 高溫의 氣가 吸氣管 으로 排出되기 때문이다.



a) 3000 rpm.



b) 2000 rpm.

Fig. 6 Variation of Velocity and Temperature in Inlet System (Full Throttle, 0.6m Exhaust Pipe, 1.5m Inlet Pipe).

Fig. 7은 機關回轉數의 變化에 따른 吸·排氣過程 中の 실린더내 壓力變化를 表示한다. 이 그림에서 回轉數가 커질수록 펌프損失은 增加하는 것을 알 수 있다. 1000rpm과 2000rpm에서는 排氣行程 末期에 有效流動面積의 減少로 氣의 排

出量이 줄어들어는 것과 피스톤의 上向運動에 의하여 壓力이 增加하는 傾向을 보이나 3000rpm에서는 流動面積이 制限되어도 充分한 慣性力에 의하여 氣가 排出되므로 피스톤運動에 따른 壓力의 增加現象이 보이지 않는다.

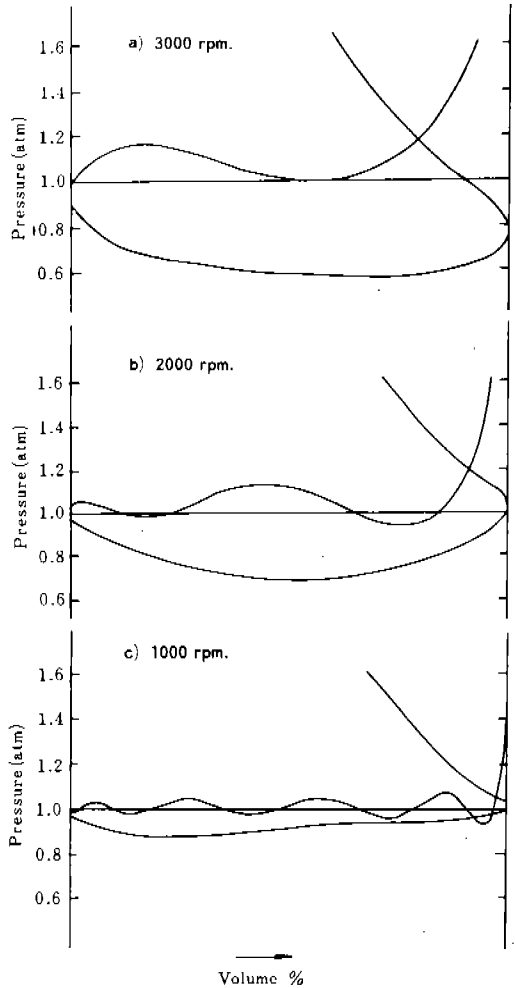


Fig. 7 Effect of Engine Speed on Pumping Loss (Full Throttle, 0.6 m Exhaust Pipe, 1.5 m Inlet Pipe).

Fig. 8은 回轉數 變化에 따른 充塡效率와 殘留 氣의 物分 및 펌프損失의 變化를 圖示한 것이다. 이 境遇 充塡效率는 2000rpm에서 最大값을 가지며 殘留氣의 物分은 1000rpm에서 最大가 된다.

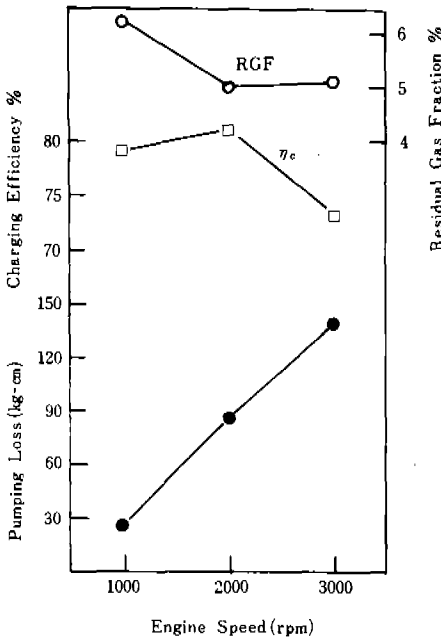


Fig. 8 Variation of Pumping Loss, Charging Efficiency and Residual Gas Fraction with Engine Speed (Full Throttle, 0.6m Exhaust Pipe, 1.5m Inlet Pipe).

은 增加한다. 殘留가스의 水分은 吸氣管 길이의 變化에 거의 影響을 받지 않는 것으로 나타났다.

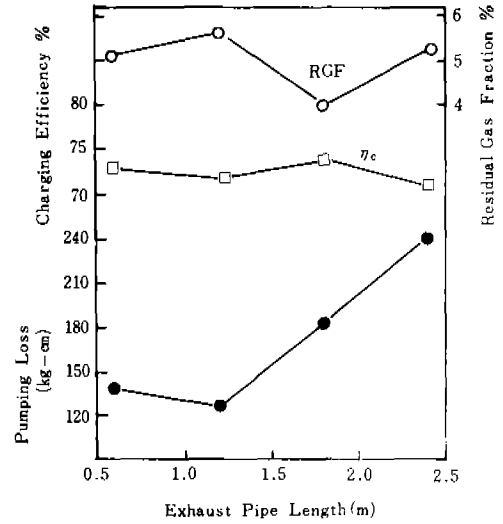


Fig. 9 Variation of Pumping Loss, Charging Efficiency and Residual Gas Fraction with Exhaust-Pipe Length (3000 rpm, Full Throttle, 1.5m Inlet Pipe).

排氣管의 길이를 어느 限界 以上 길게 하면 管内의 摩擦抵抗의 增大로 因하여 가스 의 排出 阻害되고 이는 結果的으로 排氣行程 中の 실린 더內 壓力을 높게 維持시키 는 傾向을 나타낸다. 이는 Fig. 9에서 보는 바와 같이 펌프 損失을 크게 만들어 摩擦平均 有效 壓力이 增加된다. 펌프 損失은 排氣管의 길이 가 1.2m일 때 最小로 되며 充填 效率은 1.8m에서 最大가 된다.

吸氣行程 中 실린더 壓力에 影響을 미치는 因子들 中 吸氣管의 길이만 變化시킨 境遇의 펌프 損失과 充填 效率 및 殘留가스의 水分의 變化를 Fig. 10에 表示하였다. 管의 길이 가 길수록 管内의 混合氣는 充分히 加速되어 流體의 速度가 增加하고 이 運動에너지의 一部는 過程이 進行함에 따라 氣柱의 亂效果로서 回復되어 실린더 平均 壓力을 上昇시켜 펌프 損失을 작게한다<sup>(13)</sup> 그러나 管의 길이 가 어느 限界 以上으로 길어지면 管内 摩擦抵抗의 增大로 因하여 펌프 損失은 增加한다. 한편 充填 效率은 吸氣밸브가 닫힐 때의 壓力에 따라 變化하는데 이 壓力이 크면 充填 效率

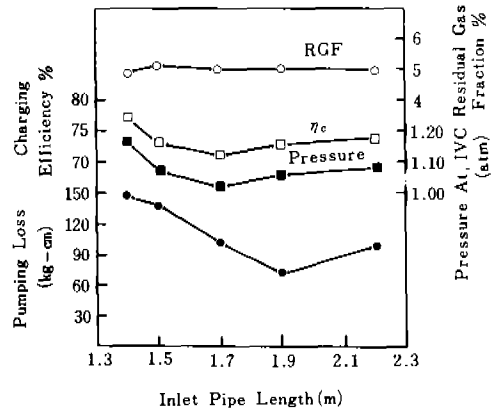


Fig. 10 Variation of Pumping Loss, Charging Efficiency and Residual Gas Fraction with Inlet-Pipe Length (3000 rpm, Full Throttle, 0.6m Exhaust Pipe).

### 5. 結 論

管 壁面과의 摩擦과 熱傳達, 斷面積의 變化 및 인트로피 變化를 考慮한 特性曲線解法을 利用하고 流跡線을 따라 12個의 化學種 間的 化學反應

을 計算하여 比熱比의 變化를 考慮하여, 單氣筒 4 사이클 스퀘아크 點火機關의 吸·排氣 過程에 대한 컴퓨터 프로그램을 開發하였다.

이 프로그램을 國產 乘用車의 하나와 同一한 諸元을 가진 機關에 適用하여 다음과 같은 結果를 얻었다.

- (1) 低速運轉의 境遇 吸氣過程 初期 및 末期에서 逆流現象이 일어나며 回轉數가 低下할수록 그 期間과 流出速度는 增加한다.
- (2) 펌프損失은 機關回轉數의 增加에 따라 增大된다. 또한 펌프損失은 吸氣管과 排氣管의 길이에 따라 變化하며 펌프損失을 最小로 하는 길이가 存在한다.
- (3) 充填效率은 機關回轉數와 吸·排氣管의 길이에 따라 變化하며 充填效率을 最大로 하는 回轉數와 吸·排氣管의 길이가 存在한다.
- (4) 殘留가스의 水分은 機關回轉數와 排氣管의 길이에 따라 變化하며 이를 最小로 하는 回轉數와 排氣管의 길이가 存在한다. 殘留가스의 水分은 吸氣管 길이에 의해서는 큰 影響을 받지 않는다.

#### 參 考 文 獻

1. 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.
2. R. S. Benson, W. J. D. Annand and P. C. Baruah, "A Simulation Model Including Intake and Exhaust Systems for a Single Cylinder 4-Stroke Cycle S. I. Engine," *Int. J. Mech. Sci.*, Vol. 17(2), pp. 97~124, 1975.
3. M. J. Zucrow, J. D. Hoffman, "Gas Dynamics," Vol. I, pp. 581~583, John Wiley & Sons, New York, 1976.
4. R. S. Benson, "Numerical Solution of One-Dimensional Non-Steady Flow with Supersonic and Subsonic Flows and Heat Transfer," *Int. J. Mech. Sci.*, Vol. 14, pp. 635~642, 1972.
5. R. S. Benson and N. D. Whitehouse, "Internal Combustion Engines," Combined Ed., p. 47, 164, Pergamon Press, Oxford, 1979.
6. C. W. Vickland, F. M. Strange, R. A. Bell and E. S. Starkman, "A Consideration of the High Temperature Thermodynamics of Internal Combustion Engines," *SAE Trans.*, Vol. 70, pp. 785~791, 1962.
7. H. Daneshy, "Numerical Solution of Gas Flow through an Engine Cylinder," *Int. J. Mech. Sci.*, Vol. 10, pp. 711~722, 1968.
8. W. J. D. Annand, "Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines," *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, Vol. 177, pp. 967~981, 1963.
9. M. K. Gajendra Babu and B. S. Murthy, "Simulation and Evaluation of a 4-Stroke Single-Cylinder S. I. Engine," *SAE Paper* 7506 87, pp. 1641~1659, 1975.
10. R. S. Benson, 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.
11. R. S. Benson, "Steady and Non-Steady Flow through an I. C. Engine Inlet Valve with Heat Transfer," *Int. J. Mech. Sci.*, Vol. 19, pp. 673~692, 1977.
12. R. S. Benson, P. C. Baruah, Ir. R. Sierens, "Steady and Non-Steady Flow in a Simple Carburettor," *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, Vol. 188, pp. 537~548, 1974.
13. C. F. Taylor, J. C. Livengood and D. H. Tsai, "Dynamics in the Inlet System of a Four-Stroke Single-Cylinder Engine," *Trans. of the ASME*, Vol. 77, pp. 1133~1145, 1955.