

4실린더 4 사이클 가솔린 機關에서 EGR率이 機關性能 및 有害排出物에 미치는 影響에 關한 研究

A Study on the Effects of EGR ratio on Engine Performance and Emission in a 4 Cylinder 4 Cycle Gasoline Engine

김 태 훈* · 조 진 호**
Tae-Hun Kim · Jin-Ho Cho

ABSTRACT

A multi-cylinder four cycle spark ignition engine equipped with on exhaust gas recirculation(EGR) system to reduce nitric oxide emission and to improve fuel consumption rate has been comprehensively simulated in a computer program including intake and exhaust manifolds. To achieve these goals, this program was tested against experiments performed on a standard production four cylinder four cycle gasoline engine with EGR system.

As EGR rate increased, the maximum temperature of combustion chamber and NO emission concentration decreased under each driving condition. But the emission concentration of CO didn't change much through whole district in spite of the increase of EGR rate.

Fuel consumption rate improved under each driving condition according to the increased of EGR rate until 10 percent EGR rate. Therefore the degree of EGR depend not only on the NO emission but also on the economy and the engine performance criteria of the engine.

기 호 설 명

- | | |
|--|--|
| a : speed of sound or coefficient in Annand equation | C_p : specific heat at constant pressure |
| A : non-dimensional speed of sound, a/a_{ref} | C_v : specific heat at constant volume |
| A_A : entropy level non-homentropic flow | D : diameter |
| | D_c : bore of engine |

* 한양대학교 대학원 기계공학과

** 한양대학교 자동차공학과

- e : specific intrinsic internal energy
- f : friction factor
- f_{CO} : factor CO formation
- f_f : flame factor
- F : area of surface exposed to heat transfer
- L : length
- m : mass
- N : engine speed(revolution per second)
- p : pressure
- q : heat transfer/generation rate per unit mass
- Q : heat transfer/generation
- R : specific gas constant
- Re_c : Reynolds number, $\rho vd/\mu$
- t : time
- T_p : mean temperature of unburned gas
- T_w : mean temperature of cylinder wall
- u : gas velocity
- U : non-dimensional velocity, $u/aref$
- U_1 : laminar flame speed [m/s]
- V : volume
- ν : specific volume
- V_p : mean piston speed
- X : non-dimensional distance, $x/Lref$
- Z : non-dimensional time, $aref/Lref$

그리스 文字

- β : Riemann variable - value of characteristic
- κ : ratio of specific heats, Cp/Cv
- λ : Riemann variable - value of characteristic
- μ : dynamic coefficient
- ρ : density
- θ : crank angle

下 添 字

- a : air, air manifold
- b : burned gas
- c : cylinder
- e : exhaust
- m : unburned gas

1. 서 론

內燃氣關의 연구는 1970년대에 이르러 에너지 위기와 환경오염에 관한 문제가 대두됨에 따라 전

환점을 맞이하게 되었다. 특히 내연기관의 각종 연료가 연소될 때 발생하는 有害 排出가스가 대기중에 배출되어 광화학반응에 의한 스모그현상을 일으킨다는 사실이 밝혀지면서부터 자동차 배기가스가 産業安全 및 環境保存의 관점에서 大氣오염원으로 주목받게 되어 유해 배기 가스의 감소를 위한 연구가 집중적으로 행하여졌다. 이러한 유해 배출물은 出力, 燃費, 運轉性을 악화시키지 않고 저감시키는 대표적인 대책은 연료개선을 중심으로 하는 기관본체의 개선방법과 연소후 처리방법이다.

이 연소후 처리 방법중에서 기관으로부터 배출되는 배기가스의 일부는 대기중으로 방출되기전에 흡기측에 재순환하는 배기가스재순환(EGR : Exhaust Gas Recirculation)방법은 NO_x 의 배출농도를 저감시키고 동시에 연비향상효과도 함께 가지고 있어 이에 대한 방법이 널리 적용되고 있다.^{1)~3)} 또한 內燃機關의 성능 및 有害 排出物을 豫測하기 위한 사이클 시뮬레이션이 두가지의 側面에서 研究되어 왔다^{4)~6)}. 그 중에서 첫번째로 動力 사이클, 즉 吸·排氣 밸브가 닫혀있는 壓縮, 燃燒 및 膨脹過程 中 실린더내 狀態 變化를 計算하기 위한 研究이고 두번째는 吸·排氣過程에 대한 狀態變化를 計算하기 위한 연구이다. 국내에서는 EGR을 부착한 배출물의 농도예측에 관한 모델이 연구되었으나 비교적 적은 편이고 그나마 연소모델에 관한 것이며 가스교환과정에 대한 것은 드물고 일부 연구마저 단기통기관에 국한되고 있는 실정이다. 따라서 효과적인 사이클해석을 위해서는 동력 사이클에 대한 계산뿐 아니라 이들 상태에 중요한 영향을 미치는 흡, 배기 과정에 대한 상태변화 계산 또한 중요하다.

本 研究에서는 4氣筒 4사이클 가솔린 機關에 있어 EGR 장치가 부착된 機關을 사이클 시뮬레이션 대상으로 하여 動力사이클 中, 燃燒過程에 대하여는 Benson^{7)~8)} 등이 提案한 실린더내의 混合物을 既燃과 未燃의 領域으로 나누어 계산하는 2領域 모델, 실린더내와 排氣管에서 燃燒가스의 組成을 豫測하기 위한 平衡熱力學과 反應速度論⁹⁾, 熱傳達量은 실린더 벽으로의 對流 및 輻射 熱傳達을 고려하여 계산하는 Annand¹⁰⁾가 제안한 熱傳達 關係式, 그리고 吸·排氣過程에 대한 解析은 官壁面과의 摩擦, 斷面積의 變化, 熱傳達 및 엔트로피의 變化를 고려하여 계산하는 特性曲線法¹¹⁾, 吸·排氣

매니폴드의 連結部에서의 流動은 各 실린더 間의 干涉 影響을 고려하기 위하여 定壓-完全混合 模型¹²⁾를 도입한 사이클 시뮬레이션 프로그램을 작성하였다. 이 프로그램을 이용하여 최근 들어서 중요시 되고 있는 有害排出가스 規制에 對處하고, 아울러 機關의 出力向上을 도모하기 위한 方法으로 배기 재순환 장치(EGR)을 研究課題로 하여 機關의 運轉條件에 對하여 EGR率을 變化시키면서 이에 따른 실린더內 壓力, 溫度 및 燃燒가스의 組成을 數值解析하여 平均有效壓力과 燃料消費率 및 有害排出가스 濃度를 豫測 하고 실험을 통하여 확인함으로써 가솔린 機關의 有害排出物 低減과 性能向上에 미치는 影響에 關하여 알아보고자 한다.

2. 이론 해석

2.1 動力 사이클에 대한 理論解析

動力 사이클은 吸氣밸브가 닫히는 순간부터 시작하여 壓縮, 點火遲延期間, 燃燒 및 膨脹過程를 거쳐 排氣밸브가 열리는 순간까지의 過程이다. 따라서 이에 對한 시뮬레이션은 실린더 內로 流入되는 新氣의 吸入條件, 化學平衡에 의한 熱力學의 特性과 실린더 壁 및 헤드, 피스톤 헤드 로의 熱傳達量 등에 對한 理論解析이 필요하다.

2.1.1 실린더內 가스의 熱力學의 過程에 對한 시뮬레이션

1) 單一領域 模型

新氣와 殘留가스의 混合氣가 壓縮되는 壓縮過程과 吸·排氣過程 中의 실린더內 가스는 單一領域 模型로 設定하였다. 즉, 本 研究에서는 全실린더內 가스의 상태는 均一하게 混合된 상태로 假定하여 계산한다.

壓縮過程에 있어 실린더 內의 가스에 對한 熱力學 第1法則과 狀態 方程式으로부터 크랭크 角에 따른 실린더 內의 壓力과 溫度는 다음과 같은 式으로 표시할 수 있다.

$$\frac{dp}{d\theta} = \left\{ - \left(1 + \frac{R}{C_v} \right) p \frac{dV}{d\theta} + \left(\frac{R}{C_v} \right) \frac{dQ}{d\theta} \right\} \cdot \frac{1}{V} \dots\dots (1)$$

$$\frac{dT}{d\theta} = T \left[\frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{p} \frac{dp}{d\theta} \right] \dots\dots (2)$$

未燃 混合氣를 下添字 m 으로 표시하면 실린더 內 가스의 溫度 變化는 상태 방정式으로부터 다음과 같은 式으로 표시할 수 있다.

$$\frac{dT_m}{d\theta} = T_m \left[\frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{p} \frac{dp}{d\theta} \right] \dots\dots (3)$$

여기서, $dQ/d\theta$ 는 실린더 壁으로의 熱傳達項이다. 이는 既燃과 未燃가스로 부터 Annand가 提示¹⁰⁾한 方法에 따라 다음과 같은 式으로 구한다.

$$\frac{dQ_m}{d\theta} = a \cdot K_{qm} \frac{F_w}{6N} \frac{(Re)_m^{0.7}}{D_c} (T_m - T_w) \dots\dots (4)$$

$$\text{여기서, } (Re)_m = \frac{\rho_m D_c V_m}{\mu_m} k_{qm} \frac{C_{p_m} \mu_m}{0.7}$$

실린더 內 가스의 質量變化率은 連續方程式으로부터 다음과 같은 式으로 표시할 수 있다.

$$\frac{dm_c}{d\theta} = \frac{dm_i}{d\theta} - \frac{dm_o}{d\theta} \dots\dots (5)$$

따라서 式 (1), (3), (5)로 부터 壓力, 溫度, 및 質量의 變化率을 求하면 4th order Ruge-Kutta 法을 이용하여 다음 時間段階에서 실린더 內 가스의 壓力, 溫度 및 質量을 求할 수 있다.

2) 2領域 燃燒模型

點火 플러그로부터 스파크가 튀어 點火遲延期間을 거쳐 混合氣에 點火가 이루어진 후에는 실린더 內의 가스는 火炎面에 의해 既燃과 未燃의 2領域으로 이루어진 것으로 假定하는 2領域 模型¹¹⁾를 導入하여 실린더內 가스의 상태를 계산한다.

이때 點火遲延期間¹¹⁾은 다음과 같은 式을 이용하여 계산하였다.

$$\Delta \theta = \frac{360 n r_1}{U_1} \dots\dots (6)$$

$$r_1 = \left[\frac{0.001 V}{\frac{2}{3} \pi} \right]^{1/3} \dots\dots (7)$$

여기서 n 은 기관의 회전수이고, r_1 는 火炎의 半徑이다.

2領域 模型에 의한 실린더內 狀態量 계산에서 質量 燃燒率은 亂流火炎速度와 火炎面의 面積을 이용하여 다음과 같은 式으로 계산하였다.

$$\frac{dm_b}{d\theta} = \rho_m \cdot F_s \cdot u_1 \dots\dots (8)$$

여기서 亂流火炎速度 U_1 는 Kuehl¹¹⁾이 提案한 層流火炎速度 U_1 에 亂流火炎速度係數 f_1 를 곱하여

계산한다.

$$U_i = U_i \cdot f_i$$

$$= f_i \cdot 0.78 \times \frac{10^4}{\left(\frac{10^4}{T_b} + \frac{900}{T_u}\right)^{4.938}} P^{-0.09876} \dots (9)$$

亂流火炎速度係數 f_i 는 機關의 回轉速度, 體積效率, 壓縮比, 當量比 및 點火進角 등 機關 運轉條件의 函數⁹⁾이다. 따라서 本 研究에서는 實驗을 통하여 이를 결정하였다.

그림 1은 2領域 燃燒 모델을 나타낸 것이며,

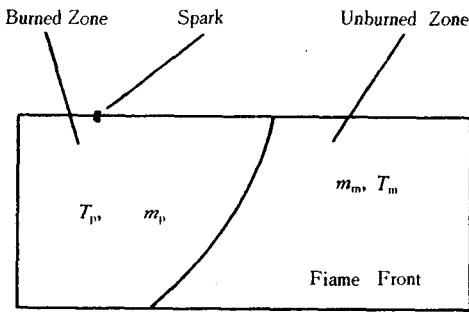


Fig. 1 System with two zone model

이에 대한 總內部 에너지 및 熱力學 第 1法則은 다음과 같다.

$$E = m_m e_m + m_p e_p \dots (10)$$

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{dE}{d\theta} + \frac{dW}{d\theta} \dots (11)$$

式 (10)를 微分하면 다음과 같다.

$$\frac{dE}{d\theta} = m_m \frac{de_m}{d\theta} + e_m \frac{dm_m}{d\theta} + m_p \frac{de_p}{d\theta} + e_p \frac{dm_p}{d\theta} \dots (12)$$

여기서, $\frac{dm_p}{d\theta} = \frac{dm_m}{d\theta} = \rho u_i F_s$

F_s 는 既燃과 未燃領域 사이의 火炎帶 面積이다. 따라서 式(11)은 다음과 같은 式으로 표시할 수 있다.

$$(e_p - e_m) \frac{dm_p}{d\theta} + m_m C_{v_m} \frac{dT_m}{d\theta} + m_p C_{v_p} \frac{dT_p}{d\theta} + p \frac{dV}{d\theta} - \frac{dQ}{d\theta} = 0 \dots (13)$$

여기서, $\frac{dV}{d\theta} = \frac{dV_m}{d\theta} + \frac{dV_p}{d\theta} \dots (14)$

따라서 式(14)은 氣體狀態方程式으로 부터 다음과 같은 式으로 표시할 수 있다.

$$\frac{dV}{d\theta} = \left\{ \frac{V_p}{m_p} - \frac{V_m}{m_m} \right\} \frac{dm_p}{d\theta} + \frac{m_m R_m}{p} \frac{dT_m}{d\theta} + \frac{m_p R_p}{p} \frac{dT_p}{d\theta} - \frac{V}{p} \frac{dp}{d\theta} \dots (15)$$

未燃領域에 대한 熱力學 第 1法則은 다음과 같다.

$$\frac{de_m}{d\theta} = \frac{1}{m_m} \frac{dQ_m}{d\theta} - p \frac{dv}{d\theta} \dots (16)$$

여기서 Q_m 은 熱傳達量이며, 그리고 v_m 은 混合氣의 比體積이다.

式(16)는 다음과 같은 式으로 다시 표시할 수 있다.

$$C_{v_m} \frac{dT_m}{d\theta} = \frac{1}{m_m} \frac{dQ_m}{d\theta} - p V_m \left\{ \frac{1}{T_m} \frac{dT_m}{d\theta} - \frac{1}{p} \frac{dp}{d\theta} \right\} \dots (17)$$

따라서 크랭크 角에 따른 실린더 內 氣의 壓力, 未燃 氣溫度 및 既燃 氣溫度는 式(13), (15), (16)로 부터 다음과 같은 式으로 계산할 수 있다.

$$\frac{dp}{d\theta} = \left\{ \left[1 + \frac{C_{v_p}}{R_p} \right] p \frac{dV}{d\theta} + \left[(e_p - e_m) - C_{v_p} \left[T_p - \frac{R_m}{R_p} \right] \right] \frac{dm_p}{d\theta} \left[\frac{C_{v_m}}{C_{p_m}} - \frac{C_{v_p}}{R_p} - \frac{R_m}{C_{p_m}} \right] \frac{dQ_m}{d\theta} - \frac{dQ}{d\theta} \right\} / \left[\frac{C_{v_p}}{C_{p_m}} \frac{R_m}{R_p} V_m - \frac{C_{v_m}}{C_{p_m}} V_m - \frac{C_{v_p}}{R_p} V \right] \dots (18)$$

$$\frac{dT_m}{d\theta} = \frac{V_m}{m_m C_{p_m}} \frac{dp}{d\theta} + \frac{1}{m_m C_{p_m}} \frac{dQ_m}{d\theta} \dots (19)$$

$$\frac{dT_p}{d\theta} = \frac{p}{m_p R_p} \left[\frac{dV}{d\theta} - \left(\frac{R_p T_p}{p} - \frac{R_m T_m}{p} \right) \frac{dm_p}{d\theta} - \frac{R_m V_m}{p C_{p_m}} \frac{dp}{d\theta} - \frac{R_m}{p C_{p_m}} \frac{dQ_m}{d\theta} + \frac{V}{p} \frac{dp}{d\theta} \right] \dots (20)$$

그리고 既燃領域에서 熱傳達率은 다음과 같은 式으로 표시할 수 있다.

$$\frac{dQ_p}{d\theta} = a \cdot k_{qp} \frac{F_p}{N} \frac{(Re)_p^{0.7}}{D_c} (T_p - T_w) \dots (21)$$

$$\text{여기서, } (R_c)_p = \frac{\rho_p D_c V_p}{\mu_p}, K_{qp} = \frac{C_{p_p} \mu_p}{0.7}$$

따라서 全熱傳達率은 다음과 같다.

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{dQ_m}{d\theta} + \frac{dQ_p}{d\theta} \dots\dots\dots (22)$$

式(18)~(20)으로부터 各 狀態量의 變化率이 구해지면 4th order Runge-Kutta 法으로 다음 時間 段階에서의 狀態量을 계산 할 수 있다. 이와같은 계산은 火災이 全 실린더 內로 傳播될 때 까지 계속 수행되며 未燃 氣의 體積 V_m 이 처음으로 陰(-)의 값이 되었을 때 2領域 燃燒過程이 끝난 것으로 看做하고 그 이후는 既燃 氣만의 單一 領域으로 계산한다.

2.1.2 排氣組成 計算

既燃 氣 領域에서의 에너지 發生速度는 대단히 빠르기 때문에 既燃 氣는 熱力學的으로 平衡의 狀態에 가깝다. 따라서 既燃 氣의 壓力 및 溫度는 平衡熱力學을 사용하여 구할 수 있다⁹⁾.

燃燒 生成物은 $H_2O, H_2, OH, H, N_2, NO, N, CO_2, CO, O_2, O, Ar$ 의 12 化學成分을 考慮하였다. 物 分을 x_i , 燃料組成를 $C_nH_mO_r$, 當量比를 α , 그리고 混合氣의 反應은 燃燒 氣 1 物當 燃料-空氣 混合氣 a 物을 要 한다고 假定하면, 그 反應式은 다음과 같다.

$$a \left[C_nH_mO_r \right] + \frac{a}{\alpha} \left[n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right] \left[O_2 + \frac{78}{21} N_2 + \frac{1}{21} Ar \right]$$

$$x_1H_2O + x_2H_2 + x_3OH + x_4H + x_5N_2 + x_6NO + x_7N + x_8CO_2 + x_9CO + x_{10}O_2 + x_{11}O + x_{12}Ar \dots (23)$$

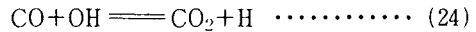
이들 化學成分의 生成은 Vickland¹³⁾ 등이 提案한 化學反應式을 사용하였다.

2.1.3 反應速度論에 의한 NOx 濃度計算

대부분의 燃燒生成物은 1/10000초 以內에 平衡 濃度에 도달하지만 NO만은 平衡에 도달하는데 많은 시간이 걸린다. 따라서 反應速度가 느리기 때문에 平衡速度論에 의한 NO의 量을 豫測하는 것은 불가능하다. 그러므로 平衡에 도달하기 까지의 反應時間을 구하기 위해서는 反應速度論을 이용하여야 한다. 따라서 本 研究에서 NO의 生成機構는 擴大 Zeldovich 機構⁹⁾를 사용하였다.

2.1.4 CO 濃度

膨脹 行程中 CO 排出濃度는 임의의 壓力과 溫度下에서 平衡濃度보다 높으며, 일반적으로 다음의 反應에 의하여 生成되는 것으로 알려져 있다⁹⁻¹¹⁾.



위의 反應式으로 부터 CO의 非平衡濃度는 水素 原子와 水酸基 反應의 濃度에 左右됨을 알 수 있다. 그러므로 CO의 排出濃度의 精確한 豫測을 위해서는 平衡濃度 보다 상당히 큰 값을 갖는 것으로 알려진 H와 OH의 非平衡濃度를 구하여야 하고 이를 위해서는 H와 OH의 生成機構를 設定하여야 하며, 그리고 聯立偏微分方程式을 풀어야하는 難點이 있다. 그러므로 計算을 간단히 하고 실제에 보다 근접하는 CO의 排出濃度를 豫測하기 위하여 本 研究에서는 實驗에 根據를 둔 近似式을 이용하였다. Benson등은 燃燒 氣 中의 CO濃度는 사이클 中 CO의 最大 平衡濃도와 같은 경향으로 변화한다는 Starkman과 Newhall의 주장을 根據로 하여 사이클 中 CO의 非平衡濃度를 결정하는 다음과 같은 式을 提案¹¹⁾하였다.

$$CO = CO_c + f_{co} [CO_{peak} - CO]e \dots\dots\dots (25)$$

여기서, f_{co} 는 0~1사이의 값을 갖는 實驗常數로써 모든 運轉條件, 그리고 全 사이클에 걸쳐 일정한 값을 갖는 것으로 假定하여 Benson¹¹⁾등은 f_{co} 의 값으로 0.5를 추안하였다. 따라서 本 연구에서도 이 값을 사용하여 실린더 內에서 時間에 따른 CO의 生成濃度의 變化를 계산하였다.

$$\frac{1}{V} \frac{d}{dt} [CO]V = -K_f [CO] [OH] + K_b [CO_2] [OH] \dots\dots\dots (26)$$

2.2 氣 交換過程의 시뮬레이션 모델 및 基本 方程式

吸.排氣管에서 氣流流動은 各 실린더의 피스톤 運動에 의한 非定常 流動特性和 吸·排氣 밸브의 開閉에 따른 吸·排氣管 分枝點에서의 境界條件 및 吸·排氣 밸브入口, 그리고 실린더 內, 管端, 스로틀 보디, 大氣條件을 境界로 하는 매우 복잡한 特性을 가지고 있다.

2.2.1 基本 方程式

本 研究에서는 보다 實際的인 吸·排氣管系 流動을 解析하기 위하여 吸·排氣管系를 管内 流動 解析 모델로 하였다. 吸·排氣管에서 가스 流動은 1次元 非定常 流動으로 假定하였으며, 管壁面과의 摩擦, 斷面積의 變化, 熱傳達 및 엔트로피의 變化를 갖는 非定常 流動에 대한 基本方程式은 다음과 같다.

連續 方程式

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u}{\partial x} + u \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho u}{F} \frac{dF}{F} = 0 \dots\dots\dots (27)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x} + f \frac{u^2}{2} \frac{u}{|u|} \frac{4}{D} = 0 \dots\dots\dots (28)$$

여기서,

$$F = \frac{\pi}{4} D_2^2 \dots\dots\dots (29)$$

$$f = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2} \rho u^2} \dots\dots\dots (30)$$

에너지 方程式

$$\frac{\partial}{\partial t} \left\{ (\rho F dx) \left[C_v T + \frac{u^2}{2} \right] \right\} + \frac{\partial}{\partial x} \left\{ (\rho u F) \cdot \left[C_v T + \frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2} \right] \right\} dx = q \rho F dx \dots\dots\dots (31)$$

윗 式에서 q는 單位 時間當 熱傳達率이고, f는 管摩擦損失이다. 管摩擦損失은 管内의 表面 거칠기에 의해 결정되며, 거친 管으로 假定하면 Blasius의 經驗式으로부터 이는 다음과 같은 式으로 표시된다.

$$f = 0.2373/Re^{1/4} \dots\dots\dots (32)$$

가스 流動에 대한 支配 方程式의 解를 구하기 위하여 特性曲線法을 이용하였으며, Riemann¹¹⁾ 變數를 導入하고 無次元化하면 다음과 같은 式으로 나타낼 수 있다.

壓力波 特性曲線

方向條件

$$\frac{dX}{dZ} = U \pm A \dots\dots\dots (33)$$

適合方程式

$$\left(\frac{d\lambda}{d\beta} \right) = -\frac{\kappa-1}{2} \frac{AU}{F} \frac{dF}{dX} dZ$$

$$+A \frac{dA_A}{A_A} \pm \frac{(\kappa-1)}{2} \frac{2fL_{ref}}{D} U_2 \cdot \frac{U}{|U|} \left[1 \pm (\kappa-1) \frac{U}{A} \right] dZ + \frac{(\kappa-1)^2}{2} \frac{qL_{ref}}{a_{ref}^3} \frac{1}{A} dZ \quad (34)$$

流跡線 特性曲線

方向條件

$$\frac{dX}{dZ} = U \dots\dots\dots (35)$$

適合方程式

$$dA_A = \frac{\kappa-1}{2} \frac{A_A}{A^2} \left[\frac{qL_{ref}}{a_{ref}^3} + \frac{fL_{ref}}{D} |U^3| \right] \cdot dZ \dots\dots\dots (36)$$

熱力學的 狀態量과 特性值 λ, β, 그리고 流體 粒子의 엔트로피 尺度인 A_A는 다음과 같은 관계에 있다.

$$a = A \cdot a_{ref} = \frac{\lambda + \beta}{2} a_{ref} \dots\dots\dots (37)$$

$$u = U \cdot a_{ref} = \frac{\lambda + \beta}{K-1} a_{ref} \dots\dots\dots (38)$$

$$p = \left(\frac{\lambda + \beta}{2A_A} \right)^{k-1} p_{ref} \dots\dots\dots (39)$$

$$T = \left(\frac{\lambda + \beta}{2} \right)^2 \frac{a_{ref}^2}{HR} \dots\dots\dots (40)$$

力波 特性值 λ, β에 대해서는 格子法(mesh method)을 사용하고, A_A의 계산은 流體粒子의 流動에 따라 修正形 非格子法(modified non-mesh method)을 이용하여 管内에서의 λ, β 및 A_A의 값을 계산하였다.

2.2.2 境界條件

管境界에서의 특성값들은 吸入口, 스톨을 보디, 吸·排氣밸브, 分枝점, 排氣出口 등의 각 境界에 대해서 아래와 같은 모델을 취해서 계산하였다.

1) 入口境界條件

흡기계의 공기흡입구는 대기와의 엔트로피 차이를 고려한 입구 경계조건을 사용하였으며, 역류발생시는 개방단 경계조건으로 하였다.

2) 스톨바디 境界條件

흡기관을 지나는 유동을 완전히 확립된 1차원 유동으로 간주하고 기화기에서 교축되어 단열적으로

압력이 강하되는 것으로 가정하였다.

3) 밸브 境界條件

배기밸브를 통하여 실린더로부터 가스유출시 또는 흡기밸브를 통하여 역류가 일어날 경우에 적용하였으며, 아음속유동시 목에서의 압력과 관 끝에서의 압력을 동일하게 취하는 정압모델로 계산하였으며, 초음속 유동시는 압력이 강하하는 모델을 취하였다.

4) 실린더 境界條件

가스교환 과정중 실린더를 개방계로 취하여 흡·배기밸브를 통과하는 질량유량을 고려하여 실린더 내의 압력을 고려하였고, 밸브는 서서히 여닫히며 실린더내의 압력, 온도, 밀도는 체적 전체에 걸쳐서 일정하다고 가정한다.

5) 노즐 境界條件

흡기밸브를 통한 실린더로의 유입, 또는 배기밸브에서 역류발생시 및 배기관 출구에서의 경계조건으로 사용하게 된다. 유동은 등엔트로피 과정이고 초음속과 아음속으로 나누어 계산하게 된다.

6) 분枝點 境界條件

다기통 기관에서는 다수의 관 연결부가 나타나게 되는데 이들 연결부에서는 압력이 일정하다고 가정하는 정압 모델 해석법을 적용하였다.

2.3 數値解析 順序 및 方法

계산순서는 1番 실린더의 吸氣밸브가 닫히는 시기부터 시작되며, 먼저 機關의 諸元과 적당한 初期條件이 入力되어 실린더 內의 狀態量을 계산한다. 실린더 內에서 일어나는 壓縮, 燃料噴射, 點火遲延, 擴散燃燒와 吸·排氣過程 中에서 주어진 크랭크 角에 따른 각 실린더에 적합한 過程을 判定한 후, 이에 따른 각 실린더 內의 狀態量을 계산한다.

吸·排氣過程에서 管內의 狀態量을 계산하기 위해서는 Riemann變數 λ , β 및 엔트로피의 변화를 나타내는 A_A 를 결정하여야 한다. 따라서 比熱比 κ 와 A_A 의 값은 流跡線으로 부터 구한다. 이를 이용하여 境界點을 제외한 各 格子點에서의 λ , β 의 값은 格子法, 그리고 境界點에서의 값들은 境界條件으로 부터 구할 수 있다. 이렇게 구한 모든 格子點에서의 λ , β 및 A_A 를 이용하면 吸·排氣管內가스의 速度, 溫度 및 壓力을 계산할 수 있다.

이와같은 계산이 吸·排氣管의 모든 格子點에 대하여 各 時間段階마다 1사이클에 걸쳐 수행되며, 다음 時間段階에 들어가기에 앞서 安定條件에 의한 時間增分 Δt 를 결정하여야 한다. 가스 交換過程의 경우는 計算을 크랭크 角 1° 間隔으로 하였으나, 動力사이클의 경우는 크랭크 角에 따른 실린더內 狀態量의 變化率이 크므로 0.25° 間隔으로 계산하였다. 入力 데이터는 適用 엔진의 軸徑, 軸徑, 軸徑, valve lift, valve diameter 등과 엔진의 運轉條件의 데이터인 엔진속도, 負荷, 空燃比, 吸排氣壓力, 點火時期, 燃燒期間, 등으로 구성된다. 出力값으로는 體積效率, 吸入空氣量, 燃燒室 最高壓力, 平均有效壓力, 燃料消費率, 燃燒溫度, 排氣溫度, 排氣가스의 濃度 등 機關의 諸性能을 算出해 낸다.

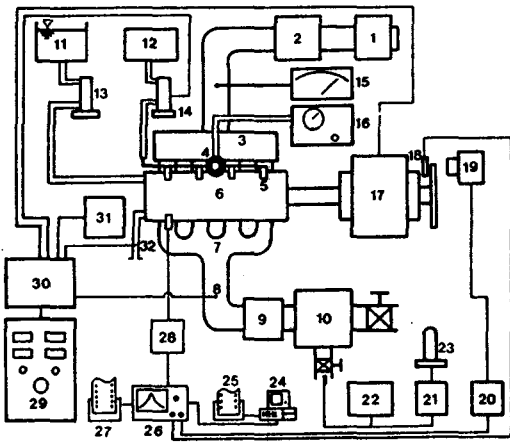
3. 실험장치 및 방법

3.1 實驗裝置

本 研究의 實驗에 사용된 機關은 EGR장치를 附着한 4 사이클 4 실린더 2000cc가솔린 機關으로 主要 諸元은 표 1과 같으며, 그림 2는 實驗裝 系統圖이다. 實驗裝置는 吸氣系, 가솔린機關, 動力計 (EDDY CURRENT TYPE), 動力計制御裝置, 排氣系, 燃燒解析系, 排出가스 分析系, 冷却系, 데이터 處理系로 構成되어 있다.

Table 1 Specifications of Engine

Engine type		Water cooled 4-cycle 4-cylinder gasoline engine	
Bore×Stroke	mm	85.0×88.0	
Total displacement	cc	1997	
Compression ratio		8.6	
Firing order		1-3-4-2	
Ignition timing at idling speed		BTDC $5^\circ \pm 1$	
Max. output	ps / rpm	98.7 / 5000	
Max. torque	kg-m / rpm	16.53 / 3500	
Valve timing	Intake	Opens	BTDC 19°
		Closes	ATDC 57°
	Exhaust	Opens	BBDC 57°
		Closes	ATDC 19°
Intake valve duration	$^\circ CA$	264°	
Exhaust valve duration	$^\circ CA$	264°	
Intake valve overall length	mm	106.6 $^\circ$	
Exhaust valve overall length	mm	105.2	



1. 1st Inlet air surge tank
2. Karman vortex type air flowmeter
3. 2nd Inlet air surge tank
4. EGR valve
5. Fuel injector
6. Gasoline engine
7. Exhaust manifold
8. Thermocouple
9. Muffler
10. Exhaust gas surge tank
11. Cooling water tower
12. Fuel tank
13. Rotary flowmeter
14. Burette
15. Anamometer
16. Vacuum pump
17. Eddy current dynamometer
18. Receiver
19. Projector
20. Source of electricity focus
21. NOx analyzer
22. Four gas analyzer
23. Standard gas
24. IBM-PC / 386
25. Line printer
26. Combustion analyzer
27. Graphic printer
28. Charge amplifier
29. Dyamometer controller
30. A/D converter
31. Throttle actuator
32. Thermocouple

Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus

機關으로 再循環되는 EGR率을 調節하기 위하여, EGR valve에 作用하는 吸氣 負壓 대신 진공 펌프를 装着하였고, 吸氣管과 排氣管에 CO₂ 分析器를 設置하고 각각의 CO₂ 濃度を 測定하여 그때의 EGR率을 계산하여 調節한다. 또한 排기가스 測定을 위하여 배출가스중 CO, CO₂, HC는 4가

스분석기, NO는 NDIR식 분석기를 이용하여 측정하였다. 機關의 冷却水 溫度를 一定하게 유지하기 위한 冷却水 調節裝置로써 로타리식 유량계를 設置 하였다.

Table 2 Specifications of Instruments

Dynamometer	Type	Eddy current absorption dynamometer
	Model	1014 D. G.
	Max. abs. power	176 ps
Digital fuel consumption meter	Type	Digital capacity
	Capacity	200cc
	Maker	ONO SOKKI
Hygrometer	Range	Air temp. : 0~99°C
	Range	Humidity : 0~99%
	Maker	KANOMAX
Digital tachometer	Range	0~9900 rpm
	Maker	ONO SOKKI
Digital thermometer	Maker	YOKOGAWA Electric Works
Pressure transducer (Piezo electric type)	Sensitivity	-15.0 PC / bar
	Range	0~250 bar
	Type	610A
Charge amplifier	Maker	KISTLER
	Type	5007
Cranke angle detector	Maker	KISTLER
	Type	PP-935
Combustion analyzer	Maker	ONO SOKKI
	Type	CB-366
Graphic printer	Maker	ONO SOKKI
	Type	RQ-411
Emission analyzer	Range	CO : 0~10%
		CO ₂ : 0~9.9%
		HC : 0~5000ppm
Maker	HORIBA	
NOx analyzer	Type	NDIR
	Range	0~5000ppm
	Responsive	60sec
	Maker	HORIBA

本 實驗에서 사용한 燃燒解析裝置는 燃燒室 內의 壓力을 檢出하여 P-θ, P-V, dP/dθ, P-θ 등

의 선도를 CRT와 그래픽 프린터로 出力할 수 있는 機能을 가졌으며, 燃燒室 內의 壓力變化 檢出은 piezo electric pressure transducer를 機關의 點火플러그와 함께 插入, 裝着하였다. 實驗에 사용된 計測裝備의 主要 諸元은 표 2에 나타내었다.

3.2 實驗方法

機關의 運轉狀態를 正常的으로 유지하기 위한 冷却水 調節裝置로써 로타리식 유량계를 이용하여 冷却水 溫度를 $85 \pm 5^\circ\text{C}$ 로 유지하고, 機關실험은 설정회전속도에서 負荷는 3/4負荷, 점화시기는 MBT(minimum spark advance for best torque), 공연비는 14.5상태로 일정하게 유지하면서 EGR率을 변화(0%~15%)에 따른 燃燒室壓力, 吸·排氣管 溫度, 燃料 消費量, 排氣가스 濃度등을 測定하였고, 기관성능은 연소해석장치 및 동력계로 측정하였으며 測定誤差를 줄이기 위하여 20회 反復 實驗하여 그 測定值의 平均값을 취하여 實驗의 精確성을 기하였다.

機關으로 再循環되는 EGR率을 調節하기 위하여 기관에장착 되어 있는 EGR밸브에 作用하는 吸氣負壓을 차단하고 대신에 진공펌프를 연결하여 부압을 작용시킴으로써 EGR밸브를 작동하는 방법을 이용하였다. EGR率을 計算하는 데 있어서 실제 實驗에서는 직접 體積이나 質量을 測定하기 어렵기 때문에 排氣가스가 포함하고 있는 가스成分中 CO_2 濃도와 EGR된 吸氣中의 CO_2 濃도 그리고 大氣中의 CO_2 濃도를 測定하여 EGR率을 計算¹⁾ 하였다.

4. 결과 및 고찰

그림 3부터 그림 5는 機關의 回轉速度 2000rpm에서, 3/4부하, 點火時期 MBT(minimum spark advance for best torque), 空燃比가 14.5로 一定하게 운전되는 경우 크랭크각에 따른 실린더내 압력과 압력상승율을 나타낸 것이다. 그림 3은 EGR율이 10%일때 동력사이클과 흡·배기과정중 크랭크각에 따른 실린더내 압력변화를 計算値와 實驗値를 비교한 것인데, 그림에서 보는바와 같이 壓力線圖 경향이 잘 일치하고 있음을 알수 있다. 그림 4와 그림 5는 EGR율을 각각 0%, 5%, 10%, 15%로 변화시켜 운전하는 경우 실린더내의 압력과 압

력상승율을 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 점화시기를 일정하게 고정시키고 EGR율을 증가시키면 연소현상이 바뀌어 연소속도가 저하되어 마치 점화시기를 후퇴하는 것과 같이 최고압력이 낮아짐을 알 수 있고, 압력상승을 역시 감소하고 있음을 알 수 있다.

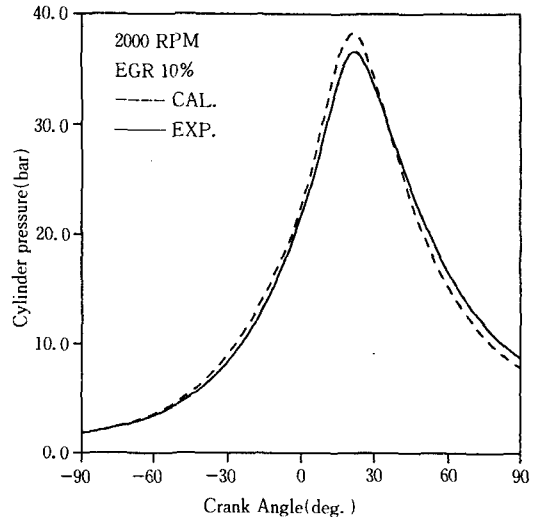


Fig. 3 Comparison of calculated and experimental cylinder pressure for EGR rate 10%

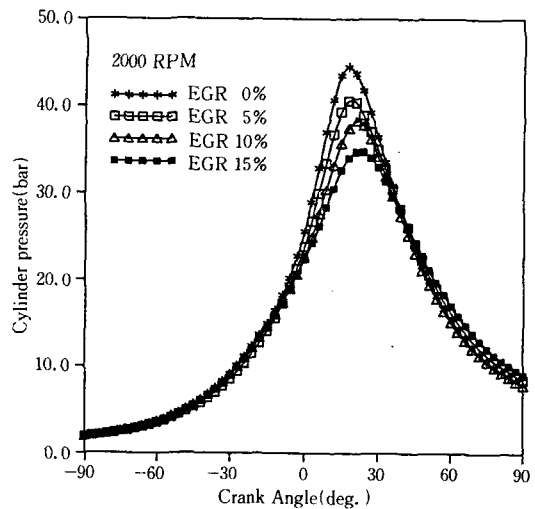


Fig. 4 Cylinder pressure for variation of EGR rate

그림 6은 機關의 回轉速度 2000rpm, 3/4부하, 點火時期 MBT, 空燃比가 14.5인 경우 EGR율 변화에 따른 연소실내 최고온도를 나타낸 것으로

EGR율이 증가함에 따라 열용량의 증대로 인하여 연소실내 최고온도가 저하됨을 알 수 있다.

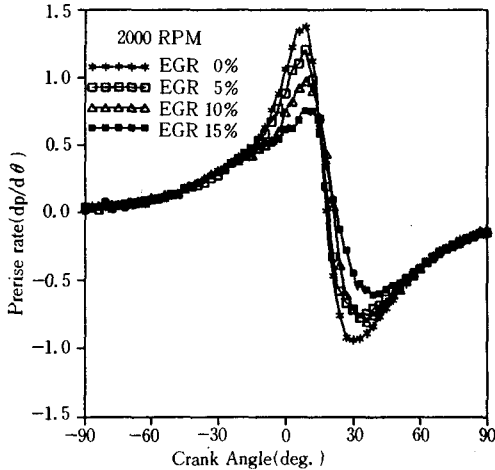


Fig. 5 Pressure rise rate for variation of EGR rate

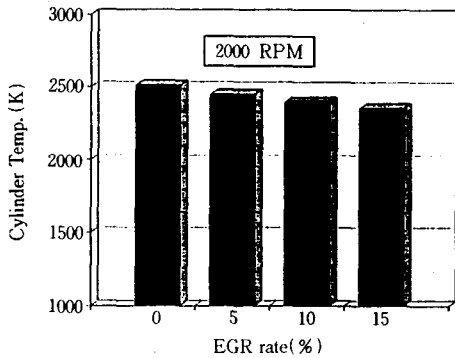


Fig. 6 Cylinder temperature for variation of EGR rate

그림 7부터 그림 9는 機關의 回轉速度 2000 rpm, 3/4부하, 點火時期 MBT, 空燃比가 14.5로 기관의 운전조건을 일정하게 한 경우 EGR율 변화에 따른 NO, CO₂, CO의 배출농도를 나타낸 것이다. 그림 7은 EGR율 변화에 따른 NO를 計算値와 實驗値를 비교하여 나타낸 것인데, 그림에서 보는 바와 같이 EGR율이 높아짐에 따라 NO의 배출농도가 감소하는 경향을 보이고 있다. 이는 NO의 생성은 연소 최고온도에 따라 크게 좌우됨을 알 수 있고 EGR율을 증가시키기에 따라 연소 최고온도가 저하되어 NO배출농도도 저하됨을 알 수 있다. 또한 NO의 배출농도는 計算値가 實驗値에 비해라도 높게 예측되었다. 이는 일정공연비로 기관을 운전하

는 경우 NO의 생성농도에 가장 큰 영향을 끼치는 것은 실린더내의 최고온도와 화염속도¹⁵⁾인데, 본 연구의 경우 실험치에 비해서 NO의 배출농도가 높게 예측되는 이유는 실린더내 최고압력이 비교적 잘 일치하는 것으로 미루어 계산치의 화염의 전파 속도가 실제보다 다소 빠르게 계산되어 NO가 해리되는 시간이 충분하지 못하기 때문인 것으로 판단된다.

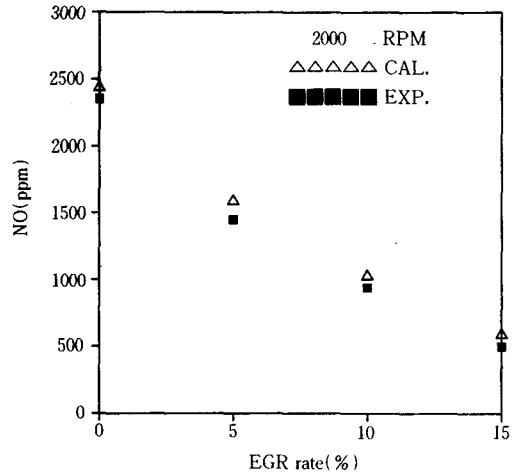


Fig. 7 Comparison of calculated and experimental NO concentration for variation of EGR rate

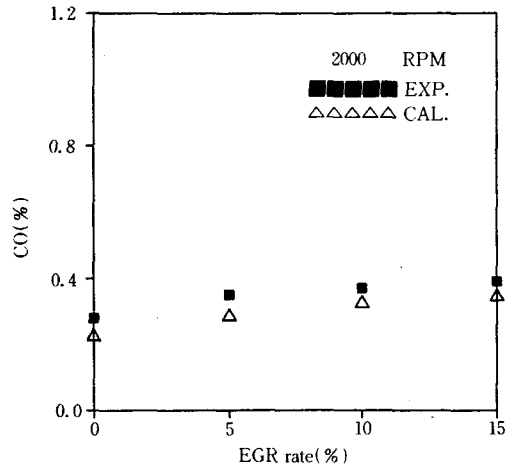


Fig. 8 Comparison of calculated and experimental CO concentration for variation of EGR rate

그림 8과 그림 9는 EGR율에 따른 CO와 CO₂의 배출농도를 나타낸 것인데, EGR율이 증가함에 따

라 CO는 약간 증가, CO₂는 약간 감소하나 전반적으로 그렇게 크게 변하지 않음을 알 수 있다. 그림에서 보는 바와 같이 Benson이 제안한 경험식을 이용하여 계산한 CO농도의 계산치는 실험치와 잘 일치함을 알 수 있다. 그러나 CO₂의 농도는 실험치보다 다소 낮게 예측됨을 알 수 있는데 이는 CO₂의 농도가 완전히 평형을 이루는 것으로 가정하여 계산하였기 때문인 것으로 판단된다. 따라서 CO₂의 농도를 보다 정확히 예측하기 위해서는 반응속도를 고려하여 계산하는 것이 바람직하나 CO₂가 인체에 크게 유해한 성분은 아니며 그리고 본 연구에서 평형 열역학에 의해 계산된 豫測値와 실험치와는 비교적 큰 오차가 아니고 또한 계산 시간이 크게 증가되는 非平衡 濃度에 의한 계산보다는 평형 열역학에 의한 계산이 실용상에 목적에는 보다 유리할 것으로 판단된다. 그림 10과 그림 11은 機關의 回轉速度 2000rpm, 3/4부하, 點火時期 MBT, 空燃比가 14.5인 경우 EGR을 변화에 따른 燃料消費率과 圖示平均有效壓力的 변화를 計算値와 實驗値를 비교하여 나타낸 것이다. 그림 10에서 알 수 있는 바와 같이 EGR율이 10%까지는 연료 소비율이 향상되고 있으나 EGR율이 10%이상에서는 오히려 연료 소비율이 다소 악화되고 있음을 알 수 있다. 이는 일정구간(EGR율 0%~10%)에서 연료 소비율이 향상하는 이유는 동일 흡입공기량에서 EGR을 행하면 작동가스양이 증가하므로 흡입부압이 감소하여 펌프손실의 저감에 의해 연료소비율이 향상

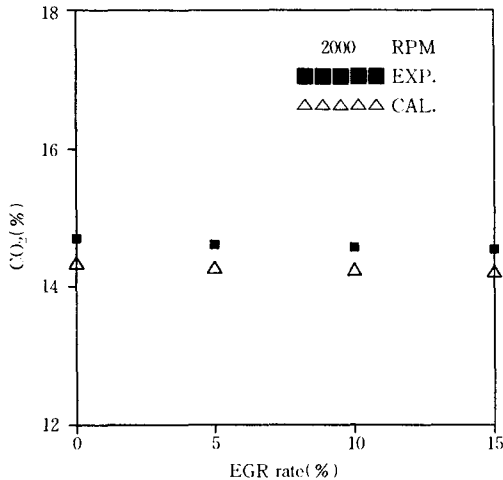


Fig. 9 Comparison of calculated and experimental CO₂ concentration for variation of EGR rate

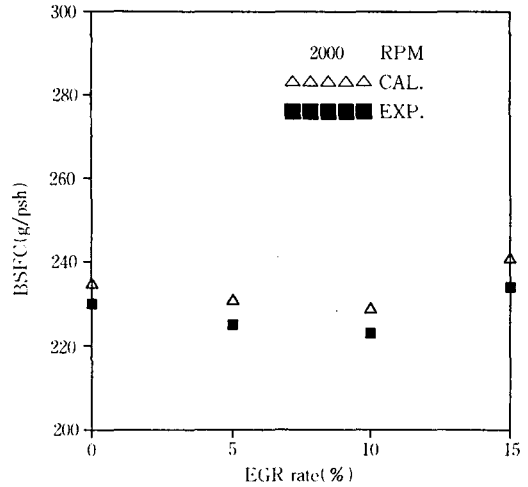


Fig. 10 Comparison of calculated and experimental BSFC for variation of EGR rate

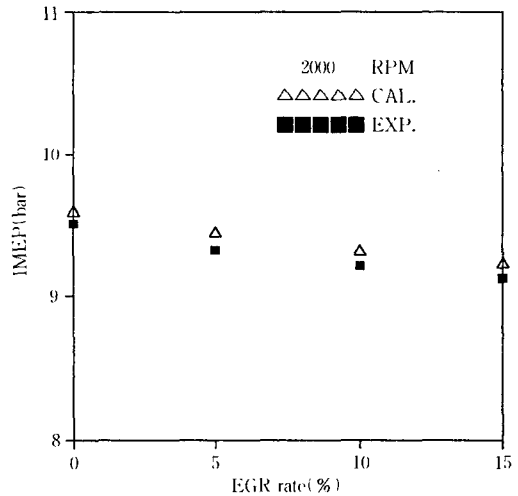


Fig. 11 Comparison of calculated and experimental IMEP for variation of EGR rate

되며, 또한 EGR에 의해 연소온도가 저하하여 냉각수로 손실되는 냉각손실이 감소하기 때문에 연료 소비율이 향상되는 것으로 판단된다. 그림 11은 EGR율이 증가함에 따라 도시평균 유효압력이 감소하는 경향을 보이고 있다. 따라서 과도한 EGR은 기관의 출력과 연료 소비율에 악영향을 주므로 적정 EGR율을 결정하는데 있어서 중요한 제한요소가 됨을 알 수 있다.

5. 결 론

4 실린더 4 사이클 가솔린 機關에 있어 NO의 排出濃度를 감소시키기 위해 EGR을 하는 경우 機關性能과 排出濃度를 豫測하기 위하여 動力사이클에 대해서는 亂流火炎速度의 時間的 變化를 考慮한 2 領域 燃燒 모델과 單一 領域 모델, 그리고 吸·排氣系에서의 가스 交換過程은 特性曲線法과 定壓-完全混合모델을 導入하여 실린더내 및 吸·排氣管內에서의 狀態變化를 고려할 수 있는 프로그램을 作成하였다. 이 프로그램을 이용하여 機關의 運轉條件에 대하여 EGR을 변화에 따른 有害排出濃度와 機關의 性能을 計算値와 實驗値를 비교한 結果 다음과 같은 結論을 얻었다.

- 1) EGR率을 증가시킴에 따라 燃燒室 最高溫度가 저하되어 NO의 排出濃度도 저감되고 있음을 알 수 있었고, 燃燒室 最高溫度는 NO의 排出濃도에 큰 영향을 미침을 알 수 있었다.
- 2) 一定한 運轉條件에서 CO의 排出濃度は EGR率의 증가에도 큰 변화가 없었다. 따라서 EGR은 CO의 排出濃도에 큰 영향을 미치지 않음을 알 수 있었다.
- 3) EGR率이 증가함에 따라 어느 일정구간에서는 燃料消費率이 향상되고 있으나 과도한 EGR은 오히려 燃料消費率과 機關出力에 악영향을 미치므로 이는 적정한 EGR率을 결정하는데 있어서 중요한 제한요소가 됨을 알 수 있다. 따라서 적정한 EGR率은 NO의 排出濃도를 저감시킬 뿐만 아니라 燃費개선에도 효과가 있음을 알 수 있었다.
- 4) 點火時期를 일정하게 했을 때 EGR율이 증가함에 따라 실린더내 압력이 저하하고 있으며 最高壓力 위치도 점화시기를 후퇴하는 것처럼 遲角되고 있음을 알 수 있었고, 이는 EGR율을 증가시킬 때 點火時期를 進角시켜 보정해 주어야 機關出力을 향상시킬 수 있음을 예시하고 있다.

참 고 문 헌

- 1) James J. Gumbelton, Robert A. Bolton, and H. Walter Lang, "Optimizing Engine Parameters with Exhaust Gas Recirculation," SAE Paper 740104, 1974.
- 2) Daniel C. Ahrens and Shane H. Rachedi "Bac-

kpressure Variable Transducer Two Stage EGR Control System," SAE paper 830616, 1983.

- 3) 中島泰夫, 杉原邦彦, 高木培雄, 村中重夫, "燃費向上に及ぼす EGR の効果の解析," 内燃機關 第15號, pp. 3-11, 1979.
- 4) J. N. Mattavi, C. A. Amann, "Combustion Modeling in Reciprocating Engines," pp. 13-32, 588-564, Plenum Press, London 1980.
- 5) R. S. Benson, W. J. D. Annand, 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, pp. 97-124, 1975.
- 6) N. C. Bilzard, J. C. Keck, "Experimental and Theoretical Investigation of Turbulent Burning Model for Internal Combustion Engines," SAE paper 740191, 1974.
- 7) R. S. Benson, J. H. Horlock F. R. S. and D. E. Winterbone(eds.), "The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines," Vol. I, Clarendon Press, Oxford, 1982.
- 8) R. S. Benson, P. C. Baruah, "Performance and Emission Prediction for a Multi-Cylinder Spark Ignition Engine," Pro. Instn. Mech. Engrs., vol. 191, pp. 339-354, 1977.
- 9) J. H. Horlock, D. E. Winterbone, "The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal-Combustion Engines," vol. II, pp. 823-865, 1126, Carlendon Press, Oxford, 1986.
- 10) W. J. D. Annand, "Instantaneous Heat Transfer Rates to the Cylinder Head Surface of a Small Compression-Ignition Engine," Proc. Instn. Mech. Engrs., vol. 185, pp. 976-987, 1970.
- 11) 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.
- 12) R. S. Benson, D. Woolatt, W. A. Woods, "Unsteady Flow in Simple Branch Systems," Proc. Instn. Mech. Engrs., vol. 178, pp. 24-29, 1963.
- 13) C. W. Vikland, F. M. Strange, R. A. Bell and

- E. S. Starkman, "A Consideration of the High Temperature Thermodynamics of Internal Combustion Engine," SAE Trans., Vol. 70, pp. 785-795, 1962.
- 14) H. K. Newhall, "Kinetics of Engine Generated Nitrogen Oxides and Carbon Monoxide," Twelfth Symposium(Int.) on Combustion, 1969.
- 15) R. S. Benson and N. D. Whitehouse, "Internal Combustion Engines," Combined Ed., pp. 124-134, 158-164, 328-334, Pergamon Press, Oxford, 1979.
-