

4 행정 사이클 스파크 점화기관의 시뮬레이션에 관한 연구

윤 건 식[†] · 윤 영 환* · 우 석 근** · 신 승 한** · 서 문 진***

(원고접수일 : 2002년 8월 21일, 심사완료일 : 2002년 12월 9일)

Study on the Simulation of the 4-Stroke Cycle Spark Ignition Engines (Second Paper)

Keon-Sik Yoon[†] · Young-Hwan Yoon* · Seok-Keun Woo** · Sung-Han Shin** · Mun-Jin Seo***

Key words : Spark Ignition Engine(스파크 점화기관), Simulation(시뮬레이션), Method of Characteristics(특성곡선법), Single-zone Model(단일영역모델), 2-zone Model(2영역모델), Performance(성능), Exhaust Emission(배기가스)

Abstract

For predicting the performances of the four stroke cycle spark ignition engines, the gas behavior in the engine system has been analyzed. The calculations consist of two parts, the calculation of the gas behavior in the intake and exhaust systems which was described in the first paper, and the calculation of the variations of gas properties inside the engine cylinders. In this paper, the simulations for the in-cylinder processes were described for the MPI engine, naturally aspirated and turbocharged engines with a carburettor.

With the combination of the calculations of the intake and exhaust systems and the calculation of the in-cylinder processes, the predictions of the engine performances and the exhaust emission characteristics were carried out. And the result showed good agreements with the experimental results under wide range of operating conditions.

기 호 설 명

a	: 음속 (m/s)	c	: 복사 열전달에 대한 Annand 상수
a_g	: 대류 열전달에 대한 Annand 상수	C_p	: 정압비열 (J/kmol · K)
b	: 대류 열전달에 대한 Annand 상수	C_v	: 정적비열 (J/kmol · K)
		D	: 지름 (m)
		e	: 내부에너지 (J/kg)

[†] 책임저자(창원대학교 기계공학과), E-mail:ice95@changwon.ac.kr, T : 055)279-7506

* 창원대학교 기계공학과(E-mail:ice95@changwon.ac.kr)

** (주) STX (gpcskwo@korea.com)

*** 창원대학교 대학원(seojin69@kornet.net)

F	: 단면적 (m^2)
k	: 비열비
m	: 질량 (kg)
N	: 기관회전속도 (rpm)
P	: 압력 (Pa)
Q	: 단위 면적당 전열량 (J/m^2)
R	: 기체상수 ($J/kg \cdot K$)
T	: 온도 (K)
V	: 체적 (m^3)
V_p	: 피스톤 평균속도 (m/s)
X_i	: i 화학종의 몰분
α	: 크랭크 각 (deg)
μ	: 점성 ($kg/m \cdot s$)
ρ	: 밀도 (kg/m^3)
φ	: 당량비

하첨자

c	: 실린더
e	: 배기
i	: 흡기
m	: 연료-공기 혼합기
o	: 정체상태
p	: 연소생성물

1. 서 론

본 연구에서는 4 행정 사이클 스파크 점화기관을 대상으로 하여, 기관을 구성하는 각 계통에서의 가스의 거동을 열 및 유체역학적으로 해석하고 이를 토대로 주어진 설계사양과 운전조건하에서 기관의 도시성능을 예측하는 전산 프로그램을 개발하고자 하였다. 내연기관의 시뮬레이션을 크게 나누면 압축, 연소 및 팽창과 흡·배기 과정에 대한 해석, 즉 실린더 내부의 해석과 함께 실린더 내로 유입하는 신기의 양과 압축 초기의 상태에 결정적인 영향을 미치는 실린더 외부의 과정, 즉 흡·배기 계통에 관한 해석으로 분류할 수 있다. 본 연구에서는 흡·배기 계통에서의 유동해석을 위하여 관내에서의 가스의 거동을 벽면과의 마찰과 열전달, 단면적의 변화 및 엔트로피 변화를 갖는 비정

상 1차원 유동이라 가정하고 이를 특성곡선법^{(1),(2)}을 이용하여 해석하고 실험과 비교한 결과, 여러 형태의 기관에 대하여 흡·배기 계통의 여러 위치에서의 압력변화의 예측값이 실험값과 잘 일치하고 있음을 알 수 있었으며 이를 제1보⁽¹⁾를 통하여 보고하였다.

기관 시뮬레이션의 최종적인 목표가 주어진 조건에서 출력, 경제 및 공해 등의 관점에서 어느 정도의 성능을 발휘하는가를 예측하는 것이라는 점을 생각할 때 기관의 해석은 앞서 제 1보에서 제시한 흡·배기 계통에 대한 해석과 함께, 사이클 중의 일의 양을 직접적으로 결정해 주는 실린더 내의 과정에 대한 해석이 함께 요구된다. 본 논문에서는 실린더 내부의 해석을 위하여 실린더 내 가스의 유동과 화학적 조성의 변화 특성을 해석하여 최종적으로 각종 운전조건 하에서의 기관의 성능과 배기가스 조성의 변화를 예측하고 이를 실험과 비교하여 시뮬레이션의 타당성을 검토하는 문제를 집중적으로 다루고자 한다.

실린더내의 과정을 해석하기 위하여 흡·배기과정과 압축과정, 그리고 기연가스만의 팽창과정에 대해서는 단일영역모델을 적용하였으며, 연소가 일어나고 있는 기간 동안에는 2영역모델을 사용하였다⁽²⁾⁻⁽⁴⁾. 그리고 화학적 조성의 변화를 예측하기 위하여 평형열역학^{(2),(5)}과 반응속도론^{(2),(6)}을 사용하였다.

실린더내 과정의 계산과 함께 제1보에서 기술한 흡·배기 계통에서의 가스 거동에 관한 계산을 토대로 주어진 조건하에서 기관의 성능을 예측하고 MPI 기관과 기화기식 자연흡기 기관, 기화기식 터보과급 기관을 대상으로 각종 운전조건에 따른 실린더내의 압력 변화와 각종 도시성능 및 배기 조성의 변화를 실험을 통하여 측정하고 이를 계산 결과와 비교 검토하였다.

2. 시뮬레이션 모델

2.1 실린더 내 가스의 거동

2.1.1 단일영역 모델

실린더 내에서의 가스의 상태 변화에 대한 계산

은 압축과정, 연소 후의 기연가스만의 팽창과정 및 흡·배기 과정에 대해서는 전 실린더 내의 가스가 균일하게 혼합된 상태로 존재하는 것으로 생각하는 단일영역모델⁽²⁾⁻⁽⁴⁾을 사용한다.

크랭크 각의 변화에 따른 실린더 내의 압력변화는 열역학 제1법칙에 의하여 다음과 같이 유도된다.

$$\frac{dP_c}{da} = \frac{k_c - 1}{V_c} \left[-\frac{k_c}{k_c - 1} P_c \frac{dV_c}{da} + \sum \frac{a_{i0}^2}{k_i - 1} \cdot \frac{dm_i}{da} - \sum \frac{a_{e0}^2}{k_e - 1} \frac{dm_e}{da} + \frac{dQ}{da} \right] \quad (1)$$

여기서 $\frac{dm_i}{da}$, $\frac{dm_e}{da}$ 는 실린더 내로 유입·유출하는 가스의 질량유량으로서 흡·배기관 유동의 계산을 통하여 구해지며 각 항 앞의 \sum 기호는 흡기 또는 배기 밸브가 두 개 이상일 경우 각 밸브를 통한 유동의 합을 나타낸다. 실린더 내 가스의 질량변화율은 연속방정식에 의하여 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{dm_c}{da} = \sum \frac{dm_i}{da} - \sum \frac{dm_e}{da} \quad (2)$$

식(1), (2)에 의하여 압력변화율과 질량변화율을 구하면 Runge-Kutta 1/3 Rule에 의한 적분을 통하여 다음 시간 단계에서의 압력 및 질량의 값을 알 수 있고 이어 이상기체 상태식을 이용하여 온도를 알 수 있다.

대류 및 복사에 의한 벽면과의 열전달을 dQ/da 는 다음과 같이 Annand의 열전달 방정식⁽⁶⁾⁻⁽⁸⁾을 이용하여 구한다.

$$\frac{dQ}{da} = \frac{Fa_o k_c (R_e)^b}{6ND_c} (T_w - T_c) + c(T_w^4 - T_c^4) \quad (3)$$

여기서 $R_e = \frac{\rho D_c V_p}{\mu}$, $k_c = \frac{C_p \mu}{Pr}$ 이다. 열전도도 k_c 의 계산에 있어서 Prandtl 수는 0.7로 하였다⁽³⁾.

2.1.2 2영역 모델

압축 행정 말기에 스파크가 튀면서 연료-공기 혼합기에 점화를 시도하나 화염이 전파할 수 있을 만큼 충분한 화염핵이 형성되기 위하여는 가스의 상태에 따라 일정한 기간이 경과하여야 하며 이 점화지연기간이 경과한 후에 실제로 연소가 시작되는 것으로 간주할 수 있다. 연소가 시작되는 시기의 결정은 기연가스의 체적이 전 실린더 체적의 0.1%가 되었을 때 혼합기에 점화가 이루어진 것으로 생각한다^{(2),(9),(10)}. 연료-공기 혼합기에 점화가 일어난 후 실린더 내의 가스는 Fig. 1과 같이 화염면에 의해 기연가스와 미연가스의 2영역으로 나누어져 존재하며 두 영역의 압력은 균일하나, 각 영역에서의 온도, 비열 및 화학적 조성은 각기 다른 것으로 생각하는 2영역 모델을 사용하여 계산한다. 이 모델에서 연소가 시작될 당시의 실린더 내용물은 이전 사이클에서 배출되지 못한 잔류가스와 흡입과정 중 유입한 신기가 균일하게 혼합되어 있는 것으로 생각하였다. Fig. 1에서 화염면은 실제로는 일정한 체적을 갖는 반응영역이나 그 체적은 무시하였으며 화염면은 스파크 플러그를 중심으로 구형으로 전파되는 것으로 간주하였다. 기연가스와 미연가스 각각의 영역에서 벽면과의 열전달을 Annand의 열전달 방정식에 의하여 계산한다. 그러나 각 영역 사이의 열전달은 무시하였다^{(2),(3)}.

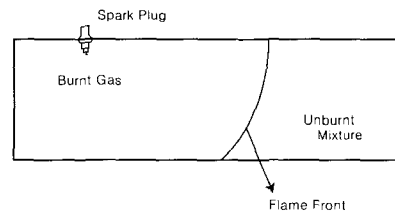


Fig. 1 Burnt and unburnt zones.

연소가 이루어지고 있는 동안 압력과, 기연 및 미연 각 영역에서의 온도변화는 열역학 제1법칙과 상태방정식을 사용하여 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{dP_c}{da} = & \left[\left(1 + \frac{C_{v_s}}{R_p} \right) P_c \frac{dV}{da} + \left(e_p - e_m - C_{v_s} (T_p \right. \right. \\ & \left. \left. - \frac{R_m T_m}{R_p} \right) \frac{dm_p}{da} + \left(\frac{C_{t_m}}{C_{t_p}} - \frac{C_{v_s} R_m}{R_p C_{p_w}} \right) \frac{dQ_m}{da} \right. \\ & \left. - \frac{dQ}{da} \right] / \left[\frac{C_{v_s} R_m}{R_p C_{p_w}} V_m - \frac{C_{v_w}}{C_{p_w}} V_m - \frac{C_{v_s}}{R_p} V \right] \quad (4) \end{aligned}$$

$$\frac{dT_m}{da} = \frac{V_m}{m_m C_{p_w}} \frac{dP_c}{da} + \frac{1}{m_m C_{p_w}} \frac{dQ_m}{da} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \frac{dT_p}{da} = & \frac{P_c}{m_p R_p} \left[\frac{dV}{da} - \left(\frac{R_p T_p}{P_c} - \frac{R_m T_m}{P_c} \right) \frac{dm_p}{da} \right. \\ & \left. - \frac{R_m V_m}{P_c C_{p_w}} \frac{dP_c}{da} - \frac{R_m}{P_c C_{p_w}} \frac{dQ_m}{da} + \frac{V}{P_c} \frac{dP_c}{da} \right] \quad (6) \end{aligned}$$

2.1.3 화염전파속도

식(4) 및 식(6)에 나타난 질량연소율 dm_p/da 는 구형으로 전파되는 것으로 가정하는 화염면의 면적과 난류화염속도를 이용하여 다음과 같이 구한다.

$$\frac{dm_p}{da} = \rho_m A_f u_t \quad (7)$$

여기서 화염면의 면적 A_f 는 평판형 헤드에 대하여 Annand가 제시한 근사해법을 이용하여 계산한다⁽¹¹⁾. 난류화염속도 u_t 는 층류화염속도를 나타내는 Kuehl의 식⁽¹²⁾에 난류화염계수 ff 를 곱하여 구한다.

$$u_t = ff u_l = ff \frac{(0.78 \times 10^4) P_c^{-0.09876}}{\left[\frac{10000}{T_p} + \frac{900}{T_m} \right]^{4.938}} \quad (8)$$

난류화염계수는 시험기관의 형태와 운전조건인 함수로서 실험에 의하여 결정되어야 하며 여러 운전상태에 따른 난류의 변화효과를 적절히 반영하여야 한다⁽¹³⁾. 난류화염계수의 결정은 이를 전 사이클에 걸쳐 일정하다고 가정하고 기관회전속도에

따라서만 변화하는 것으로 간주하는 방법과 사이클 중에 계속적으로 변화하는 것으로 간주하는 두 가지 방법이 있다. 전자의 경우는 계산은 간단하나 운전상태의 변화에 따른 화염전파속도의 변화를 반영하지 못하며, 후자의 경우는 이 난점을 어느 정도 극복하나 적절한 모델의 설정이 어렵다는 또 다른 난점이 있다. 저자들은 여러 차례에 걸쳐 두 방법을 시행해 본 결과 가변 난류화염계수를 사용하고 그 모델로서 Lienesch 모델⁽¹³⁾을 쓸 경우 보다 만족스러운 결과를 주는 것으로 파악하였다.

Lienesch 등⁽¹³⁾은 난류화염계수를 계산하기 위하여 난류강도를 도입하여 난류강도가 기관회전속도에 비례하고 연소과정의 진행에 따라 증가 또는 감소하는 것으로 간주하였다.

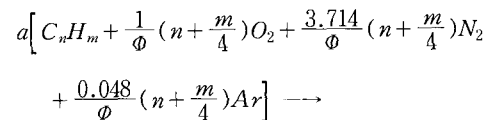
이에 따라 본 연구에서는 난류화염계수를 산정하기 위하여 난류강도를 기초로 하고 연소기간을 4개의 구간으로 나누어 각각의 구간에 대하여 서로 다른 관계식을 설정하여 계산한다. 즉 제1구간에 해당하는 점화지연시기와 점화가 이루어진 후 화염반경이 0.03m가 될 때까지의 화염성장시기(제2구간), 그 이후 연소질량분이 50%에 이를 때까지의 화염이 완전히 발달되는 시기인 제3구간과 그리고 화염속도가 점차로 감소하는 시기인 제4구간으로 나누어서 계산한다.

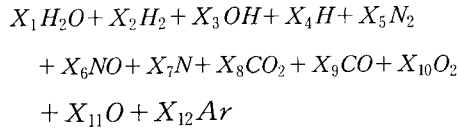
본 연구에서는 이와 같은 Lienesch의 모델을 이용하여 크랭크 각에 따라 변화하는 난류화염계수를 적용하여 난류화염속도를 계산하였다.

2.2 배기조성의 계산

2.2.1 평형열역학

본 연구에서는 배기가스의 화학적 조성을 계산하기 위하여 연료와 공기 a 몰이 반응하여 12개의 화학종으로 이루어진 생성물이 형성되는 것으로 간주하고 다음과 같은 반응이 실린더 및 배기관 내에서 일어나는 것으로 생각한다^{(3),(7)}.

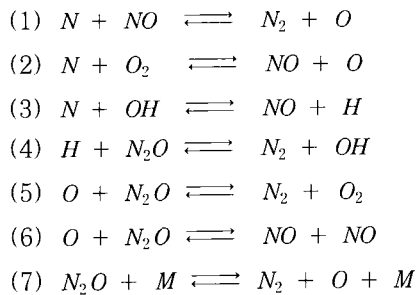




연소생성물을 구성하는 위 12개의 화학종의 반응속도는 CO 와 NO 를 제외하고는 매우 빨라서 각 순간에 열역학적 평형을 이루고 있다고 할 수 있으므로 평형열역학을 사용하여 계산한다^{(2),(5)}. 각 화학종의 조성은 Vickland 등⁽⁵⁾이 제안한 생성기구에 관련된 7개의 반응식에 대한 각각의 평형상수와 탄소, 수소, 산소, 질소 및 아르곤에 대한 질량평형식을 이용하여 계산할 수 있다.

2.2.2 NO 농도의 계산

연소생성물을 구성하는 12개의 화학종 중 반응속도가 느린 NO 의 조성은 반응속도론(Kinetic Theory)을 이용하여 비평형농도로서 계산한다. NO 의 생성기구는 Extended Zeldovich Model에 N_2O 에 관한 4개의 반응식을 부가한 Annand 모델⁽³⁾을 사용하였다. 이 모델의 반응기구는 다음과 같다.



이 모델로부터 NO 농도의 정미변화율은 다음 식으로 나타낼 수 있다.^{(2),(6)}

$$\begin{aligned}
 \frac{d[NO]}{dt} = & \frac{2}{6N}(1 - \alpha_e^2) \left[\frac{R_1}{1 + \alpha_e R_1 / (R_2 + R_3)} \right. \\
 & \left. + \frac{R_6}{1 + R_6 / (R_4 + R_5 + R_6)} \right] \quad (9)
 \end{aligned}$$

여기서 R_i 는 각 반응에 대한 평형상태에서의 반응속도로서 정반응속도상수와 반응물들의 평형농

도의 곱 또는 역반응속도상수와 생성물들의 평형농도의 곱으로서 표시된다. α_e 는 NO 의 평형농도에 대한 비평형농도의 비($[NO]/[NO]_e$)를 나타낸다.

2.2.3 CO 농도의 계산

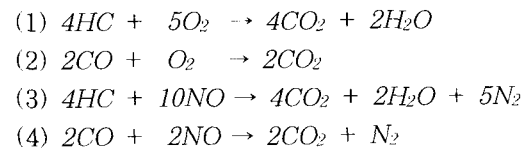
CO 농도의 정확한 예측을 위하여는 CO 역시 비평형농도로서 계산하여야 하는데 여기에는 계산상의 여러 가지 난점이 있으므로 계산을 간단히 하고 실제에 보다 접근하는 CO 농도를 예측하기 위하여 Benson 등이 제안한 근사식⁽¹⁴⁾을 이용하여 CO 농도를 예측하기로 한다. 즉,

$$[CO] = [CO]_e + f_{co} [[CO]_{peak} - [CO]_e] \quad (10)$$

여기서 $[CO]_e$ 와 $[CO]_{peak}$ 는 각각 CO 의 평형농도와 사이클 중 최대농도를 나타내며, f_{co} 는 0과 1 사이의 값을 갖는 실험상수로서 Benson 등은 f_{co} 의 값으로 0.5를 추천하고 있다. 본 연구에서는 이 값을 사용하여 실린더 내에서의 시간에 따른 CO 농도의 변화를 계산하였다.

2.2.4 촉매변환기에서의 농도 계산

3원 촉매변환기 내에서의 산화·환원반응의 지배반응식은 다음과 같이 알려져 있다.⁽¹⁵⁾



촉매변환기 내에서의 가스의 농도 변화를 계산하기 위하여는 위 4개의 반응식을 모두 포함하여 해석하여야 하나 이 경우 반응식(1)과 (3)에 나타나는 탄화수소의 농도가 먼저 계산되어야 한다. 그러나 본 연구에서는 연소과정중의 중간생성물로서의 탄화수소의 발생을 고려하지 않았으므로 계산상의 문제가 발생한다. 따라서 위 반응식중 식(2)와 (4)의 반응만이 촉매변환기내에서 일어나는 것으로 간주하여 촉매변환기 내에서의 NO 와 CO 농도의 정미변화율에 관한 다음 식들을 설정하여

계산하였다.⁽¹⁶⁾

$$\frac{d[NO]}{da} = -\frac{R_2}{6N}(a_c \beta_c - 1) \quad (11)$$

$$\frac{d[CO]}{da} = -\frac{1}{6N}[R_2(a_c \beta_c + 1) + R_1(\beta_c + 1)] \quad (12)$$

여기서 β_c 는 CO의 평형농도에 대한 비평형농도의 비 ($[CO]/[CO]_c$)를 나타낸다.

3. 실험

시뮬레이션의 타당성을 검토하기 위하여 여러 형식의 기관에 대하여 실험을 시행하였다. 실험에 사용된 기관은 국내에서 시판되는 배기량 796cc의 경승용차용 가솔린기관을 기본으로 하여, 이의 기화기 형식과 MPI 형식에 대하여, 또 자연흡기인 경우와 터보과급인 경우에 대하여 실험을 시행하였다. 기본 기관의 제원은 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Specifications of test engine.

Item	Specification
Type	3-Cyl-In Line-OHC Water Cooled
Bore × Stroke (mm)	68.5 × 72.0
Displacement Volume (cc)	796
Max. Power (PS/rpm)	MPI 52 / 6000 Carburettor 41 / 5500
Max. Torque (kg·m/rpm)	MPI 7.5 / 3500 Carburettor 6.0 / 3000
Compression Ratio	9.3

터보과급 기관은 기화기식 가솔린 기관에 Garrett사제의 T-15 터보과급기를 장착하여 구성하였다.

실린더 내에서의 순간적인 압력 변화와 도시성능을 파악하기 위하여 Kistler사제의 압전형 압력 변환기(Piezo-Electric Pressure Transducer)를 사용하였으며 그 제원은 Table 2와 같다. 압

력변환기는 실린더 헤드에 구멍을 뚫고 압력변환기를 직접 설치하는 방법(Flush Mounted Type)을 적용하였다. 압력-크랭크각 선도는 한 운전조건에 대하여 50 사이클의 압력변화를 채취하여 각 크랭크각에 대하여 평균값을 취하였다. 일반적으로 엔진실험의 경우 사이클 변화가 심한 점을 감안하여 개개의 운전조건에 대하여 이러한 평균 압력-크랭크각 선도를 10회 이상 채취하여 사이클 변화가 심하지 않음을 확인하고 이 중 대표적인 압력-크랭크각 선도를 선택함으로써 실험의 신뢰도를 확보하도록 하였다.

Table 2 Specifications of pressure transducers.

Item	Specification
Type	Piezo-Electric
Range	0 ~ 250 bar
Sensitivity	-6.99 pC/bar
Operation Temperature	-50 ~ 350 °C

배기가스의 측정에는 Rotork사의 Emirak III 가스분석기를 사용하였다. 이 장치에서 CO₂ 및 CO의 측정은 비분산 적외선 분석방식(NDIR)을 사용하며 NO의 농도는 화학적 발광 분석방식(CLD)에 의하여 측정한다.

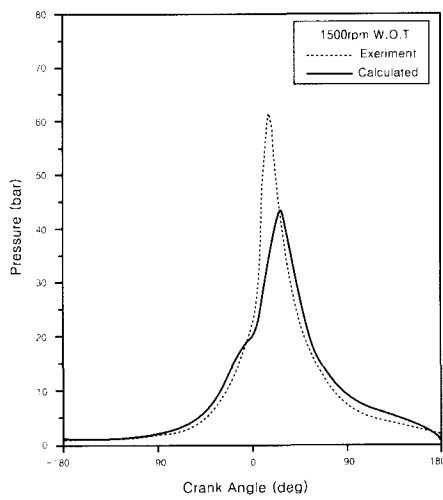
실험은 스로틀 밸브 전개 상태(W.O.T.)를 포함한 여러 부하조건에서 기관회전속도를 1500 rpm에서 4000rpm까지 변화시키면서 크랭크 각에 따른 실린더내의 압력변화 및 기관의 성능인자와 배기조성을 측정하였다. 실험 중 연료-공기 혼합기는 이론 혼합비를 유지하도록 하였으며 점화시기는 MBT 점화시기로 설정하였다. 기화기식의 경우는 니들밸브를 외부에서 삽입하여 기화기의 1차 측 메인 제트의 구경을 조절함으로써 이론 혼합비를 설정하였으며, MPI 기관의 경우는 기존의 ECU를 제거하고 연료분사량 및 점화시기 등을 임의로 조절할 수 있는 MoTec M8 Engine Management System(EMS)을 장착하여 혼합비 및 점화시기를 조정하였다.

4. 결과 및 고찰

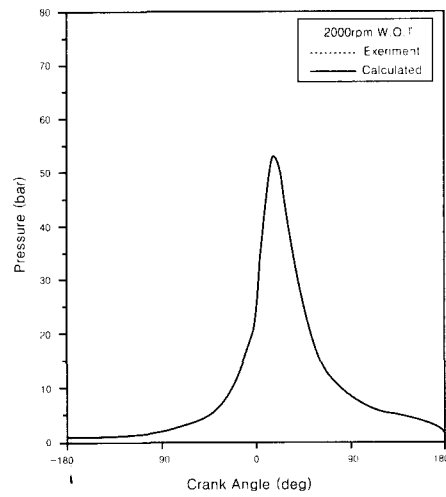
4.1 MPI 기관

Fig. 2는 전부하 운전조건에서 기관회전속도의 변화에 따른 실린더 내 압력의 변화를 도시한 것이며 Fig. 3은 여러 가지 흡기관 압력과 기관회전 속도에 따른 도시연료소비율, 충전효율 및 도시평

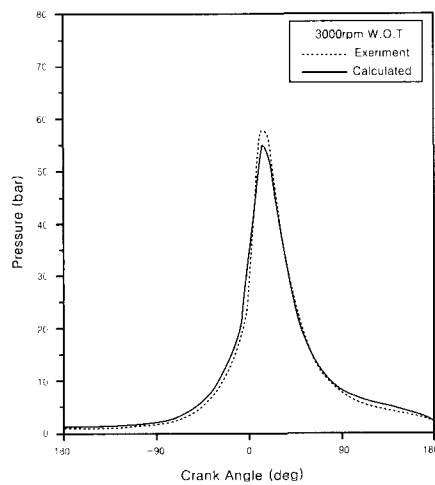
균유효압력 등의 기관의 도시성능을 실험값과 예측값을 비교하여 도시한 것이다. 실린더 내 압력 변화의 예측값은 앞서 설명한 바와 같이 압축, 기연가스만의 팽창 및 흡·배기 과정에 대하여는 단일영역 모델을, 연소가 이루어지는 기간에 대하여는 2영역 모델을 사용하여 계산한 결과이다. Fig. 2의 압력 변화를 검토하면 대부분의 경우 압축과정의 예측에 있어서는 큰 차이가 없으나, 실린



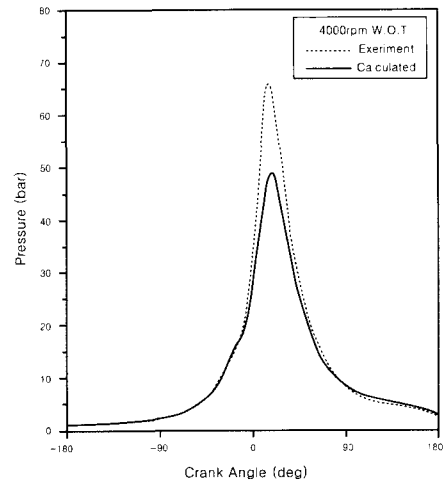
(a) 1500 rpm



(b) 2000 rpm



(c) 3000 rpm



(d) 4000 rpm

Fig. 2 Cylinder pressure with engine speed (MPI Type, W.O.T.).

더 최고압력의 경우 실험값과 예측값이 잘 들어맞고 있는 회전속도의 범위가 존재하는 한편 이 회전속도에서 벗어나게 되면 최고압력간에 차이가 발생하는 것을 관찰할 수 있다. 실린더 내의 압력 변화에 영향을 미치는 요소로는 실린더 내에 공급된 혼합기의 양과 함께 이 혼합기가 어떠한 양상으로 상태변화를 하고 있는가를 들 수 있다. 그러므로 시뮬레이션에 있어서 실린더 내 압력변화 예측의 정확성은 앞서 든 요소에 대응하는 인자, 즉 충전효율 예측의 정확성과 연소 및 열전달 모델 및 상수의 적합성에 달려 있다고 볼 수 있다. 실린더 내 압력변화의 예측에 있어서의 정확도의 전체적인 경향은 Fig. 3에 나타난 충전효율의 예측의 정확성과 직접적인 관련이 있는 것을 알 수 있다. 즉 지면 관계상 제시하지 않은 다른 운전조건에서의 압력-크랭크 각 선도들을 포함하여 충전효율과의 관계를 검토해 볼 때 대부분의 경우 충전효율이 높게 계산된 운전조건에서는 실린더 최고압력도 높게 계산되고 있으며, 충전효율이 낮게 계산된 운전조건에서는 실린더 최고압력도 낮게 계산되고 있음을 관찰할 수 있었다. 1500rpm의 경우는 충전효율의 예측값이 실험값과 잘 일치하고 있음에도 불구하고 최고압력에 있어서 큰 차이를 보이고 있다. 계산값의 경우 1500rpm과 같은 저속의 운전조건에서 연소 초기에 점화지연이 약간 길게 나타나며 기관회전속도가 증가할수록 점화지연 기간의 차이가 줄어들고 있다. 반면 기관회전속도 4000 rpm의 경우는 실험에서 나타난 과대한 압력상승을 예측값이 제대로 반영하지 못하고 있다. 이는 점화지연 및 난류화염계수의 산정에 사용된 모델이 넓은 운전조건의 변화에 따른 효과를 완전히 반영하고 있지 못함을 의미하며 이의 개선이 요구된다.

Fig. 3에 나타난 충전효율은 전부하 운전조건에서 실험값과 예측값의 변화양상이 일치하나 기관회전속도가 증가할수록 오차가 다소 커지고 있다. 그러나 3000 rpm이하의 기관회전속도에서는 실험값에 거의 접근하는 양상을 보이고 있다. 부분부하조건에서는 흡기관 압력 -200 mmHg, 1500 rpm의 저부하 저속 조건에서 9% 정도의 오차를

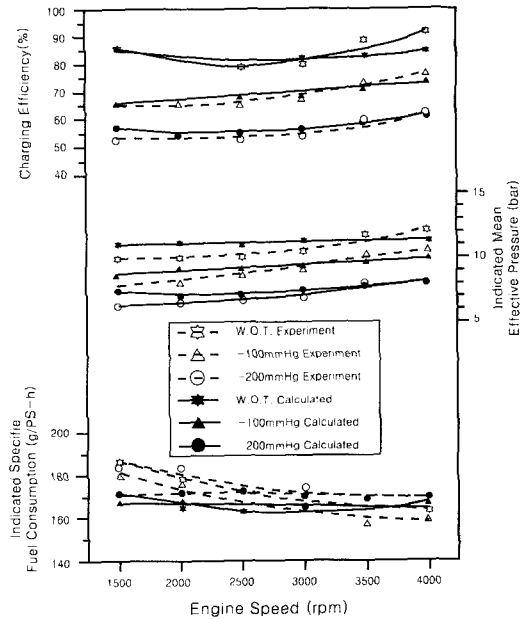


Fig. 3 The indicated performances (MPI Type).

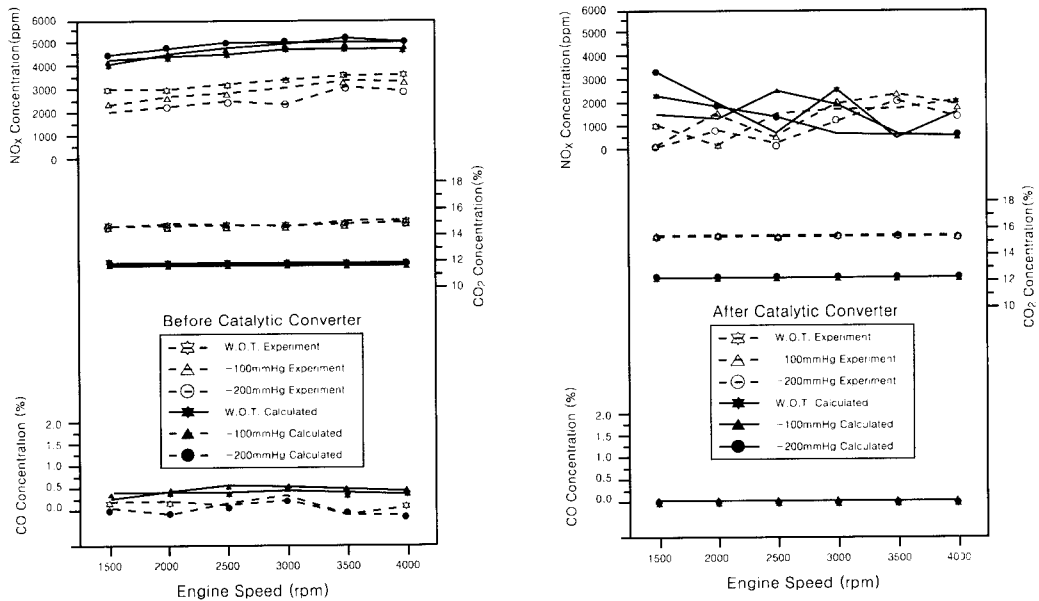
보이는 것을 제외하고는 실험값에 거의 근접한 계산값을 보이고 있다. 전부하 고속 조건에서 충전효율이 6% 내외의 다소 큰 차이를 보이는 것은 실린더로의 질량 유입에 큰 영향을 미치는 흡기 매니폴드 내의 압력 변화 양상에 있어서 흡기 행정 후반의 압력과의 거동의 영향을 받고 있는 것으로 보인다(제1보, Fig. 5참조).

도시평균유효압력의 변화 경향은 전반적으로 실험에서 보여준 경향을 잘 나타내고 있으나 정량적인 면에서 다소의 차이를 보이고 있다. 3000 rpm이상의 기관회전속도에서는 대체로 실험값에 접근하는 값을 보이고 있으나 회전속도가 작아질수록 다소 큰 차이를 보이고 있다. 도시평균유효압력에 영향을 미치는 인자는 앞서 지적한대로 충전효율과 실린더 내에서의 상태변화, 특히 연소 및 그에 이은 팽창과정 동안의 압력변화이다. 충전효율 예측에 있어서의 오차가 평균 3%인데 비하여, 도시평균유효압력, 즉 일의 계산에 있어서의 예측의 오차가 평균 7.5%로 나타나고 있는 것은 도시평균유효압력의 예측에 있어서의 오차를 유발시킨 것은 충전효율 예측에 있어서의 오차 뿐만 아니라

연소과정의 계산에 있어서의 오차가 포함된 것으로 보인다. 전반적으로 저속으로 갈수록 충전효율과 도시평균유효압력에 있어서의 오차가 커지고 있는 것은 연소에 관련한 압력 변화의 예측이 기관회전속도에 따라 다르게 되고 있다는 것을 의미한다. 이는 화염전파에 관련된 모델이 기관회전속도의 영향을 넓은 범위의 운전조건에 대하여 적절히 반영하고 있지 못하다는 것을 유추할 수 있게 한다. 도시연료소비율의 오차는 전 운전조건에 걸쳐 평균 3.8%를 나타내고 있으며 기관회전속도가 증가할수록 오차가 작아지고 있는 경향을 보이고 있다.

Fig. 4는 NO_x , CO_2 및 CO 의 농도 변화를 실험값과 예측값을 비교하여 도시한 것이다. 촉매변환기를 통과하기 전의 배기 농도를 나타내는 Fig. 4(a)의 경우, NO_x 의 농도는 계산값이 실험값 보다 높게 예측되고 있으며 전부하 운전조건보다 부분부하 운전조건에서의 차이가 크게 나타나고 있다. 이는 실린더 내 최고온도가 실험값 보다 높게 계산되어 NO_x 의 농도가 높게 예측된 것으로 생각

된다. 따라서 NO_x 농도의 보다 정확한 계산을 위해서는 실린더 내 연소과정을 보다 정확히 나타낼 수 있는 연소모델의 사용이 요구된다. 평형농도로서 계산한 CO_2 의 농도는 실험값 보다 약 3% 정도 낮게 예측되고 있다. 정확한 CO_2 농도를 계산하기 위해서는 비평형 농도로 계산이 이루어져야 하나 이를 위하여는 CO_2 발생기구의 설정과 계산시간이 크게 증가하는 문제가 있다. CO 의 농도는 실험값 보다 전반적으로 약간 높게 예측되고 있으나 그 차이는 0.4% 이내의 차이를 보이며 잘 예측하고 있다. Fig. 4(b)에 나타난 바와 같이 촉매변환기를 지난 후의 NO_x 의 농도는 실험값과 예측값 모두 상당한 수준으로 정화되는 것을 보여 주고 있으나 기관회전속도에 따른 변화경향이나 예측의 정확도 모두 일정한 경향을 보이지는 않는다. NO_x 의 경우 그 농도에 영향을 미치는 요소는 당량비, 기관 최고온도 및 지속시간과 함께 촉매변환기 내에서의 반응의 정도 등 여러 인자가 복합되어 작용하게 되며, 이는 NO_x 농도의 정확한 예측을 어렵게 한다. CO 의 경우는 예측값과 실험



(a) Before catalytic converter (b) After catalytic converter

Fig. 4 Exhaust emission characteristics (MPI Type).

값 모두 완전히 정확되고 있는 양상을 잘 나타내고 있으며 CO의 정확에 따라 CO₂의 경우 운전조건에 관계없이 일정한 농도를 보이고 있으며, 예측값 역시 이를 잘 반영하고 있으나 3% 정도의 정량적인 차이는 여전히 유지되고 있다.

4.2 기화기식 자연흡기 기관

MPI 기관과 동일한 형식의 기관이나, 연료공급 방식에 있어서 분사 방식 대신 기화기를 채택한 경우의 자연흡기식 기관에 대하여 이론혼합비에서 기관회전속도와 흡기관 압력을 여러 가지로 바꾸어 가며 실린더 내의 압력과 도시 성능 및 배기 조성의 변화를 예측하고 이를 실험값과 비교하였다. Fig. 5는 기관회전속도의 변화에 따른 충전효율과 도시평균유효압력 및 도시연료소비율의 변화를 각 흡기관 압력에 대하여 도시한 것이다. 충전효율의 경우 전 흡기관 압력에 대하여 예측값과 실험값의 변화 성향이 거의 동일하게 나타났으며, 흡기관 압력 -100 mmHg의 경우 평균 2%, -200 mmHg의 경우 5.5%의 오차율을 가지고 예측할 수 있었다. 그러나 전부하 운전조건인 경우 예측값과 실험값은 최대 9.4%, 평균 6.2%의 예측 오차율을 나타내고 있다. 이는 흡기관에서의 압력변화 예측이 부분부하 조건에 비하여 작으나마 보다 큰 차이를 보이고 있으므로(제1보 Fig. 9참조) 이 차이가 충전효율 예측의 정확도에 있어서의 차이를 유발시키고 있는 것으로 생각된다. 도시평균유효압력의 변화는 전반적으로 실험치와 예측치의 경향이 일치하며, 전부하 운전조건에서 평균 4.3%, 흡기관 압력 -100 mmHg에서 평균 3.0%의 예측 오차율을 보이고 있으나 흡기관 압력 -200 mmHg인 경우 1500 rpm에서 큰 오차를 보여 결과적으로 이 조건에서 평균 5.9%의 예측 오차율을 보이고 있다. 도시연료소비율은 2500 rpm에서는 실험값과 예측값이 거의 일치하나 기관회전수가 증가하면서 오차가 커져 결과적으로 흡기관 압력에 따라 평균 1.6~4.2% 정도의 예측 오차를 보이며 실험값 보다 높게 예측되고 있다.

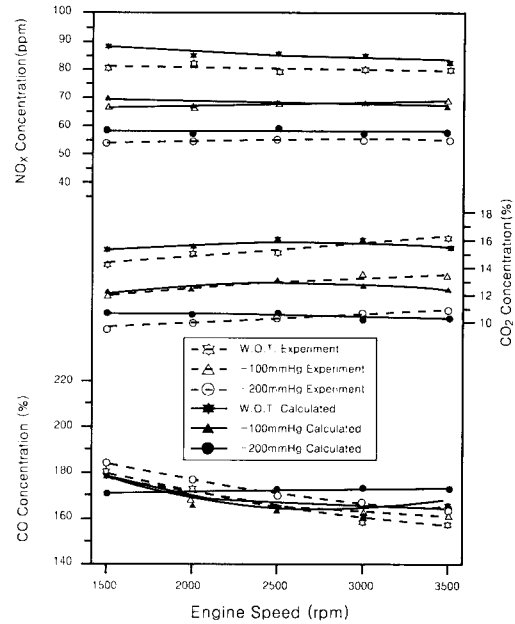


Fig. 5 The indicated performances. (Carburettor type, naturally aspirated)

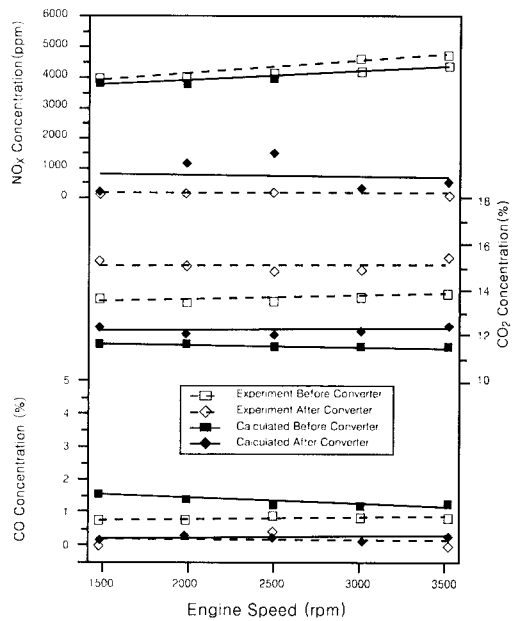


Fig. 6 The exhaust emission characteristics. (Carburettor type, naturally aspirated, W.O.T.)

Fig. 6은 전부하 운전조건에서 NO_x, CO₂ 및

CO의 농도 변화를 촉매변환기를 지나기 전과 지난 후 각각에 대하여 실험값과 예측값을 비교하여 도시한 것이다. 배기 밸브를 통해 유출되어 촉매 변환기를 통과하기 전의 NO_x 의 농도는 실험값과 이론값 모두가 이론혼합비 부근에서는 각 흡기관 압력에서 기관회전속도의 증가에 따라 증가하는 것으로 나타나고 있으며, 실험값과 거의 비슷한 수치로 예측하고 있다. 그러나 촉매변환기를 지난 후의 NO_x 의 농도는 실험값의 경우는 거의 대부분 정화되어 기관회전속도의 변화에도 불구하고 거의 일정한 값을 보이고 있는 반면 계산값의 경우에는 일정한 경향을 보이고 있지 않으며 일부 조건에서 큰 차이를 보이고 있다. 이는 앞서 2.2.4절에서 설명한 촉매변환기 내에서의 반응에 대한 지배반응식 중 HC에 관한 두 개의 반응을 제외하고 계산한 때문으로 생각된다. CO_2 의 농도는 실험값과 예측값 모두 기관회전속도의 변화에 그리 큰 영향을 받지 않는 것으로 나타났으며 앞서 MPI기관의 경우와 마찬가지로 전반적으로 촉매변환기 전·후의 지점 모두에서 실험값 보다 약 3% 포인트 정도의 편차로서 낮은 값을 예측하고 있다. 반면 비평형 농도를 고려한 경험식으로 계산한 CO의 농도는 촉매변환기를 지나기 전의 경우 최대 0.7% 포인트 정도의 편차를 보이고 있으나 실험에서 나타난 경향이 그대로 계산값에 나타나고 있음을 알 수 있다. 촉매변환기를 지난 위치에서의 CO의 농도는 실험값과 예측값이 거의 일치하고 있다.

4.3 기화기식 터보과급 기관

터보과급기의 설치에 의한 예측의 정확성을 검토하기 위하여 기화기식의 자연흡기 기관에 터보과급기를 장착하여 터보과급 기관을 구성하고 이에 대하여 계산과 실험을 수행하였다.

Fig. 7은 도시성능인자들의 변화를 나타낸 것이다. 충전효율의 경우 전반적으로 실험값과 잘 일치하는 성향을 보여주고 있으며 전부하 조건과 +50 mmHg의 부하조건에서는 평균 3.9%와 3.3%의 오차율을 보이며 실험값 보다 낮게 계산되고 있으나 +0 mmHg 이하의 흡기관 압력에서는 1~3% 정도의 오차율을 보이며 비교적 정확하

게 예측하고 있다. 도시평균유효압력은 각 흡기관 압력에서 전반적으로 실험값 보다 0.2~1.1 bar 정도 낮게 예측되고 있다. 도시연료소비율은 실험값과 예측값의 변화 경향은 유사하나, 충전효율은 대체로 높게, 도시평균유효압력은 낮게 예측된 결과로 도시연료소비율의 예측값은 전부하를 제외하고는 실험에서 보다 높은 값을 보여주고 있다. 터보과급 기관의 경우 전 운전조건에 걸쳐 도시연료소비율의 예측 오차율은 3.2%로 나타나고 있다.

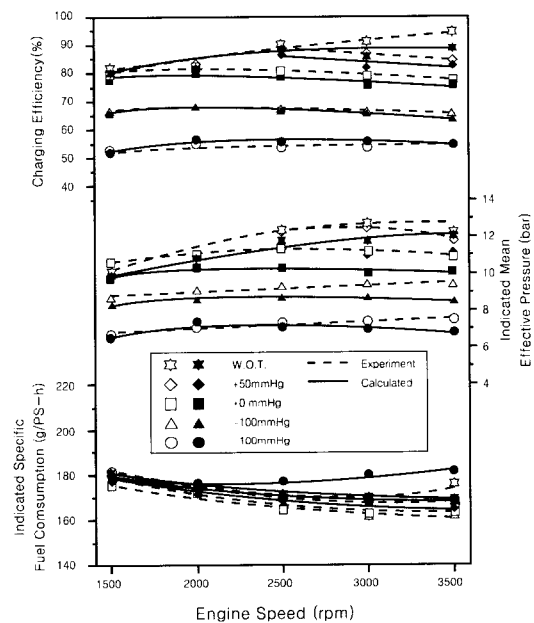


Fig. 7 The indicated performances. (Carburettor type, turbocharged)

Fig. 8은 전부하 운전조건에서 기관회전수의 변화에 따른 NO_x , CO_2 및 CO의 농도 변화를 촉매 변환기를 통과하기 전과 통과한 후 각각에 대하여 실험값과 예측값을 비교하여 도시한 것이다. 촉매 변환기 입구에서의 NO_x 농도의 경우 전반적으로 실험값 보다 높게 계산되고 있으며 고속으로 갈수록 오차가 커지고 있다. 이는 터보과급의 경우 고속인 조건에서 실제보다 최고압력을 높게 예측하였기 때문에 NO_x 의 농도가 높게 계산된 것으로 판단된다. 아울러 CO농도의 경우는 실험에서 나

타난 것보다 낮은 값을 예측하고 있다. 이는 터보과급 전부하 운전조건과 같이 혼합기가 과도하게 공급되는 조건에서는 전체적으로는 이론혼합비가 유지되었다 하더라도 혼합기의 불균일 분포 및 불완전 연소에 의하여 CO의 배출이 많아지나, 실린더 전체를 하나 또는 두 개의 영역으로 생각하는 연소모델을 사용하는 경우에 있어서는 이와 같은 현상이 계산에 제대로 반영될 수 없기 때문에 나타나는 결과로 생각된다. CO₂의 농도는 다른 경우에서와 마찬가지로 전반적으로 실험값 보다 3% 정도 낮은 값을 예측하고 있다.

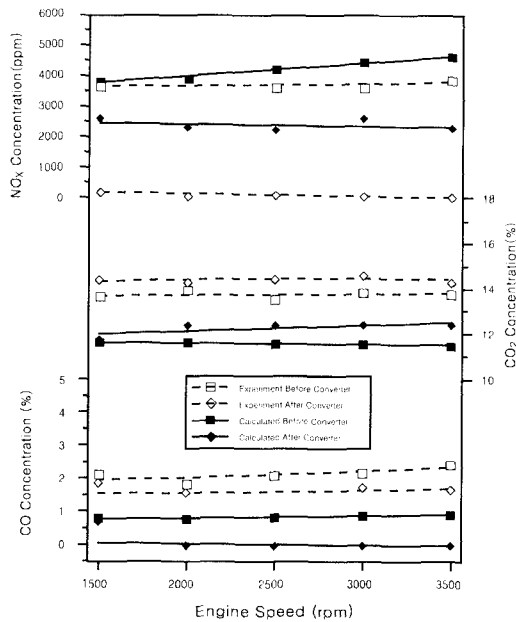


Fig. 8 The exhaust emission characteristics. (Carburettor type, turbocharged, W.O.T.)

5. 결 론

여러 형식의 4 행정 사이클 스파크 점화기관을 대상으로 시뮬레이션 프로그램을 개발하고 이를 통하여 실린더 내의 압력 변화와 배기조성을 예측하였다. 적용된 모델의 적합성과 예측의 정확성을 검토하기 위하여 다중 연료분사식 기관, 기화기식 자연흡기 기관 및 터보과급 기관 등을 대상으로

실험을 수행하고 이를 예측값과 비교한 결과 다음과 같은 결론을 내릴 수 있었다.

1) 단일영역모델과 2영역모델을 사용한 실린더 내의 압력변화의 예측값은 전반적으로 실험에서 나타난 경향을 비교적 잘 예측하고 있다. 그러나 연소 최고 압력의 경우는 보다 광범위한 운전조건에 대하여 정량적인 관점에서의 개선이 필요하다. 이는 충전효율 예측에 있어서의 정확성 제고와 함께 점화지연 시간 및 난류화염계수의 산정에 있어서 보다 정교한 모델의 필요성을 제시한다.

2) 충전효율은 전부하 운전조건에서 MPI 기관의 경우 3.0%, 자연흡기식 기관의 경우 6.2%, 터보과급 기관의 경우 3.9%의 오차율로서 예측할 수 있었다. 도시평균유효압력의 경우 MPI 기관은 8.1%, 자연흡기식 기관의 경우 4.3%, 터보과급 기관의 경우 5.0%의 오차율로서 예측할 수 있었다. 도시연료소비율은 각각 4.2%, 2.4% 및 1.6%의 오차율을 가지고 예측할 수 있었다.

3) 평형열역학과 반응속도론에 의한 배기농도의 계산은 자연흡기식 기관과 터보과급 기관 모두에서 촉매변환기 전·후에서의 배기 농도의 변화 경향을 잘 나타내고 있으나 NO_x의 경우 일부 운전조건에서 실험값과의 오차가 크게 나타나고 있다. 이는 연소모델 등에 관련된 문제로서 이의 개선이 요구된다.

참 고 문 헌

- [1] 윤건식, 우석근, 서문진, 신승환, "4 행정 사이클 스파크 점화기관의 시뮬레이션에 관한 연구(제1보)", 한국박용기관학회지, 제25권 제6호, pp.82~93, 2001.
- [2] R.S. Benson, "The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engine", vol. 1, pp.424~457, 479~570, Clarendon Press, Oxford, 1982.
- [3] R.S. Benson, W.J.D. Annand, P.C. Baruah, "A Simulation Model Including Intake and Exhaust System for a

- Single Cylinder 4-Stroke Cycle S.I. Engine", *Int. J. Mech. Sci.*, vol. 17(2), pp.97~124, 1975.
- [4] 유병철, 최영돈, 이병해, 윤건식, "4기통 4사이클 스파크 점화 기관의 성능 및 배기조성 예측에 관한 연구", *자동차공학회지* 10(4), pp.39~56, 1988.
- [5] 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.785~795, 1962.
- [6] R.S. Benson and N.D. Whitehouse, "Internal Combustion Engines", Combined. Ed., pp.75~88, 163~165, Pergamon Press, Oxford, 1979.
- [7] J.H. Horlock, D.E. Winterbone, "The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal-Combustion Engines", vol. 2, pp.829~842, 1012~1014, Clarendon Press, Oxford, 1986.
- [8] 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, 1970-71.
- [9] J.N. Mattavi, C.A. Amann, "Combustion Modeling In Reciprocating Engines" pp.13~32, 558~564, Plenum Press, London, 1980.
- [10] R.A Phillipps, P.L Orman, "Simulation of Combustion in Gasoline Engine Using a Digital Computer", *Advances In Automobile Engineering*, vol. 4, pp.93~145, Pergamon Press, Oxford, 1966.
- [11] W.J.D. Annand, "Geometry of Spherical Flame Propagation in a Disc-shaped Combustion Chamber", *J. Mech. Engrng. Sci.*, vol. 12, pp.146~149, 1970.
- [12] D.K. Kuehl, "Laminar-Burning Velocities of Propane-Air Mixtures", 8th International Symposium on Combustion, pp.510~521, 1962.
- [13] J.H. Linesch, "A User's Guide to the New General Motors Research Laboratories Single-Cylinder Engine Simulation Program", GM Report EN-175, 1980.
- [14] R.S. Benson, P.C. Baruah, "Performances and Emission Prediction for a Multi-Cylinder Spark Ignition Engine", *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, vol. 191, pp.339~354, 1977.
- [15] Richard Stone, "Introduction to Internal Combustion Engines", 2nd Ed., pp.136~140, Macmillan Press, London, 1992.
- [16] 윤건식, 서문진, "경승용차용 가솔린 기관의 성능향상에 관한 이론 및 실험적 연구(제2보)", *한국자동차공학회 논문집*, 9(5), pp.62~74, 2001.

저 자 소 개



윤건식 (尹健植)

1960년 8월 생. 1982년 고려대학교 기계공학과 졸업 (학사). 1984년 고려대학교 대학원 기계공학과 졸업 (석사). 1988년 고려대학교 대학원 기계공학과 졸업 (박사). 현 창원대학교 기계공학과 교수



윤영환 (尹英煥)

1946년 9월 생. 1974년 고려대학교 기계공학과 졸업 (학사). 1976년 한국과학기술원 기계공학과 졸업 (석사). 1983년 University of Iowa 기계공학과 졸업 (박사). 현 창원대학교 기계공학과 교수



우석근 (禹碩根)

1949년 7월 생. 1972년 서울대학교 기계공학과 졸업 (학사). 1995년 창원대학교 대학원 기계공학과 졸업 (석사). 2002년 창원대학교 대학원 기계공학과 졸업 (박사). 현 (주) STX 고문



신승한 (辛承翰)

1972년 8월 생. 1998년 경남대학교 기계공학과 졸업 (학사). 2001년 창원대학교 대학원 기계공학과 졸업 (석사). 현 (주) STX 근무



서문진 (徐汶辰)

1969년 6월 생. 1995년 창원대학교 기계공학과 졸업 (학사). 1997년 창원대학교 대학원 기계공학과 졸업 (석사). 현 창원대학교 대학원 박사과정