

## 밸브개폐시기가변에 따른 엔진 특성의 예측에 관한 연구

### A Prediction Study on the SI engine Characteristics using the Variable Valve Timing

황재원\*, 김만호\*, 박재근\*, Wu deyu\*\*, Liu Shenghua\*\*, 채재우\*  
J.W.Hwang, M.H.Kim, J.K.Park, Wu deyu, Liu Shenghua, J.O.Chae

#### ABSTRACT

In this paper, a zero-dimensional two zone model is developed to investigate the effects of variable valve timing on combustion process in SI engine. The simulation results show that the predicted data has good agreement with experimental ones. The useful information of combustion process such like residual gas fraction, cylinder pressure, cylinder temperature and NO concentration can be obtained and the effects of engine variables on combustion processes and performances can be evaluated.

주요기술용어 : Two zone model(이영역모델), Residual Gas(잔류가스),  
Combustion process(연소과정), Variable Valve Timing(가변밸브기구)

#### NOMENCLATURE

$\omega$ : Angular speed	$D$ : Bore
$\eta_u$ : Heat release coefficient	$H_u$ : Fuel heating value
$\mu$ : Kinetic viscosity	$R$ : Gas constant
$\rho$ : Density	$Q_w$ : Heat transfer
$m$ : Mass	$E$ : Internal energy
$\theta$ : Crank angle	$Q$ : Net heat input and output
$h$ : Enthalpy	$r$ : Crank radius
$\phi$ : Equivalence ratio	$S$ : Stroke
$A_f$ : Flame front area	$S_E$ : Burned zone expansion velocity
	$S_l$ : Laminar flame velocity
	$S_p$ : Piston velocity
	$S_T$ : Turbulent velocity
	$P$ : Pressure

\* 정회원, 인하대학교 기계공학과

\*\* 인하대학교 기계공학과

- $T$  : Temperature
- $u$  : Internal Energy
- $u_T$  : Turbulent intensity
- $v$  : Volume
- $A_{bp}$  : Wetted piston area by burned region
- $W$  : Work

### Subscripts

- $u$  : unburned
- $b$  : burned
- 0 : Initial condition

## 1. 서론

내연기관에서 엔진의 성능을 판단하기 위해 실린더내의 연소과정을 해석하는 방법이 널리 사용되고 있다. 이러한 방법은 실린더내의 연소특성을 해석할 수 있을 뿐만 아니라 측정된 실험자료들의 신빙성도 검토할 수 있다. 실린더내의 연소현상을 해석하는 방법에는 실린더 내부의 상태를 미연(unburned), 기연(burned)가스로 구분하지 않고 균일한 상태로 가정하여 계산하는 One zone model, 실린더 내부의 가스를 기연가스와 미연가스로 구분하여 각각의 성질을 계산하는 Two zone model이 있다[1].

Kreiger와 Borman [2]은 가솔린 기관에서 Two zone model을 사용하여 실린더 내부의 연소현상을 해석하였으며, 실린더내의 가스를 기연가스와 미연가스로 나누었고, 열역학 법칙을 사용하여 계산하였다. 또한 Dimpelfeld [3]은 메탄올과 프로판올을 혼합하여 사용한 가솔린 기관의 연소 해석을 Two zone model을 사용하여 실험과 유사한 결과를 얻었다. Kohany [4]는 가솔린엔진에서 밸브타이밍의 변화에 따라 엔진의 토크와 출력의 영향을 실험과 수치해석을 동시에 수행하여 밸브타이밍이 엔진의 운전조건에 따라 최적화가 되어야 한다는 사실을 밝혀내었다. 본 연구에서는 밸브타이밍의 변화가 엔진에 미치는 영향과 배기

가스의 특성을 파악하고자 Zero dimensional Two zone model을 사용하여 밸브오버랩이 잔류가스의 생성에 크게 영향을 미침을 알 수 있었으며, 실린더내의 압력에 미치는 영향을 수치해석으로 보여 주었다.

## 2. 이론적고찰

본 연구에 사용한 모델에서는 경계조건으로 엔진의 실린더 내부 전체를 사용하였으며, 계산영역은 기연과 미연의 영역으로 나누었다. Fig. 1에서와 같이 화염의 전파는 영역의 경계부분에서 형성되고 점화된 이후부터의 화염은 구의 형상으로 전파된다고 가정하였으며, 화염의 두께는 무시하였다. 실린더내의 압력은 공간상으로 볼 때 크랭크각도에 따라 일정하고 시간의 함수라고 가정하였다. 프로그램의 초기조건을 결정하기 위해서 미연가스는 공기, 연료 잔류가스로 구성되었다고 가정하였으며, 흡기후 실린더내의 혼합기는 균질하고 온도와 밀도의 분포도 일정하다고 가정하였다. 기연과 미연가스는 이상기체라 가정하였으며, 압축, 폭발 및 배기행정에서의 가스누설은 무시하였다.

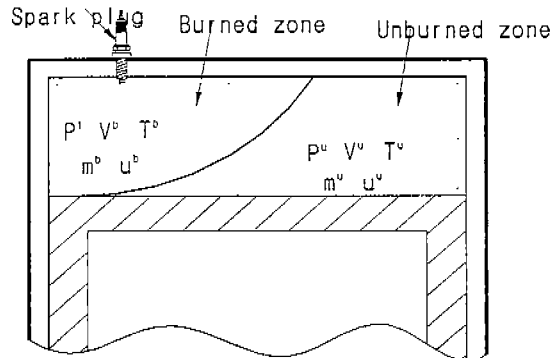


Fig. 1 Schematic of two zone model

위의 가정을 고려하여 에너지방정식, 질량보존 방정식, 상태방정식 등을 고려하여 미연과 기연영역에서의 내부에너지 변화량을 식 (1)과 (2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{d(m_b u_b)}{d\theta} = p \frac{dv_b}{d\theta} - H_u \frac{dm_b}{d\theta} + \frac{dQ_{wb}}{d\theta} + \eta_u H_u \frac{dm_b}{d\theta} \quad (1)$$

$$\frac{d(m_u u_u)}{d\theta} = \frac{dQ_{wu}}{d\theta} + H_u \frac{dm_u}{d\theta} - p \frac{dv_u}{d\theta} \quad (2)$$

또한 각각의 미연과 기연가스의 체적, 질량 및 압력은 식 (3)~(5)를 사용하였다.

$$V = V_b + V_u \quad (3)$$

$$m = m_b + m_u \quad (4)$$

$$p = m_b R_b \frac{T_b}{v_b} = m_u R_u \frac{T_u}{v_u} \quad (5)$$

폭발행정시 연소실내의 미연영역과 기연영역에서의 크랭크각도당의 온도 변화율을 구하기 위해 아래의 식을 사용하였다.

$$\frac{dT_u}{d\theta} = \frac{1}{C_{pu} m_u} (V_u \frac{dP}{d\theta} + \frac{dQ_{wu}}{d\theta}) \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \frac{dT_b}{d\theta} = & \frac{1}{m_b R_b} [P \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} - \frac{1}{C_{pu}} \frac{dQ_{wu}}{d\theta} \\ & - \frac{R_u v_u}{C_{pu}} \frac{dP}{d\theta} - (R_b T_b - R_u T_u) \frac{dm_b}{d\theta}] \quad (7) \end{aligned}$$

이상과 식을 이용하여 식 (8),(9)와 같이 크랭크 각도당의 열발생율과 압력변화율을 구하였다.

$$\begin{aligned} \frac{dQ}{d\theta} = & (u_b - u_u) \frac{dm_b}{d\theta} + C_{ob} m_b \frac{dT_b}{d\theta} \\ & + C_{vu} m_u \frac{dT_u}{d\theta} + P \frac{dV}{d\theta} \quad (8) \end{aligned}$$

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{\left( \begin{aligned} & (1 + \frac{C_{ob}}{R_b}) P \frac{dV}{d\theta} + [(u_b - u_u) \\ & - ( -C_{ob} (T_b - \frac{R_u}{R_b} T_u)] \frac{dm_b}{d\theta} + \\ & (\frac{C_{vu}}{C_{pu}} - \frac{C_{vu}}{C_{pu}} \frac{R_u}{R_b}) \frac{dQ_{wu}}{d\theta} - \frac{dQ}{d\theta} \end{aligned} \right)}{V_u (\frac{C_{vu}}{C_{pu}} - \frac{R_u}{R_b} \frac{C_{vu}}{C_{pu}}) + V \frac{C_{ob}}{R_b}} \quad (9)$$

다음으로 압축과 배기행정에서는  $\frac{dQ_b}{d\theta} = 0$ ,

$\frac{dm_b}{d\theta} = 0$ 로서 단일영역으로 존재한다고 가정하였다. 이때의 압력변화율과 온도변화율을 식 (10), (11)에 나타내었다.

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{1}{V} (m C_p \frac{dT}{d\theta} - \frac{dQ_w}{d\theta}) \quad (10)$$

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{1}{m C_p} (\frac{dQ_w}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta}) \quad (11)$$

식 (6),(7),(9)은 모델의 기본 식들이다.

실린더의 체적은 식(12)을 체적변화율은 식(13)을 사용하였다.

$$v = \frac{v_h}{2} \left[ \frac{2}{\epsilon - 1} + 1 - \cos \theta + \frac{1}{\lambda} (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}) \right] \quad (12)$$

$$\frac{dv}{d\theta} = \frac{v_h}{2} \left( \sin \theta + \frac{\lambda \sin \theta \cos \theta}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \theta}} \right) \frac{\pi}{180} \quad (13)$$

여기서 각각

$$\lambda = \frac{r}{L}, r = \frac{S}{2}, v_h = \frac{\pi}{4} D^2 S$$

를 나타낸다. 화염전파 속도와 화염의 크기를 결정하기 위해 식(14)~(18)을 사용하였다. 본 연구에서는 화염전파 속도를 난류화염속도( $S_T$ )와 가스의 유동속도( $S_E$ )의 합으로 나타내었다.

$$S_E = \frac{1}{A_f} \left( \omega \frac{V_b}{V} \frac{dV}{d\theta} - A_{sp} S_b \right) \quad (14)$$

총류화염속도는 식(15)를 사용하였다.

$$S_I = S_b \left( \frac{T_u}{T_0} \right)^\alpha \left( \frac{P}{P_0} \right)^\beta \quad (15)$$

여기서

$$\alpha = 2.18 - 0.8(\phi - 1)$$

$$\beta = 0.16 + 0.22(\phi - 1)$$

$$S_b = B_m + B_\phi (\phi - \phi_m)^2$$

난류화염속도  $S_T$ 는 Mattavi 공식을 이용하여 식 (16)과 같이 나타내었고, 따라서 화염의 속도는 식(17)과 같이 나타낼 수 있다.

$$S_T = S_I + 4.01u_T \quad (16)$$

여기서  $u_T$ 는 난류강도를 의미하며 아래와 같다. 이때  $c$ 는 엔진의 속도에 따른 상수이며,  $n$ 은 엔진의 속도를 의미한다.

$$\begin{aligned} u_T &= cn \\ S_{flame} &= S_E + S_T \end{aligned} \quad (17)$$

또한 화염구의 반경  $R_f$ 는 식(18)과 같다.

$$R_f = \int_0^\theta \frac{S_p}{\omega} d\theta \quad (18)$$

실린더 벽으로의 열전달을 계산하기 위해서 실린더를 헤드부분 ( $h$ ), 라이너부분 ( $l$ ) 및 피스톤 부분 ( $p$ )으로 나누었다. 헤드부분에서 화염면의 직경과 열손실을 계산하기 위하여 Fig. 2와 같이 헤드를 단순화 시켰다. Ananad의 식에 의해서 열손실은 식(19)와 같다.

$$\begin{aligned} Q_w &= A_w \left[ a \frac{C_p \mu}{0.7} \left( \frac{\rho D S_p}{\mu} \right)^{0.7} \right. \\ &\quad \left. (T - T_w) + b(T^4 - T_w^4) \right] \end{aligned} \quad (19)$$

이 때  $\rho$ 는 가스밀도,  $T_w$ 는 연소실 벽온도,  $\mu$ 는 가스의 동점성계수를 나타내며  $a, b$ 는 상수이다. 실린더헤드와 피스톤 그리고 라이너부분을 통한 열전달을 고려하기 위하여 각각의 부분들에 대해서 열전달을 고려하면 아래와 같이 표현할 수 있다. 실린더헤드부분에서의 열전달은 아래와 같이 표현되며, 라이너부분과 피스톤부분의 열전달도 동일한 방법을 사용하여 대입하면 된다.

$$Q_{wbh} = A_{bh} [m(T_b - T_{wh}) + b(T_b^4 - T_{wh}^4)]$$

$$Q_{wbc} = A_{bc} [m(T_b - T_{wc}) + b(T_b^4 - T_{wc}^4)]$$

$$Q_{wbp} = A_{bp} [m(T_b - T_{wp}) + b(T_b^4 - T_{wp}^4)]$$

따라서 기연영역과 미연영역에서의 열손실은

다음의 식(20)(21)과 같이 세부분의 합이 된다.

$$\frac{dQ_{wu}}{d\theta} = \frac{1}{\omega} (Q_{wuh} + Q_{wul} + Q_{wup}) \quad (20)$$

$$\frac{dQ_{wb}}{d\theta} = \frac{1}{\omega} (Q_{wbh} + Q_{wbl} + Q_{wbp}) \quad (21)$$

본 연구에서는 연소실내의 미연가스가 CO, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, C<sub>n</sub>H<sub>m</sub>(가솔린의 경우 H<sub>3</sub>C<sub>18</sub>)등의 11종류로 구성되어 있다고 가정하였다. 그리고 미연가스내에서 2가지의 화학반응을 고려하였다.

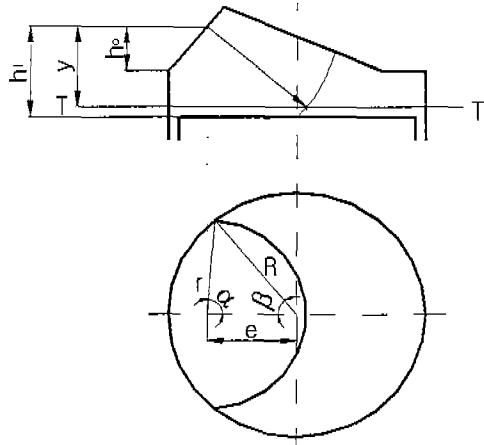
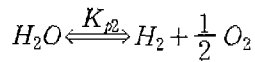
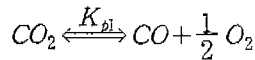
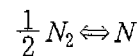
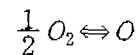
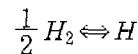
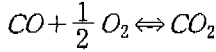
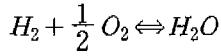
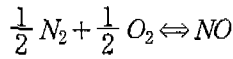
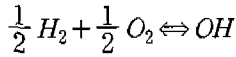


Fig. 2 Configuration of cylinder head



다음으로 연소실내의 기연가스는 CO, CO<sub>2</sub>, O<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, OH, H, O, NO, N<sub>2</sub>, N 등의 11종류로 구성되어 있다고 가정하였으며, 7가지의 화학반응을 고려하였다.





그리고 NO를 계산하기 위해서 확장 Zeldovich mechanism을 사용하였으며, 아래 (22)식을 사용하였다.

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2R_1 \left( 1 - \frac{[NO]^2}{[NO]_e^2} \right)}{1 + \frac{R_1}{R_2 + R_3} \frac{[NO]}{[NO]_e}} \quad (22)$$

그 외의 가스상수와 정적·정압비열, 내부에너지, 엔탈피등의 변수들은 기연과 미연영역으로 나누어 그 값들을 사용하였다.

### 3. 실험장치

본 연구에서는 프로그램의 신빙성을 검증하기 위해서 Table 1과 같은 엔진을 사용하여 실험을 수행하였다. 실험에서는 엔진의 회전수를 변화해 가면서 실린더에 장착된 압력센서 (Kistler 6051)를 이용하였으며, 잔류가스의 농도는 흡기압과 배기압을 측정하여 계산으로 구하였다. 또한 데이터의 정확성을 기하기 위하여 엔진이 충분히 예열된 이후에 수행하였으며 100사이클을 평균하여 실험하였다.

### 4. 결과 및 고찰

Fig. 4는 엔진의 회전수에 따라 실험한 결과와 프로그램에 의해 계산된 결과를 비교한 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 실험의 결과는 예측한 결과와 거의 일치하였음을 알 수 있다. Fig. 5는 위의 결과에 대해서 실린더내에서의 미연가스와 기연가스의 온도 분포를 엔진의 회전수에 따라 계산하여 나타낸 것이다. 그림에서 엔진의 회전수가

높을수록 같은 부하조건에서 온도가 다소 높게 나타남을 알 수 있었다. 이를 통해서 엔진의 회전수가 높을수록 열손실이 적음을 알 수 있었다. Fig. 6은 엔진의 회전수에 따라 화염속도 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 엔진의 회전수 증가에 따라 화염전파 속도는 증가하였다. Fig. 7은 엔진의 회전수 변화에 따라 기연영역에서의 NO변화율을 나타내었다. 그림에서 보면 저속영역에서 NO의 농도가 가장 높게 나타났다. 이는 고온에서의 체류시간이 엔진의 회전수가 작아질수록 길어지기 때문이다. 본 연구에서는 VVT시스템을 엔진에 적용할 경우 실린더내에 포함되는 잔류가스의 영향을 계산으로 예측을 하고 이에 따른 실린더내의 압력과 배기가스의 특성을 살펴보았다. Fig. 8에 흡기밸브의 열림시기, 배기밸브 닫힘시기 및 오버랩 기간에 따라 계산된 실린더내 잔류가스 농도를 나타내었다.

Table 1 Specifications of Test Engine

Descriptions	Specifications	
Type	4 Cycle air cooled SI engine	
No. of Cylinder	4	
Displacement	1997 l	
Bore×Stroke	85 × 88 [mm]	
Compression Ratio	8.6	
Valve Timing	IVO	BTDC 20°
	IVC	ABDC 64°
	EVO	BBDC 64°
	EVC	ATDC 20°

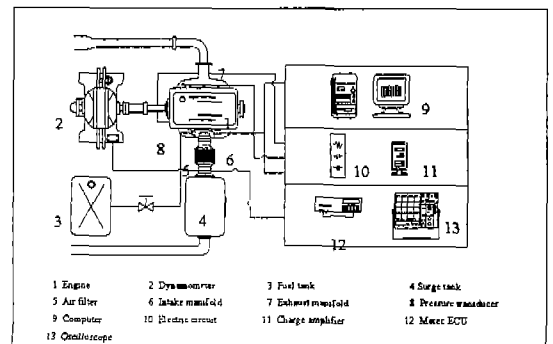


Fig. 3 Schematic diagram of experimental apparatus

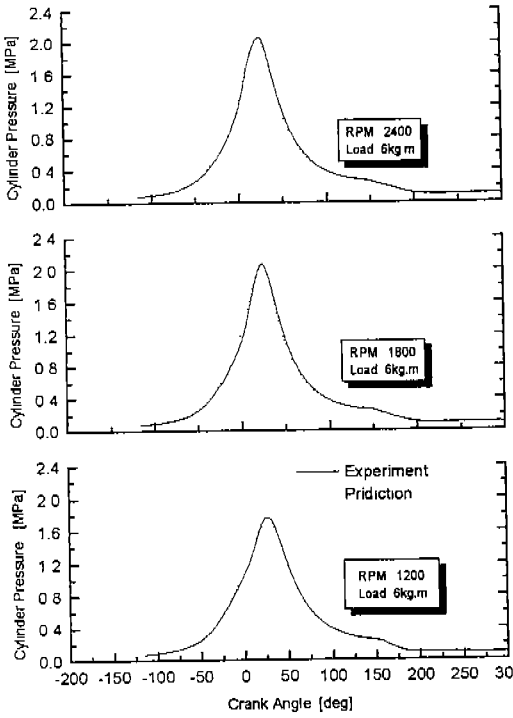


Fig. 4 Comparison between simulation and experiment results of cylinder pressure

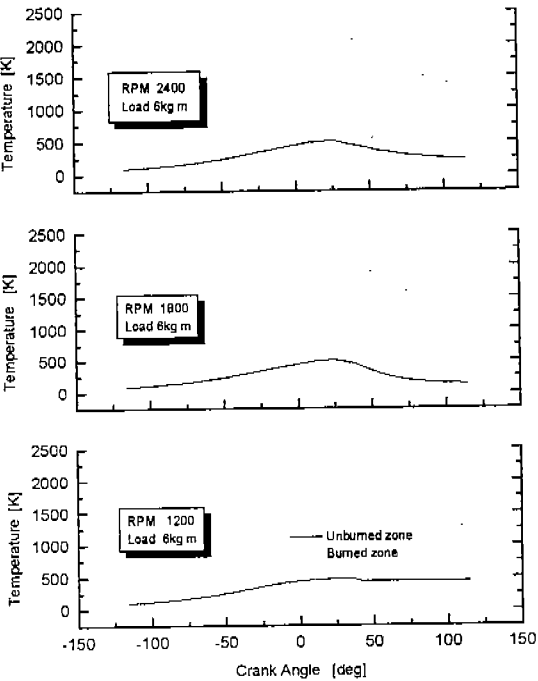


Fig. 5 The temperature of unburned and burned gas

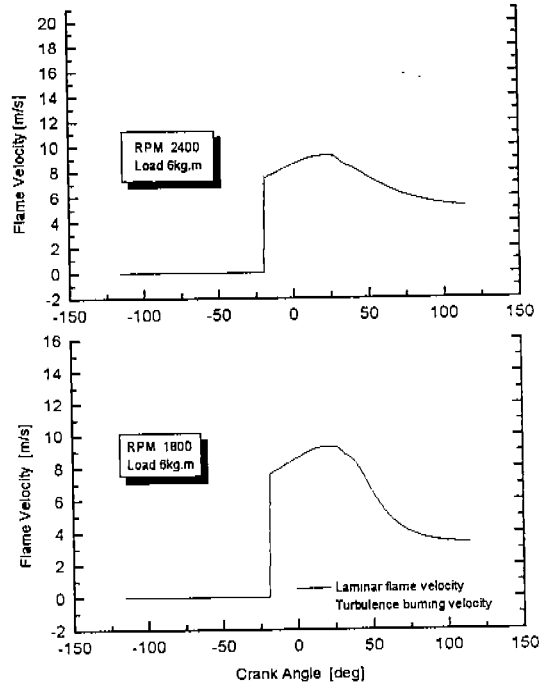


Fig. 6 Flame velocity according to the engine speed

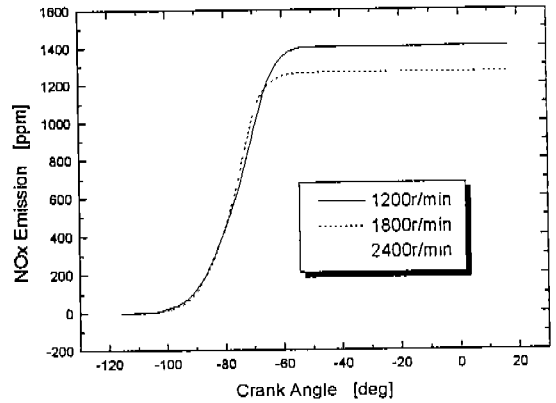


Fig. 7 NO concentration according to the engine speed

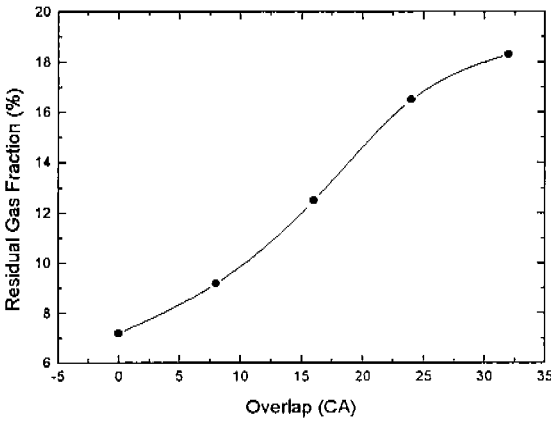
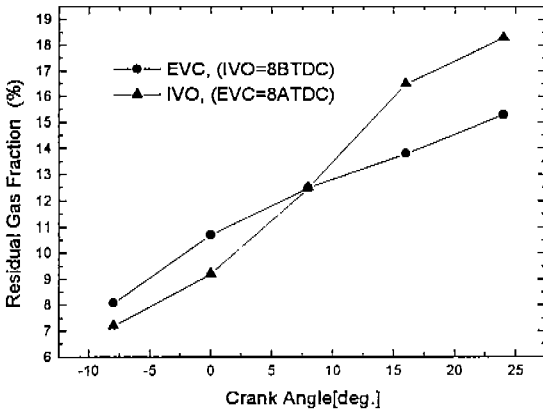


Fig. 8 Residual gas fraction according to the IVO, EVC and overlap period

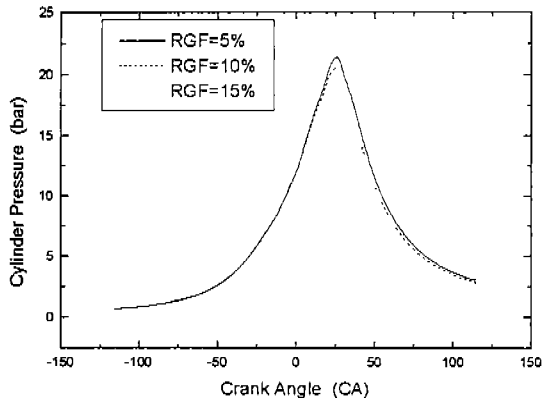


Fig. 9 Cylinder pressure according to residual gas fraction

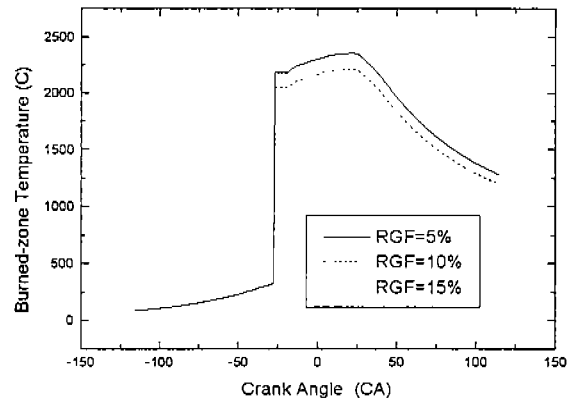


Fig. 10 Burned gas temperature according to residual gas fraction

Fig. 9 에서는 잔류가스의 변화에 따른 실린더 내의 압력변화를 나타내었다. 그림에서 보면 잔류가스를 증가시킬 경우 실린더내의 압력이 줄어들었으며, Fig. 10에서와 같이 기연가스의 온도 또한 낮아짐을 알 수 있었다. Fig. 11에서는 잔류가스의 농도가 증가함에 따라서 NO의 생성율이 줄어드는 경향을 보였으며, 이는 실린더내의 온도가 하강하기 때문인 것으로 사료된다.

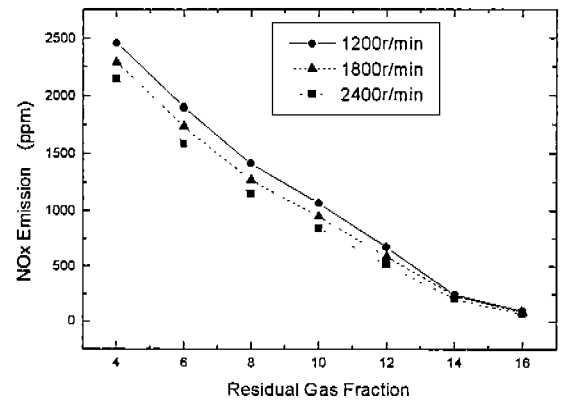


Fig. 11 NO concentration according to residual gas fraction

## 5. 결론

본 연구에서는 밸브개폐시기의 가변에 따라 실린더내의 잔류가스를 예측하고 그에 따른 엔진의 성능과 배기가스의 영향을 살펴보았다. 그 결과 Two zone 모델을 사용하여 기연가스 및 미연가스의 온도를 예측하였고 실린더 압력을 예측할 수 있었으며 예측된 결과는 실제 4기통 엔진에서 취득한 결과와 거의 일치하였다. 이 결과는 밸브개폐시기의 가변에 따라 타당한 결과를 나타내었으며, 밸브의 개폐시기는 잔류가스의 배출에 다소 영향을 미쳤으며, 잔류가스는 엔진의 기연가스의 온도에 영향을 미쳐 NO의 생성에 영향을 미침을 알 수 있었다. 위의 결과로부터 밸브타이밍의 변화에 따라 배기가스와 실린더내의 압력이 변화함을 알 수 있었으며, 그 값을 VVT시스템의 설계시 활용 가능성을 보여주었다.

## 후 기

본 연구는 1998년 통상산업부 공업기반기술개발사업의 연구결과로 수행되었으며, 이의 관계자 여러분께 사의를 표합니다.

## 참 고 문 헌

1. John B. Heywood, "Internal Combustion Engine Fundamentals" , Mcgraw-Hill, New York, pp383-390, 1987.
2. Krieger, R.B. and Borman G.L. "The Computation of Apparent Heat Release for Internal Combustion Engine", ASME paper 66-WA/DGP-4, 1966.
3. Dimpelfeld, P.M. "A study of Autoignition in the Premixed Charge, Internal Combustion Engine using Comprehensive Chemical Kinetics" Ph.D Thesis, Dept. of Mech. Eng., University of Wisconsin-Madison, 1985.
4. T.Kohary and E. Sher, "Using the 2nd Law of Thermodynamics to Optimize Variable Valve Timing for Maximizing Torque in a Throttled SI Engine, SAEpaper 1999-01-0328, 1999.