

## 가솔린 기관의 혼합기 조성과 연소 특성에 관한 연구

### A Study on Mixture Composition and Combustion Characteristics in Gasoline Engine

김기복<sup>1</sup>, 윤창식<sup>2\*</sup>

Gi-Bok Kim, Chang-Sik Yoon

#### 〈Abstract〉

Recently the automobile engine has been developed in achieving the high performance, fuel economy, and emission reduction.

In a conventional spark ignition engine the fuel and air are mixed together in the intake system, inducted through the intake valve into the cylinder, and then compressed. Under normal operating conditions, the combustion is initiated towards the end of the compression stroke at the spark plug by an electric discharge. Following inflammation, a flame develops and propagates through this premixed fuel-air mixture. Therefore the state of mixture is very important in the combustion and emission characteristics. In this study the combustion and emission characteristics were tested and analyzed with changing the mixture composition and engine operating parameters in order to improve the combustion and performance in engine.

*Keywords : spark ignition(SI), Oxygen volumetric fraction, Premixed, Ignition delay(ID) Combustion duration(CD), Rate of heat release, Mass burned fraction, Minimum spark advance for best torque(MBT)*

---

1. 정회원, 주저자, 르노삼성자동차  
E-mail : gibok.kim@renaultsamsungM.com

2. 정회원, 교신저자, 경남대학교 기계공학부 교수, 工博  
E-mail : ycs63@kyungnam.ac.kr

1. Corresponding Author, Renault Samsung Motors  
Co., Ltd.

2. Prof., School of Mechanical Engineering, Kyungnam  
University, Ph. D.

## 1. 서 론

혼합기의 조성은 기관 연소에 큰 영향을 미친다. 스파크점화 가솔린 기관의 연소는 공기와 연료가 예혼합된 후 전기적 스파크에 의해 화염 핵이 형성되며, 실린더 내 혼합기의 상태에 따라 화염핵의 성장이나 연소의 진행 여부가 결정된다. 따라서 실린더 내의 연소는 여러 인자들에 의하여 영향을 받는다. 연비를 고려하는 린변기관은 가연한계를 넘는 초희박 영역의 공기연료비로도 기관 운전이 가능하다는 것을 의미하며, 유해 배출가스 저감 측면에서 효과적일 뿐만 아니라 연료소비를 향상시킴으로서 열효율을 증가시킨다. 이는 배출가스 유해물질의 저감 측면에서 종래의 후처리 방법에 한계가 있으며, 이를 극복하기 위한 선 처리 방법이라고 할 수 있다. 이와 같이 오염물질 저감과 저연비 고효율을 위한 연구가 주류를 이루고 있다고 할 수 있으며, 흡기조성이 배기성능에 미치는 영향에 관한 연구가 필요하다고 판단된다. 미연탄화수소(UHC) 배기배출물의 생성은 연료층의 일부가 실린더 벽면에서의 소염 유힬유 층에서의 흡수 및 방출, 퇴적층에서의 흡수 및 방출, 크레비스 체적에서의 미연소, 연소과정 불량 등을 통하여 주연소 과정을 겪지 않게 된다. 팽창행정 과정에서의 실린더 내의 압력이 감소하면 연소실 안으로 들어가서 고온의 기연가스와 혼합되고, 팽창행정 말기와 배기과정 중에 연소실이나 배기 포트에서 2차 산화과정을 겪는 것으로 알려져 있다.[1][2][3] 일산화탄소 및 질소산화물은 공기-연료 혼합비(A/F) 및 연소온도와 밀접한 관련이 있다. 즉 일산화탄소(CO)는 농후한 공기-연료 혼합비일수록 산소부족에 의한 불완전 연소와 고온에서의 열해리(thermal dissociation)에 의해 생성된다.[4] 기관에서 배출되는 대기 오염물질은 연소과정 중 산소부족에 의한 일산화탄소, 미연소 물질

인 탄화수소와 질소산화물 등이며, 근본적으로는 연소과정에 의해 생성되게 되므로 배기가스의 배기특성에 관한 연구가 많이 진행되고 있다. 스파크점화 가솔린기관은 공기와 연료의 혼합기를 실린더 내에서 전기적 스파크에 의해 연소시키는 열기관으로, 공기 중의 산소는 연소의 산화제 역할을 하게 된다. 즉 혼합기 내에 산소 분자가 많게 되면, 연소 반응은 촉진될 것이며, 이로 인하여 연소속도가 증대되고, 연소의 안정성을 도모할 수 있을 것이다. 따라서 흡기 중의 산소체적비가 변화하는 경우에 배기가스 조성에 대하여 정량적인 실험을 하는 것이 본 연구의 목적이다. 또한 혼합기중의 산소체적비가 증가하게 되면, 연소 생성물에도 영향을 미치게 되므로, 기관에서 배출되는 배기가스 성분에 관한 데이터를 취득하여 그 영향을 해석하였다.

## 2. 혼합기 조성과 산소체적비의 변화

스파크점화 가솔린기관의 출력은 실린더내 연소실에 흡입된 공기량은 대기의 상태, 즉 대기압력, 대기온도 및 대기습도 등에 영향을 받는다. 이것은 대기의 상태에 따라 공기의 밀도가 변하기 때문이다.

따라서 이론적인 실린더 내 흡입된 혼합기의 체적과 실제로 흡입된 혼합기의 체적비인 체적효율(volumetric efficiency)의 변화를 가져오기 때문이다. 흡입 공기의 조성, 즉 산소와 질소의 체적비가 변화하면 혼합기 조성이 영향을 받고 기관 연소에도 영향을 미치게 되므로, 본 장에서는 연소전의 준비과정에 대한 해석으로서 흡입 공기중의 산소체적비(oxygen volumetric fraction)를 정의하였다. 내연기관의 동작유체 즉 건공기의 조성

을 보면 Table 1에 표시한 바와 같이 질소가 체적백분율로 78.09 %를 차지하고, 산소가 20.95 %, 나머지 0.96 %가 기타 성분으로 아르곤, 이산화탄소, 네온, 헬륨 등이 차지하고 있다. 여기서 관심의 대상이 되는 것은 산소의 체적백분율(%)로서, 연소과정과, 그와 관련된 모든 계산은 산소 20.95 %를 기준으로 한 것이며, 기관의 혼합기 조성도 이에 준하여 계산되고 있다. 본 연구에서는 연소의 산화제인, 흡입 공기 중의 산소체적비(O<sub>2</sub> volumetric fraction)가 변화하는 경우, 연소에 미치는 영향을 해석하기 위한 것으로서, 이를 ξ로 표시하고, 다음과 같이 정의한다.

$$\xi = \frac{O_2 \text{ volume in unit air volume}}{\text{unit air volume}} = \frac{V_{O_2}}{V}$$

Table 1. Composition of dry air

component	volume fraction (%)	mass fraction (%)	molecular weight
N <sub>2</sub>	78.09	75.52	28.013 4
O <sub>2</sub>	20.95	23.15	31.998 8
Ar	0.93	1.28	39.948 0
CO <sub>2</sub>	0.03	0.046	44.009 5

즉 단위 체적 당의 공기 중에 O<sub>2</sub>가 차지하고 있는 체적으로 정의한다. 그런데 ξ의 변화는 Fig. 1에 표시한 바와 같이, 산소체적비가 감소, 혹은 증가하는 경우, 미소 체적인 기타 성분은 고정되고, 질소의 체적만이 감소, 혹은 증가하는 것으로 가정하여 이론적인 해석을 진행하였으며, 실험적인 해석에서도 공기중의 산소체적비의 변화를 산소 봄베(bomb)와 질소 봄베(bomb)를 이용하였다.

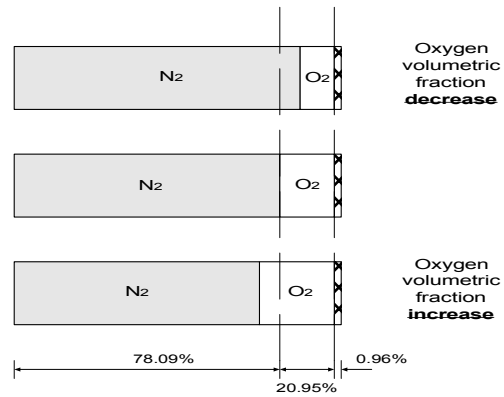


Fig. 1 Air composition and the concept of oxygen volumetric fraction change.

### 3. 실험장치 및 실험방법

가솔린기관의 흡입 공기 중 산소체적비의 변화가 연소 및 배기가스 조성에 미치는 영향을 해석하기 위하여 실험장치를 설계 구성하였다. 기관의 흡기관(intake manifold) 내에 산소 혹은 질소의 공급량을 가감함으로써, 흡기의 산소체적비 변화에 따른 기관의 각 성능 변화를 규명하기 위해 Fig. 2와 같이 실험 장치를 제작 구성하였다.

본 연구에 사용된 기관은 가솔린 다점 분사(multi point injection)으로서 기관 시험 시 시스템으로는 산소체적비 변화장치, 지압선도 획득 및 연소성능 해석장치, 연비 및 출력성능 측정장치, 배기가스 분석장치 등으로 나눌 수 있다.

기관 흡입 공기중의 산소체적비를 증감시키기 위하여, 산소 봄베(bomb)와 질소 봄베를 사용하였으며, 산소 봄베는 산소체적비를 대기상태보다 증가시키기 위한 것이고, 흡기중의 산소체적비를 감소시키기 위해서는 질소 봄베를 사용하였다. 즉 이론적인 해석의 계산에 사용한 Fig. 1과 같이

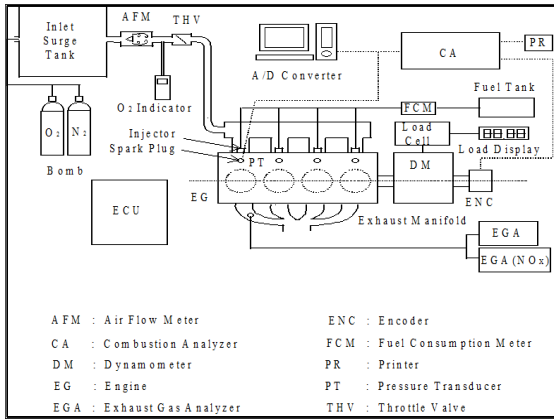


Fig. 2 Schematic diagram of the experimental apparatus.

흡기중의 산소체적비 증감은 대기중의 질소분만이 변화하도록 한 것이다. 또한 산소체적비의 변화를 조정하기 위해 각 봄베에 압력조정기를 설치하여 조정을 용이하게 하였다. 흡입 서지 탱크는 크기가 엔진 배기량의 약 100배 정도의 크기로, 공급된 산소 혹은 질소가 그 내부에서 잘 혼합되도록 하였다. 그리고 흡기중의 산소체적비를 측정하기 위해 산소 인디케이터(oxygen indicator)를 설치하였는데, 그 주요 제원은 Table 2와 같다. 이 산소 인디케이터의 설치 위치도, 흡기와 공급된 산소 혹은 질소와 잘 혼합된 상태에서 측정하기 위해 에어 플로우 미터에서 약 20cm 정도 지난 부분에 설치하였으며, 산소 인디케이터의 값이 실험 조건으로 안정된 것을 확인한 후에 데이터를 취득하는 방법으로 실험을 수행하였다.

흡기중의 산소체적비 변화에 의한 압력 변화, 연소 특성, 배기 및 가스 성분 등은 연소특성과 관련이 있으므로, 실린더내의 연소상태에 관한 거동을 규명하기 위하여 공기와 연료 혼합기의 연소 시 실린더 내의 압력 데이터를 획득하는데 그 주안점을 두고, 본 연구의 실험에서 오차 해석에 관한 고찰은 주로 실린더 압력을 측정하여 이로부터 연소해석과 관련된 제인자의 특성을 분석하고자

Table 2. Specification of the oxygen indicator

Item	Specification
Model	XPO-318 (portable oxygen indicator)
Detection Principle	Galvanic cell
Monitoring Range	0 ~ 25 % O <sub>2</sub> (included O <sub>2</sub> 21 % adjustment knob)
Accuracy	±0.3 % of O <sub>2</sub>
Response	Max. 20 seconds to 90 % (with 1m long sampling tube connected)
Temperature Range	0°C to 40°C
Power	4×UM-3(AA-size) dry cell batteries

하였으므로, 압력 측정과 관련된 문제에 대해서만 국한한다.

기관시험시 산소체적비 변화는 공기 유량계 직후에 설치한 산소 인디케이터의 지시값을 확인하면서, O<sub>2</sub> 봄베 혹은 N<sub>2</sub> 봄베의 압력 조정기를 서서히 조정한다. 한편 공회전시의 실린더 내 압력 변화에 대한 데이터를 획득하기 위하여 규정 회전수로 조정하고 필요한 데이터를 기록한다. 이러한 운전 조건은 Table 3에 나타내었다. 점화시기는 기관 회전수에 대하여 최적점화시기(MBT)로 설정하였다.

Table 3과 같은 조건에서 기관의 회전수, 부하 조건, 흡입 공기량, 연료 유량, 점화 시기, 대기 압력과 온도, 습도 등을 기록지에 기록한다. 연소 특성 해석 인자로는 연소 압력과 배기가스 조성 및 연소의 변동성을 실험하였으며, 기관 회전수와 부하를 일정하게 유지한 상태에서, 흡입 공기중 산소 체적비를 변화시키면서, Table 3의 각 조건에서 실린더 내 압력과 배기가스 조성 및 연속 사이클 압력 데이터를 측정하였다. 냉각수 온도는 NO<sub>x</sub>의 생성에 큰 영향을 미치므로 70°C로 정밀

하게 조정하였다. 또한 냉각수 온도는, 압력 변환기 데이터의 신뢰도를 얻을 수 있도록 반복 실험을 수행 하였다.

Table 3. Engine operating condition

Engine oprating condition	Engine operating variation
Engine speed (rpm)	800(idle), 1500, 2500, 3000
O <sub>2</sub> volumetric fraction, $\xi$ (%)	19, 20, 21, 22, 24
Load condition	Idling, Full Load
Spark timing	MBT

#### 4. 결과 및 고찰

##### 4.1 실린더 연소압력과 압력상승률 해석

본 연구의 결과로서 연소 압력과 압력상승률을 해석하여, 흡기중의 기관회전수 및 산소체적비의 영향을 파악하고자 한다. 스파크 점화(S.I.) 방식인 왕복형 피스톤기관에서 한 사이클 동안의 실린더 내 압력 변화에 관한 데이터는 동작유체의 열역학적 사이클 해석이나 연소특성을 해석하는데 중요한 정보를 제공하게 된다.

특히 기관의 출력성능 변화와 연소해석에 있어서는, 한 사이클이 아닌 약 100 사이클 동안의 실린더 내의 압력 변화를 취득하여 산술평균한 압력값을 이용하고 있다. 산소체적비를 변수로 하고, 실험 조건하에서 취득한 100 사이클 평균 실린더 내 압력값을 Fig. 3 ~ Fig. 4에 나타내었다. 즉 P- $\theta$  선도로서 1,500 rpm 전부하, 3,000 rpm 전부하시의 압력 변화를 크랭크 각도 BTC 20°에서 ATC 80° 까지 나타낸 것이다. 또한 Table 4는 최대 압력값과 그 발생시기의 크랭크 각도에 대한 데이터를 표로 나타내었다. 산소체적비의 증가와 더불어 최대 압력값이 전영역에서 상승하고,

그 발생시기도 상사점쪽으로 이동하고 있음을 알 수 있다. 1,500 rpm에서는 산소체적비가 22 %와 24 % 로 증가함에 따라 약 13 % 및 20 % 정도 압력 상승이 나타나며, 산소체적비가 20 %, 19 % 로 감소하면 약 5 % 와 12 % 정도 감소하고 있다. 3,000 rpm 에서는 증가시에 18 %, 27 % 정도 상승하며, 감소시에는 약 13 %와 31 % 정도 최고 압력이 낮아진다. 이것은 산소체적비가 증가함에 따라 연소속도가 빨라지고 보다 더 완전한 연소를 하는데 기인한다고 판단된다. 또한 산소체적비 증가 효과는 고회전수가 될수록 높게 나타났다. 그리고 실린더 내 압력값으로부터 계산한 압력상승률( $dP/d\theta$ )도 비슷한 경향을 나타내며, 그 변화 추이는 Fig. 5 ~ Fig. 6 및 Table 4에 나타내었다. 즉 산소체적비가 19 %에서 24 % 까지 증가함에 따라 압력상승률도 증가함으로 압력상승이 급격함을 알 수 있다. 또한 압력이 최대가 되면 압력상승률( $dP/d\theta$ )의 값이 0이 되고, 그 때의 크랭크 각도가 최대 압력이 발생하는 시기를

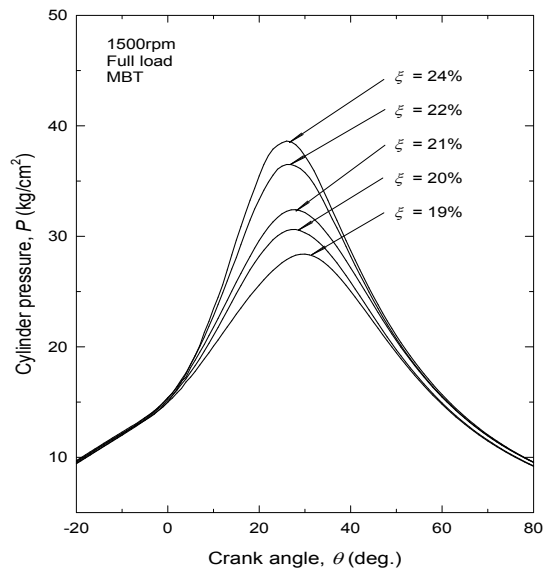


Fig. 3 Cylinder pressure( $P$ )-crank angle( $\theta$ ) diagram for oxygen volumetric fraction ( $\xi=19,20,21,22,24$  %).

의미한다. 따라서 최대 압력 발생시기가 상사점으로 이동하고 있음을 모든 기관 회전수 영역에서 확인할 수 있다.

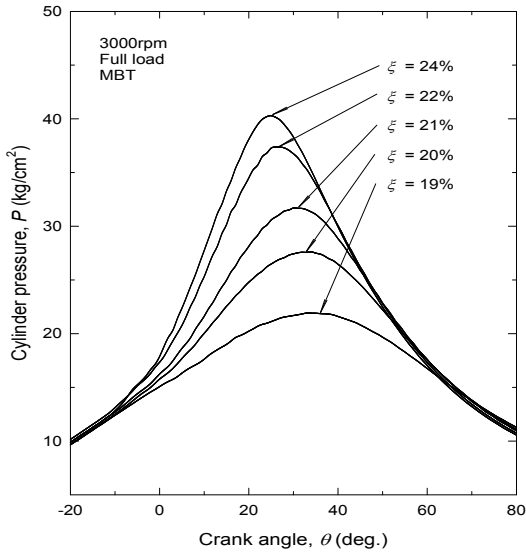


Fig. 4 Cylinder pressure( $P$ )-crank angle( $\theta$ ) diagram for oxygen volumetric fraction ( $\xi=19,20,21,22,24$  %).

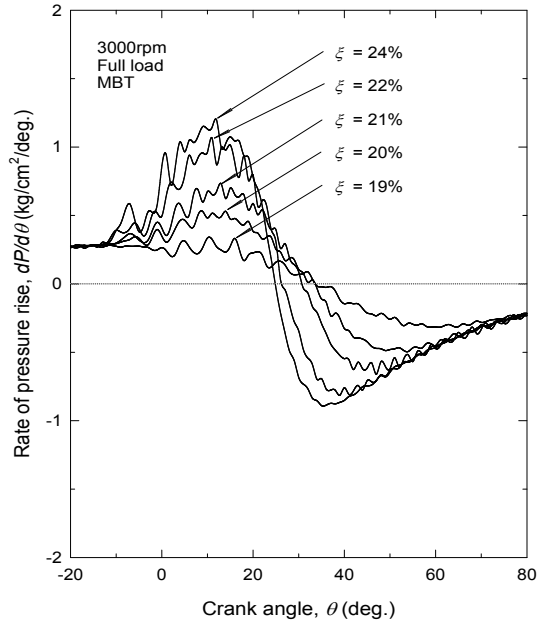


Fig. 6 Rate of pressure rise( $dP/d\theta$ )-crank angle( $\theta$ ) diagram for oxygen volumetric fraction ( $\xi=19,20,21,22,24$  %).

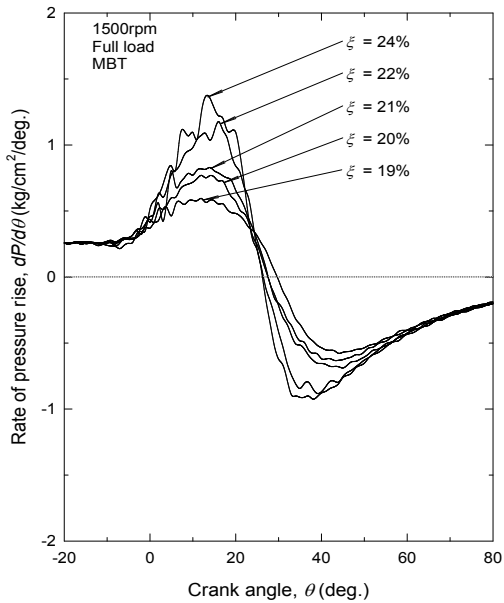


Fig. 5 Rate of pressure rise( $dP/d\theta$ )-crank angle( $\theta$ ) diagram for oxygen volumetric fraction( $\xi=19,20,21,22,24$  %).

Table 4. The change of  $P_{max}$ ,  $dP_{max}$  and  $dQ_{max}$  with  $O_2$  volumetric fraction( $\xi$ )

$\xi$		19 %	20 %	21 %	22 %	24 %
1,500 rpm	$P_{max}$	28.39	30.62	32.27	36.50	38.62
	( $\theta^\circ$ )	(30°)	(28°)	(26°)	(26°)	(26°)
	$dP_{max}$	0.595	0.770	0.830	1.178	1.369
2,500 rpm	( $\theta^\circ$ )	(12°)	(12°)	(14°)	(16°)	(13°)
	$dQ_{max}$	3.98	4.27	4.59	5.53	6.37
	( $\theta^\circ$ )	(25°)	(22°)	(22°)	(21°)	(20°)
3,000 rpm	$P_{max}$	26.79	32.85	35.95	41.19	45.51
	( $\theta^\circ$ )	(29°)	(28°)	(25°)	(21°)	(16°)
	$dP_{max}$	0.503	0.734	0.898	1.200	1.548
3,000 rpm	( $\theta^\circ$ )	(10°)	(10°)	(9°)	(6°)	(7°)
	$dQ_{max}$	3.43	4.27	4.58	5.04	5.21
	( $\theta^\circ$ )	(28°)	(21°)	(21°)	(16°)	(9°)
3,000 rpm	$P_{max}$	21.92	27.58	31.7	37.38	40.30
	( $\theta^\circ$ )	(33°)	(32°)	(30°)	(26°)	(25°)
	$dP_{max}$	0.335	0.531	0.733	1.068	1.198
3,000 rpm	( $\theta^\circ$ )	(10°)	(14°)	(13°)	(11°)	(12°)
	$dQ_{max}$	3.23	3.96	4.58	5.39	5.81
	( $\theta^\circ$ )	(32°)	(29°)	(25°)	(20°)	(19°)

### 4.2 열발생률과 질량연소율 해석

실린더 내 연료와 공기의 혼합기는 점화 후, 크랭크 각도의 변화에 따른 열발생율(rate of heat release)을 해석함으로써 혼합기의 질량연소율(mass burned fraction)을 유도할 수가 있으며, 이를 통하여 연소와 관련된 점화지연과 연소기간의 변화를 판단할 수 있게 된다. 실린더 내에서 연소에 의한 열발생율의 변화를 크랭크 각도에 따라 나타낸 것이 Fig. 7이다. 최고 열발생율이 상사점으로 이동한다는 것은, 피스톤의 변위에 의한 체적변화율과 더불어 압력상승을 가져오는 큰 요인이 된다. 압축행정 말에 혼합기가 점화한 후 연소에 의한 열발생율이 최종적인 음의 값에서 양의 값으로 되는 크랭크 각도를 연소 시작점으로 하였고 팽창행정에서 최초로 양의 값에서 음의 값으로 되는 점을 연소 종료점으로 하였다. 질량연소율은 열발생율로부터 계산되며, 그것을 나타낸 것이

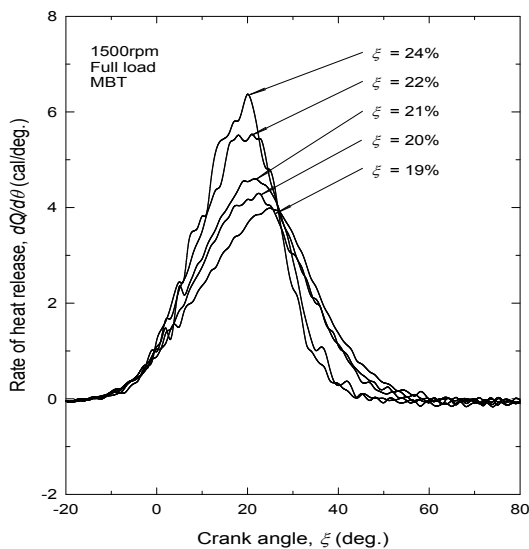


Fig. 7 Rate of heat release( $dQ/d\theta$ )-crank angle( $\theta$ )diagram for oxygen volumetric fraction at engine speed ( $\xi=19,20,21,22,24$  %).

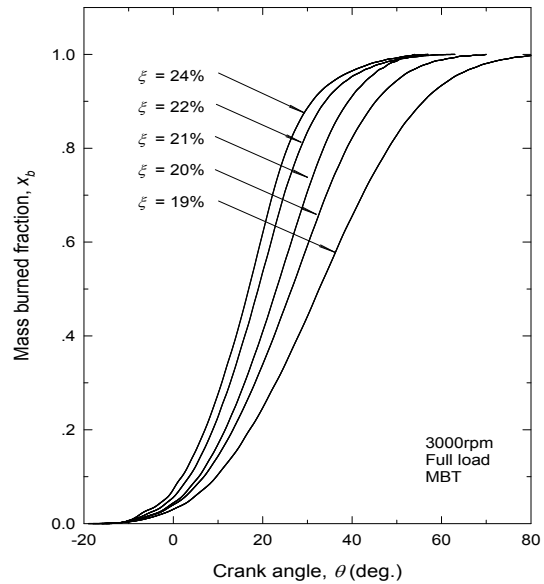


Fig. 8 Mass burned fraction( $X_b$ )-crank angle( $\theta$ ) diagram for oxygen volumetric fraction at engine speed ( $\xi=19,20,21,22,24$  %).

Fig. 8이다. 실린더 내 연소압력 및 열발생율에서도 판단할 수 있듯이 질량연소율 곡선의 기울기가 변하고 있다. 즉 산소체적비가 증가할수록 그 기울기가 급경사가 되고 있음을 알 수 있고, 이것은 연소실내의 혼합기 질량이 급속히 연소하고 있다는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 9에서 질량연소율 곡선에서 연소개시후 혼합기 질량이 10 % 연소한 시점까지를 점화지연으로 취급하고, 90 %가 연소한 시점을 연소가 끝난 것으로 해석하고 있으므로, 연소기간은 질량 연소율이 10 %에서 90 %에 도달할 때까지의 기간으로 하였다. 그 결과 산소체적비의 변화에 대하여 이들 점화지연기간과 연소기간이 짧아지고 있음을 알 수 있다.

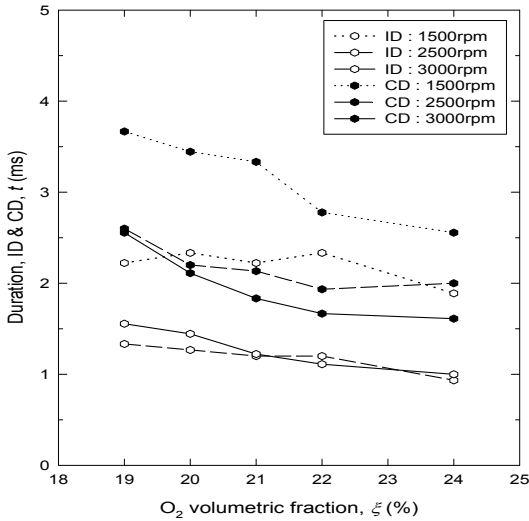


Fig. 9 The change of ignition delay(ID) and combustion duration(CD) for oxygen volumetric fraction ( $\xi=19,20,21,22,24$  %) at MBT.

### 4.3 배기 배출물 해석

가솔린기관에서 배출되는 배기 가스중 유해성분이 생성되는 원인은 혼합기 조성 및 밀접한 관계가 있다. 흡기중 산소체적분율  $\xi$ 가 변화하면 혼합기 조성의 변화, 즉 연료-공기 당량비  $\phi$ 가 변화되고 배기가스의 조성이 영향을 받게 된다. 산소체적비의 변화에 대하여 배기가스 조성의 변화를 나타낸 것이 Fig. 10~11이며, Fig. 10은 배기가스중 일산화탄소 CO(carbon monoxide)의 발생 경향을 나타낸 것으로서, 산소체적비가 증가할수록 CO의 양은 감소하고 있다. 이와 같은 결과는 CO의 발생은 산소 부족에 의한 불완전 연소와, 고온에서 CO<sub>2</sub>의 열해리에 의해 생성된다.

Fig. 11은 미연탄화수소(UHC)도 산소체적비가 증가함에 따라 감소하고 있는데, 이는 미연 탄화수소 UHC(unburned hydrocarbon)가 추가된 산소와 결합되어 H<sub>2</sub>O와 CO<sub>2</sub>로 변화되었기 때문

이다. 또한 연소속도가 증대되고, 연소가스 온도도 상승된 결과이다.

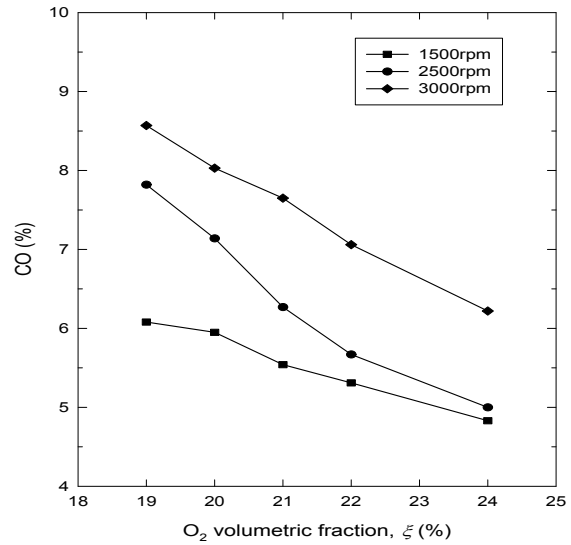


Fig. 10 CO variation with oxygen volumetric fraction change ( $\xi=19, 20, 21, 22, 24$  %).

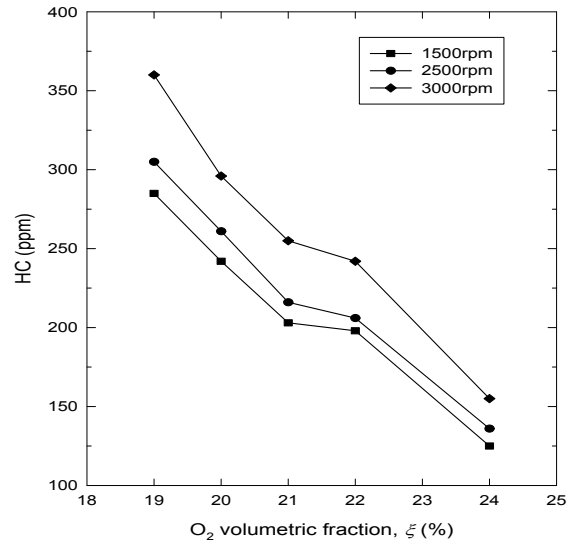


Fig. 11 HC variation with oxygen volumetric fraction change ( $\xi=19, 20, 21, 22, 24$  %).



## 5. 결론

스파크점화 가솔린 기관의 흡입 서지 탱크에 산소 및 질소를 공급하여 흡입 공기 중의 산소 체적비를 변화 시키면서 실험을 수행하였다. 기관의 실험조건으로 공기-연료 당량비, 기관의 회전수와 산소 체적비 변화시 실린더압력, 연소특성 및 배기 배출물특성에 대한 실험적 해석의 결과 다음과 같다. 실린더 내의 압력은 피스톤 변위에 의한 실린더 체적 변화와 연소에 의한 연소 생성물의 체적 팽창에 의해 결정된다. 그러므로 산소체적비가 증가함에 따라 최고압력이 상승하고 있는데, 그 상승분은 연소에 의한 체적 팽창의 결과로 볼 수 있다. 산소체적비가 21 % 에서 24 %로 3 % 증가함에 따라 3,000 rpm에서는 실린더내의 압력이 최대 27 % 상승하였으며 고속 영역에서 그 효과는 크게 됨을 알 수 있었다. 산소체적비가 감소하면 연소압력이 낮아졌다. 또한 압력 상승률도 압력 변화와 정성적으로 같은 경향을 알 수 있었다. 실린더 내 연소 과정중의 열발생률은 압력 상승의 효과로 나타나며, 산소체적비 변화시 압력상승은 연소가 빠른 속도로 이루어진 결과로 볼 수 있는데, 이것은 실린더 내 연소 과정중의 열발생률은 압력 상승의 효과로 나타나기 때문이며, 질량연소율은 산소체적비가 증가함에 따라 점화지연 및 연소시간은 짧아짐을 알 수 있었다.

일산화탄소(CO)의 생성은 연소 기간중 산소 부족에 의한 것과 고온에서의 열해리에 의해 생성된다. 따라서 흡입공기중의 산소체적비가 증가할수록 연소가스 온도도 상승하고 연소실 압력도 상승되므로, CO의 생성은 산소체적비가 증가함에 따라 감소의 경향을 보이고 있다. 즉 전 운전 영역에서 산소체적비가 3 % 증가함에 따라, CO는 13 ~ 20 % 감소하였고, 산소체적비가 2 % 감소할 때에는 10 ~ 25 % 정도 증가하였다.

미연탄화수소(UHC)의 생성은 혼합기중의 산소

부족과 실린더 벽 근방의 소염층에 의한 것이므로 산소체적비가 증가함에 따라 미연탄화수소의 생성이 감소하는 경향을 보였다. 즉 산소체적비가 24 %로 증가되면, 미연탄화수소는 38 % 정도의 감소가 나타났고, 산소체적비 감소 시에는 미연탄화수소가 40 % 정도 증가하였다. 일산화탄소와 미연탄화수소의 생성은 산소 부족에 의해 생기는 것으로 흡입 공기의 산소체적비가 증가할수록 일산화탄소와 미연탄화수소의 생성은 감소하는 경향을 보였다.

## 참고문헌

- [1] John B. Heywood : Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, pp.567 ~ 660, 1988.
- [2] V.R. Burns, et al.: "Description of Auto/Oil Air Quality Improvement Research Program", SAE 912320, 1991.
- [3] J.I. Ramos : "Internal Combustion Engine Modeling", Hemisphere Publishing Corporation, pp. 290 ~ 304, 1989.
- [4] J.A. Harrington and R.C. Shishu : "A Single Cylinder Engine Study of the Effects of Fuel Type, FuelStoichiometry and Hydrogen to Carbon Ratio and CO, NO and HC Exhaust Emissions", SAE 730476. 1973.
- [5] H.K. Newhall and S.M. Shahed : "Kinetics of Nitric Oxide Formation in High Pressure Flame", Proce. of 13th Int. Sym. on Combustion, pp. 381 ~ 390, 1971.
- [6] H. Manger, : "LH-Jetronic : A New Gasoline Injection System with a Hot Wire Air Mass Meter and  $\mu$ -processor Controlled ECU", IMechE C180/81, pp. 137 ~ 141, 1981.
- [7] R. Sekar and R. Poola : "Demonstration of

Oxygen-Enriched Combustion System on a Light-Duty Vehicle to Reduce Cold-Start Emissions", Proce. of the 30th nt. sym. on Automotive Technology & Automation, pp. 301 ~310, 1997.

- [8] A. Lecuonona : "Evaluation of Pressure and Crank Angle Errors from Reciprocating Engine Indicator Diagrams", SAE 860027, 1986.

---

(접수:2015.09.22., 수정:2015.10.20., 게재확정:2015.10.27.)