*Transactions of KSAE, Vol. 12, No. 1, pp.66-73 (2004)*

Copyright © 2004 KSAE
1225-6382/2004/067-10

# 연소실 형상에 따른 연소 및 배기가스 배출물 특성에 관한 연구

김 대 열[*1] · 한 영 출[2] · 주 신 혁[3] · 박 병 완[3]

국민대학교 자동차공학전문대학원[1] · 국민대학교 기계자동차공학부[2] · 지엠 대우 오토앤테크놀리지[3]

# A Study on Combustion and Characteristics of Exhaust Gas Properties for Combustion Chamber

Dae-Yeol Kim[*1] · Young-Chool Han[2] · Shin-Hyuk Joo[3] · Pyong-Wan Park[3]

*[1,2]Graduate School of Automotive Engineering, Kookmin University, Seoul 136-702, Korea*
*[3]GM Daewoo Autoe & Technology 199-1, Cheongcheon-Dong Bupyung-Gu, Incheon 403-714, Korea*
***(Received 23 July 2003 / Accepted 22 August 2003)***

**Abstract** : This paper presents characteristics of combustion and exhaust gas properties according to variation of the combustion chamber for economy and emissions standards. In order to use combustion and exhaust gas properties data, it is necessary to build some data base, which use cylinder pressure sensor and emission tester. A feasibility and necessity of combustion pressure based cylinder spark timing control has been examined. So, this was obtained the coefficient of variation(COV) and the specific fuel consumption(sfc). Using the results of the test, the effects of the variable combustion chamber can be improved combustion stability and be reduced exhaust emission.

**Key words** : COV(변동 계수), Single cylinder engine(단기통 엔진), MBT(Minimum spark advance for best torque; 최적 점화 시기), IMEP(도시평균유효압력), Combustion(연소)

## 1. 서 론

전 세계적으로 에너지 자원의 고갈 및 환경오염 문제가 크게 대두됨에 따라 가솔린 기관에 대하여 유해배출물질 저감과 연료소비율의 개선을 동시에 만족시킬 수 있는 연소개선 연구에 대한 관심이 고조되어 왔다. 성능 위주의 자동차용 기관 개발에서 차량 배기가스에 대한 규제 강화, 연료소비량 규제의 신설과 강화, $CO_2$ 규제 강화 그리고 저연비 기관, 저공해 기관 및 메탄올, CNG, 수소, 태양열 등의 대체에너지를 이용한 기관 개발 등은 모두 차량 유해배기가스 저감 및 에너지 절약과 맥락을 같이 한다. 이러한 연구의 한 방향으로 각국의 자동차 업계에서는 연료소비율 감소와 유해 배기가스저감을 구현하는 연구가 진행되고 있다. SI 기관에서 유해배기가스 저감 및 연비 향상을 만족시키기 위한 한 방법으로 희박연소가 도입되었다. 그러나 희박 연소는 연소기간이 증가하여 사이클의 변동이 커지고 연소초기에 착화성에 신뢰를 갖지 못한다. 이러한 문제를 해결하기위한 여러 방법들이 연구되고 있다.[1-4] 스파크 점화기관에서 연소과정을 연구하는 것이 연료소비율이나 배기가스를 해석하는데 근본이 되고 있으며 그 중에서도 가장 문제가 되는 것은 연소실 내에 질량 연소율이나 화염속도에 어느 정도 영향을 미치는지를 파악하는 것에 초점을 맞추고 있다.[5] 그러므로 점점 강화되어 가는 배기규제의 만족과 연비향상을 동시에 만족할 수 있는 노력이 수반되

*To whom correspondence should be addressed.
yeolkd@kookmin.ac.kr

어야 한다.

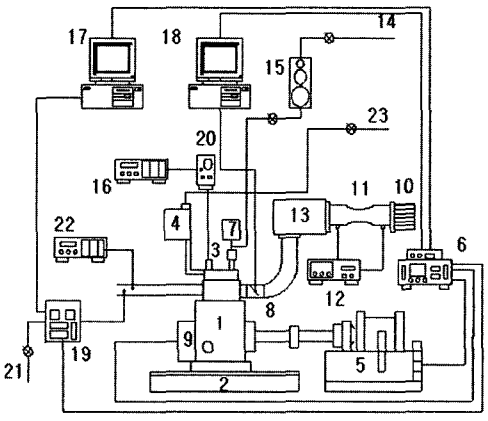
본 연구에서는 제작된 DOHC 연소실 형상을 실제기관에 적용하기 위한 전초 연구로서 SI 단기통 기관에서 연소실 상부에 장착된 압력센서와 크랭크축에 설치된 엔코더를 이용하여 각각의 연소실 내의 최고 압력, $COV_{imep}$, 배기가스 배출물 등을 파악하였으며, 이결과를 토대로 연소실의 연소안정성과 배출가스의 특성을 알아보았다.

## 2. 실험 장치 및 기관

### 2.1 실험장치

본 Fig. 1은 본 연구에 사용된 실험장치의 개략도이다. 실험장치는 SI엔진, 엔진전기동력계 및 동력계 컨트롤러, 연소분석기, 실린더 압력 센서, Encoder, A/F meter, 배기가스분석기, 각종센서 및 제어시스템으로 구성되어 있다.

연구용 단기통 SI기관의 연소실 압력을 측정하기 위하여 점화플러그와 함께 압전형 압력센서(Kistler, 6052A1)를 설치하였으며, 또한 흡·배기압을 측정하기위해 흡기매니폴드에 흡기압 센서를 설치하고 동 배기 매니폴드에 배기압 센서를 설치하였다.




1. Test engine
2. Test bed
3. Pressure transducer
4. Engine cooler
5. Electric dynamometer
6. Dynamometer controller
7. Injection
8. TPS
9. Rotary encoder
10. Inlet air filter
11. Air flow meter
12. Digital manometer
13. Surge tank
14. Fuel supply line
15. Fuel consumption meter
16. Combustion analyzer
17. Emission analyzer PC
18. Dynamometer control PC
19. Emission analyzer
20. Charge amp
21. Gas supply line
22. A/F meter
23 Water supply line

Fig. 1 Schematic diagram of experimental system

흡입공기유량을 제어하고 맥동을 방지하기위하여 흡기매니폴드 입구에 서지탱크와 유량측정기(Laminar Flow Meter)를 장착하였다. 연료량을 측정하기위하여 연료유량계를 설치하였으며, 연소실 내의 공연비 측정을 위해 광역산소센서를 설치하였다. 유해배기가스의 농도를 측정하기위해서 배기가스분석기(Horiba, Mexa-7500)를 설치하였다. 연구용 단기통 엔진에 동력계를 연결하여 엔진 성능실험을 하였으며, 입·출구 냉각수온도, 스로틀포지션센서 및 각종 센서들을 부착하여 엔진 각부의 상태를 파악하였다. 또한 이러한 센서들로부터 정보를 수집하고 분사시기, 점화시기와 분사량을 조절해 줄 수 있는 동력계 컨트롤러로 엔진을 제어하였고 취득한 데이터는 동력계 컨트롤러 PC에 저장하였다.

### 2.2 엔진 및 동력계

본 연구에 사용한 엔진의 제원은 배기량 280cc와 압축비 9.30:1을 가지는 단기통 SI 가솔린 엔진이고, 주요 제원은 Table 1과 같다. 엔진으로부터 발생되는 토크와 회전수를 제어하고 계측하기 위한 동력계는 크랭크축에 직렬로 연결되어 있으며 동력계 컨트롤러로 원하는 회전수와 부하를 부여할 수 있

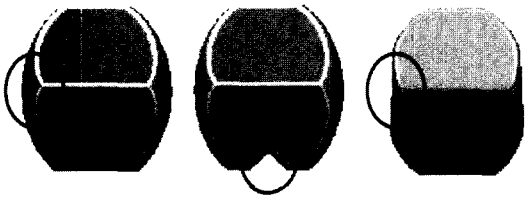
Table 1 Specification of the engine

| Items | | | Specifications |
|---|---|---|---|
| Type | | | 4 valve stroke (PFI type) |
| Chamber type | | | Pent roof type |
| Cooling method | | | Water cooling |
| Number of cylinder | | | 1 |
| Bore×Stroke | | | 68.5mm × 78mm |
| Displacement | | | 280 cc |
| Compression ratio | | | 9.30 : 1 |
| Valve timing | Intake | Open | BTDC 8° |
| | | Close | ABDC 44° |
| | Exhaust | Open | BBDC 44° |
| | | Close | ATDC 8° |

다. 본 연구에 사용되어진 동력계는 와전류(eddy current)방식의 동력계로서 기계적 안정도가 높고 고회전수와 과부하에 강하므로 연구용으로 적합하다. 동력계의 제어장치는 정속 운전제어, 정 토크제어, 급가속 운전 제어가 가능하고 과속, 과열시 안전장치가 작동하며, 냉각은 수냉식이다. 부하측정방식은 로드셀 방식을 사용한다.

### 2.3 연소실 형상

본 연구에 사용된 연소실 형상은 CAD 프로그램인 CATIA를 이용하여 Fig. 2에 나타나 있으며 펜트루프형인 연소실이다. 또한 모두 같은 흡기포트의 형상을 가지고 있으며 점화플러그는 연소실 중앙에 위치하고 있다. 그림에 명시된 바와 같이 A 연소실은 기본 연소실로서 바깥 라운드 반경을 10mm로 하였고, B연소실은 흡기 밸브 사이 부분에 스퀴시를 주었으며, C연소실은 바깥 라운드 부분을 직각에 가깝게 하였다. 이는 최적의 연소실을 선정하기위하여 서로 다르게 연소실 형상 변경을 하여 제작한 것으로서 궁극적으로 연소의 안정화를 이루게 하기 위한 것이다.



(A) Combustion chember (B) Combustion chember (C) Combustion chember

Fig. 2 Schematics of combustion chambers

## 3. 실험결과 및 고찰

### 3.1 부분부하 조건

연소실 내의 연소는 공연비 및 점화시기 그리고 분사시기에 따라 그 특성이 달라진다. 최적의 점화시기인 MBT(Minimum spark advance for best torque)에서 분사량을 변화시키면서 300개의 사이클을 연속으로 측정하여 취득한 압력데이터를 연소해석 장치에 기록하였고, 기록된 데이터를 가지고 평균유효압력, 연소실내의 최고압력 및 $COV_{imep}$ 등을 이용하여 비교 분석하였다. 본 연구에서는 연료공기혼합비를 이론 공연비(14.6:1)로 고정한 상태에서 실험을 수행하였으며 연소실 형상에 따른 엔진의 연소특성을 파악하기 위하여 A연소실, B연소실, C연소실 등에 대해 부분부하 조건 즉 엔진회전수 1500rpm IMEP 3.9 bar, 2000rpm IMEP 3.2 bar, 그리고 2400rpm IMEP 3.9 bar에서 압력을 취득하였다. 압력의 발전에 따른 그의 연소에 대한 관계를 살펴봄으로써 사이클에서 연소의 과정을 살펴볼 수가 있었다.

Fig. 3은 각각의 연소실에서 1500rpm, IMEP 3.9 bar인 부분부하조건에서 연소실 형상의 변화에 따른 압력 선도를 나타낸 것이다. A 연소실이 가장 높은 최대 압력 값을 보이고 있고, B 연소실과는 거의 동일한 최대 압력 값을 나타내고 있다. 또한 최대 압력이 일어나는 크랭크 각이 C 연소실의 경우보다 진각이 되는 것을 알 수 있다. 이것을 정량적으로 살펴보면 A 연소실이 C 연소실보다 최대압력이 2.263bar 정도 높은 것을 보였고 최대압력이 일어나는 크랭크 각은 4°정도 진각 됨을 알 수 있다.

Fig. 4는 각각의 연소실에서 IMEP 3.2 bar, 엔진회전수 2000rpm 일 때의 압력선도이다. 그림에서 보는 것과 같이 C연소실이 가장 높은 최대 압력 값을 보이고 있으나, 3개 연소실의 최고 압력을 나타내는 크랭크 각도가 16 - 17°로 거의 비슷하게 나타내고 있다. Fig. 3에서의 1500rpm 일 때의 최고 압력과 대비 하에 6.112bar 정도 적은 것으로 나타났다.

Fig. 5는 각각의 연소실에서 IMEP 3.9 bar, 엔진 회

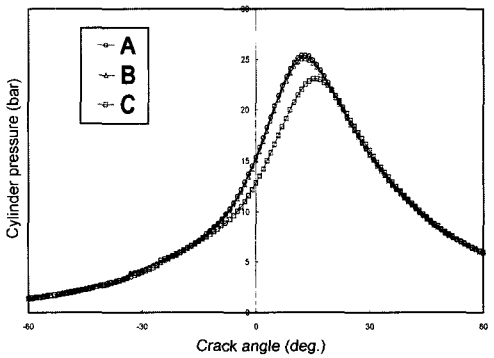



Fig. 3 Combustion pressure versus crank angle for three type combustion chamber (1500rpm, IMEP 3.9bar)

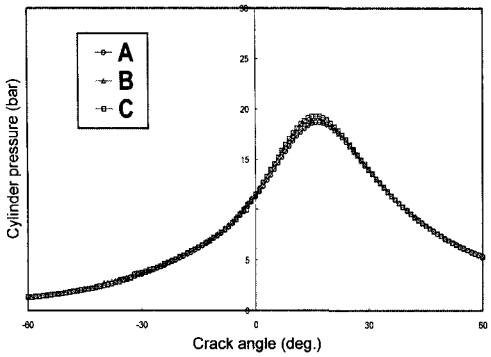



Fig. 4 Combustion pressure versus crank angle for three type combustion chamber (2000rpm, IMEP 3.2bar)

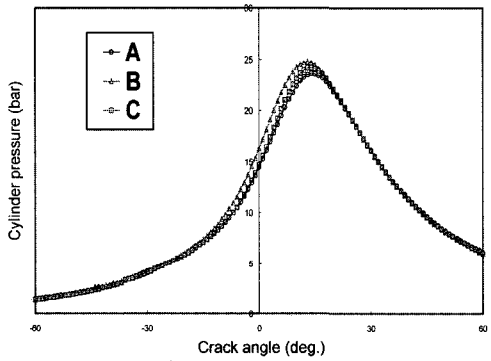



Fig. 5 Combustion pressure versus crank angle for three type combustion chamber (2400rpm, IMEP 3.9bar)

전수 2400rpm 중속일 때 취득한 압력 선도이다. 최대압력은 B 연소실이 가장 높고, 점화 시기는 3개 연소실이 BTDC 23.6 - 24.7 정도로 거의 비슷한 값을 나타냈다.

회전수 2400rpm 에서는 1500rpm 일 때 보다 최고 압력이 낮으나 2000rpm 보다는 높음을 알 수 있다. 3개 연소실 모두 기관 회전수가 증가할수록 점화시기가 진각 됨을 나타났다. 이는 기관 회전속도 증대와 더불어 점화지연이 커지는 경향이 있으므로 점화시기를 앞당기지 않으면 안 된다. Fig. 6, Fig. 7, Fig. 8은 연소실 형상에 따라 점화시기를 BTDC 9°에서 49°까지 4°간격으로 변화시켰을 때 연료소비율의 변화를 나타낸 것이다. Fig. 6은 엔진 회전수 1500rpm(IMEP 3.9bar)일 때 연료소비율을 나타낸 것으로서 B 연소실이 점화시기 33°에서 MBT를 나타내고 다른 두개의 연소실 MBT로 C 연소실 25°, A 연소실 29° 보다 낮은 연료소비율을 보이고 있다.

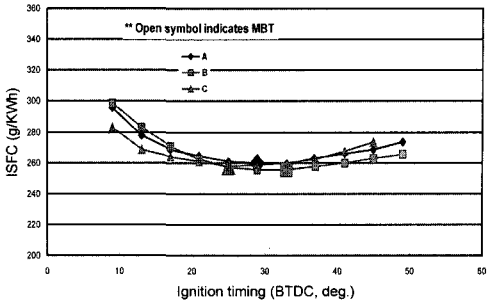



Fig. 6 Ignition timing & Indicated specific fuel consumption at 1500rpm, IMEP 3.9bar

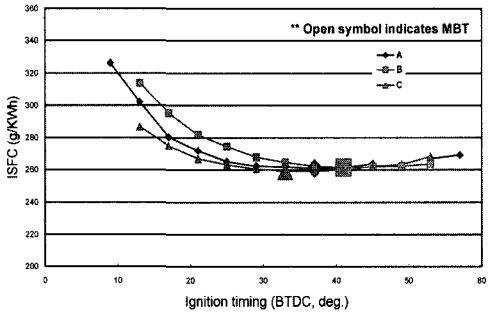



Fig. 7 Ignition timing & Indicated specific fuel consumption at 2000rpm, IMEP 3.2bar

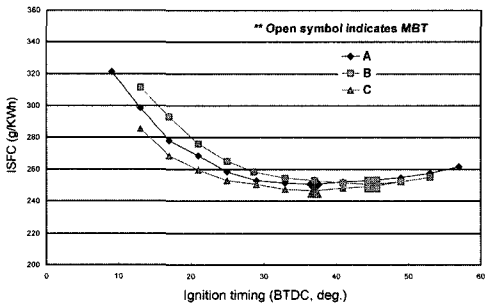



Fig. 8 Ignition timing & Indicated specific fuel consumption at 2400rpm, IMEP 3.9bar

Fig. 7은 엔진 회전수 2000rpm(IMEP 3.2 bar)일 때 C 연소실이 점화시기 BTDC 33°에서 가장 연비가 좋은 것을 보여준다. 또한 다른 2개의 연소실의 MBT BTDC 37°, 41° 보다 MBT가 지각되어 있음을 알 수 있다.

Fig. 8은 엔진 회전수 2400rpm(IMEP 3.9 bar)일 때 연료소비율을 도시한 것으로써 C 연소실이 BTDC 37°에서 연료소비율이 가장 좋은 것으로 나타났다. 실험 결과 전체적으로 기관 운전속도가 높아질수록

C 연소실이 다른 2개의 연소실보다 낮은 연료소비율을 보이고 있다.

연소의 안정성과 사이클 당 변화율을 정량적으로 살펴볼 수 있는 중요한 인자 중의 하나가 COV( Coefficient of Variation)의 비교이다. 즉 어떤 측정값의 표준편차를 평균으로 나눈 값으로 IMEP 값을 적용하면 다음과 같은 식이 나타난다.

$$COV_{imep} = \frac{\sigma_{imep}}{IMEP_{average}} \times 100$$

이것은 사이클 당 측정일의 변화량과 사이클 변동으로 정의되고 값이 작을수록 연소가 좀더 안정적임을 나타낸다.[6] Fig. 9, Fig. 10, Fig. 11은 연소실 형상에 따른 점화시기를 MBT로 하여 $COV_{imep}$ 값을 그래프로 나타낸 것으로써 회전수 1500, 2000, 2400rpm의 $COV_{imep}$ 값을 표시했다.

여기서 Fig. 9를 보면 1500rpm(IMEP 3.9bar)에서 C 연소실이 MBT 25°에서 가장 좋은 연소안정성을 보여주고 있다.

점화시기를 MBT로 하여 25°가 다른 2개의 연소실의 점화시기보다 지각되어 있음을 알 수 있다. 이

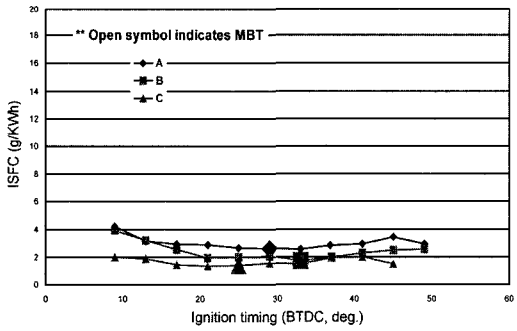



Fig. 9 Ignition timing & $COV_{imep}$ at 1500rpm IMEP 3.9bar

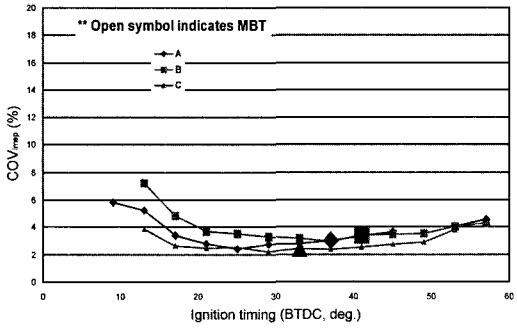



Fig. 10 Ignition timing & $COV_{imep}$ at 2000rpm IMEP 3.2bar

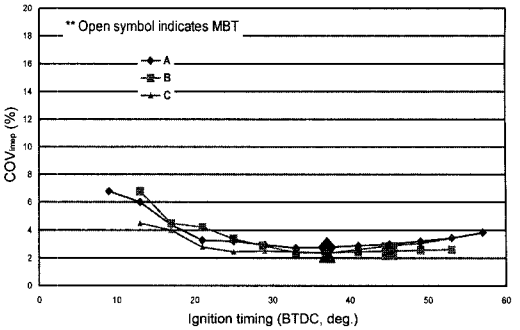



Fig. 11 Ignition timing & $COV_{imep}$ at 2400rpm IMEP 3.9bar

는 사이클 당 연소하는 동안에 실린더에서의 가스 움직임의 변화에 영향을 받은 것으로 사료된다.[7]

Fig. 10은 IMEP 3.2bar, 엔진회전수 2000rpm에서 $COV_{imep}$ 값을 보여주는데 C연소실이 $COV_{imep}$ 값이 가장 적어 안정된 연소를 보여주고 있다. MBT는 1500 rpm (IMEP 3.9bar)비해 8°정도 진각 됨을 알 수 있다.

Fig. 11은 2400rpm(IMEP 3.9bar)에서도 안정된 연소를 보여주고 있고 점화시기 37°이후부터는 오히려 B연소실이 더 나은 연소안정성을 보였다. 따라서 부분 부하(1500, 2000, 2400rpm)에서 C, A, B 연소실 순으로 $COV_{imep}$ 값이 작다. 따라서 C연소실이 다른 2개의 연소실보다 안정된 연소를 나타냈다. 정량적으로 보면 1500rpm 2.94 - 4.2값, 2000rpm 2.45 - 5.85 값, 2400rpm 2.75 - 6.8 값을 나타내고 있는데 1500rpm일 때가 2000rpm, 2400rpm 보다 더 $COV_{imep}$ 값이 더 안정적인 것을 알 수 있다.

### 3.2 배기가스 분석

Fig. 12 - 17은 A, B, C type의 연소실에 대해 부분부하조건에서 점화시기변화에 따른 배기가스 측정결과이다.

Fig. 12은 점화시기를 BTDC 9°에서 49°까지 4°간격으로 진각하면서 회전수 1500rpm, IMEP 3.9bar의 조건에서 HC의 농도를 측정한 결과이다. 각각의 연소실 모두 점화시기가 진각이 될수록 HC의 농도가 높아짐을 알 수 있다. 이는 점화진각이 될수록 기관 작동 사이클의 부분에서 불완전 연소, 게다가 연소실 벽에 생성된 퇴적물 때문에 HC 배기가스가 증가한다고 사료된다.

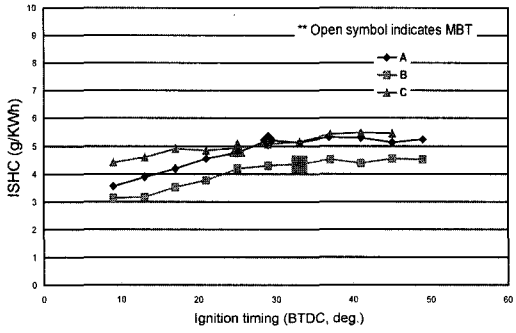



Fig. 12 Ignition timing & Indicated Specific HC at 1500rpm IMEP 3.9bar

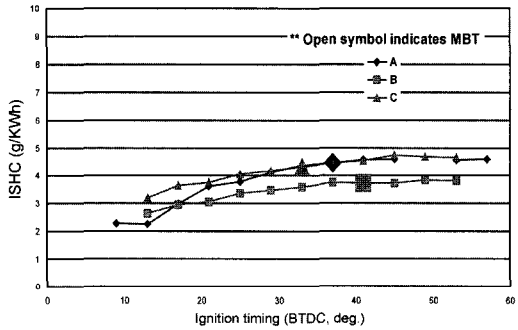



Fig. 13 Ignition timing & Indicated Specific HC at 2000rpm IMEP 3.2bar

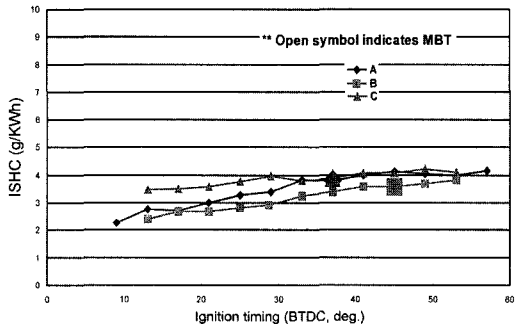



Fig. 14 Ignition timing & Indicated Specific HC at 2400rpm IMEP 3.9bar

B연소실이 다른 2개의 연소실보다 HC의 배출량이 0.718 - 1.003g/KWh 적은 것으로 나타냈다.

Fig. 13은 회전수 2000rpm, IMEP 3.2bar의 조건에서 위와 동일한 점화시기 변화에 따른 HC의 변화를 보여준다. Fig. 12의 경우와 마찬가지로 점화진각이 클수록 HC의 농도가 크다는 것을 알 수 있고 1500rpm, IMEP 3.9bar의 경우보다 B연소실(1.041g/KWh), A연소실(0.576g/KWh), C연소실(0.826g/KWh) 감소되는 것을 알 수 있다. 또한 B연소실이 다른 2개의 연소실보다 HC의 배출량이 적게 나타났다. 이는 기관속도가 높아질수록 연소실의 벽 온도가 높아지므로 연소실 벽면의 소염층 두께가 얇아지고 배출가스 중의 탄화수소 농도가 낮아진다고 볼 수 있다.

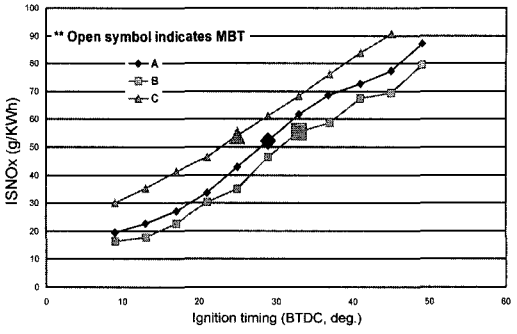



Fig. 15 Ignition timing & Indicated Specific NOx at 1500rpm IMEP 3.9bar

Fig. 14는 회전수 2400rpm, IMEP 3.9bar의 조건에서 점화시기를 변화시켜가며 측정한 HC의 농도 결과를 나타낸 것이다. 점화시기가 30°까지는 3개의 연소실 모두 점화시기를 진각이 될수록 HC의 농도가 증가하는 것을 알 수 있으나 30°이후부터는 거의 변화가 없는 것으로 나타났다. 엔진회전수 1500, 2000rpm실험 결과와 같이 B 연소실이 HC의 배출량이 적게 나타났다. HC의 배출량을 살펴보면 B, A, C 연소실 순으로 적게 나타났고 전체적으로 회전수가 올라갈수록 HC의 배출량이 줄고 있음을 알 수 있다. 이는 회전수가 증가할수록 연소실 내의 연소가스 온도 상승으로 인해 연소실의 벽 온도가 높아지므로 연소실 벽면의 소염층 두께가 얇아지고 배출가스 중의 탄화수소 농도가 작아진다. 또한 배기관에서도 고온으로 인해 산화반응을 촉진하여 감소하여진다고 사료된다. Fig. 15는 HC 배기가스의 경우와 동일한 점화시기 조건으로 엔진회전수 1500rpm (IMEP 3.9bar)에서 NOx의 변화량을 측정한 결과이다. 3개의 연소실이 점화가 진각 할수록 NOx의 농도가 증가함을 알 수 있다. B연소실, A연소실, C연소실 순으로 NOx의 농도가 적게 나타났다. 이는 실린더 최고 압력이 높아질수록 최대 연소가스 온도

가 증가하여 NOx 생성율이 더 높아지기 때문에 B, A, C 연소실 순으로 최고압력이 낮기 때문에 나타난 결과이다.

Fig. 16은 회전수 2000rpm, IMEP 3.2bar의 조건에서 NOx의 변량을 분석한 것이다. Fig. 15의 실험결과처럼 점화가 진각 할수록 NOx의 농도가 증가됨을 알 수 있다. 이는 점화시기를 진각하면 실린더 최고 압력이 증가하여 연소가스 온도가 증가하여 NOx의 생성률이 높아지기 때문이다.

그러나 NOx의 배출량은 1500rpm일 때보다 B연소실(19.11g/KWh), A연소실 (20.388g/KWh), C연소실(17.875g/KWh)만큼 감소됨을 나타냈다.

Fig. 17은 위와 동일한 조건하에서 엔진회전수 2400rpm(IMEP 3.9bar)에서 NOx의 배출량을 분석한 것이다. Fig. 15, Fig 16과 마찬가지로 점화가 진각 할수록 NOx의 농도가 증가됨을 보여주고 있다. B연소실, A연소실, C연소실 순으로 NOx의 배출량이 적게 배출됨을 알 수 있다. 또한 1500 rpm(IMEP 3.9bar)일 때와 비슷한 NOx의 배출량을 나타냈다.

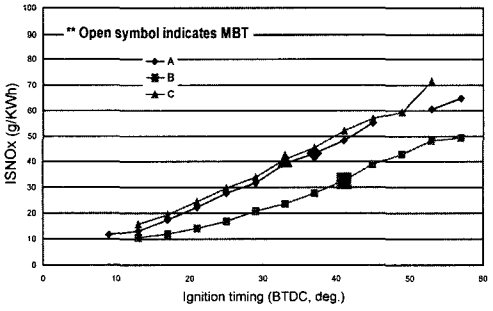



Fig. 16 Ignition timing & Indicated Specific NOx at 2000rpm IMEP 3.2bar

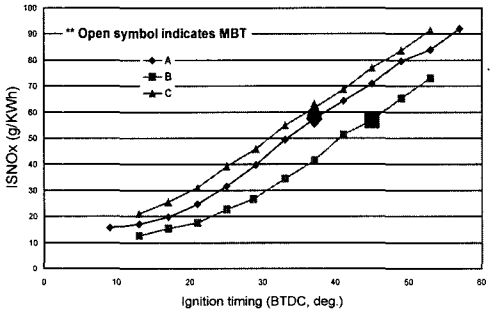



Fig. 17 Ignition timing & Indicated Specific NOx at 2400rpm IMEP 3.9bar

## 4. 결 론

본 연구에서 연소 특성 실험을 바탕으로 다음과 같은 결과를 도출할 수 있었다.

1) 모든 운전상태에서 있어서 실험적으로 설정할 수 있는 최적 점화시기를 선정하였고 점화시기의 변화에 따라 연료소비율이 C의 연소실이 가장 좋은 경향을 보이고 있다.
2) 연소실의 영향에 주로 받고 있는 연소의 안정성을 정량적으로 살펴보면 1500rpm 2.94 - 4.2 값, 2000rpm 2.45 - 5.85 값, 2400rpm 2.75 - 6.8 값을 나타내고 있는데 1500rpm 일 때가 2000, 2400rpm 보다 더 $COV_{imep}$ 값이 더 안정적인 것을 알 수 있다. 따라서 각각의 부분 부하조건(1500, 2000, 2400rpm)에서 C, A, B 연소실 순으로 $COV_{imep}$ 값이 적다.
3) 연소실 형상에 따른 배출가스 분석을 한 결과 HC의 배출량은 회전수가 올라갈수록 줄고 있음을 알 수 있다. 이는 회전수가 증가할수록 연소실 내의 연소가스 온도 상승으로 인해 연소실의 벽온도가 높아지므로 연소실의 벽면의 소염층 두께가 얇아지고 배출가스 중의 탄화수소 농도가 적어진다. HC의 배출량은 B, A, C의 연소실 순으로 적게 나타났다. 그리고 NOx의 배출량을 분석한 결과 B, A, C 연소실 순으로 적게 배출됨을 알 수 있다. 이는 실린더 최고 압력이 낮아질수록 최대 연소가스 온도가 감소하여 NOx의 생성율이 더 낮아지는 결과였다.

따라서 점화시기 변화에 따른 연소실 최고 압력 변화, 또는 연소안정성 및 배출가스 저감을 향상시키기 위해 $COV_{imep}$ 값을 줄일 수 있는 방향과 배기 행정 중의 연소실 및 배기포트에서의 산화반응이 촉진될 수 있는 방향으로 설계할 필요가 있다고 본다.

## 후 기

이 논문은 2003년도 두뇌한국 21사업 학술연구비 지원에 의하여 연구된 결과로 이에 관계자 여러분께 감사의 말씀을 드립니다.

## References


1) S. Pischinger, J. B. Heywood, "A Model for Flame Kernel Development in a Spark Ignition Engine." Twenty Third Symposium (International) On Combustion/The Combustion Institute, pp.1033-1040, 1990.
2) K. Ishii, O. Aoki, Y. Ujiie, M. Kono, "Investigation of Ignition by Composite Sparks under High Turbulence Intensity Condition," Twenty Forth Symposium (Intern -ational) On Combustion/The Combustion Institute, pp.1793-1798, 1992.
3) C. Arcoumanis, C. S. Bae, "Correlation between Spark Ignition Characteristics and Flame Development in a Constant Volume Combustion Chamber," SAE 920413, pp.556-570, 1992.
4) R. Herweg, P. Begleris, A. Zettlitz, G. F. W. Ziegler, "Flow Field Effects on Flame Kernel Formation in a Spark-ignition Engine," SAE 881639, pp.826-846, 1988.
5) D. R. Lancaster, "Effect of Turbulence on Spark Ignition Engine Combustion," SAE 760160, 1976.
6) J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, New York, pp.413-418, 1987.
7) Y. C. Han, D. J Kim, A New Edition of Internal Combustion Engine, Munundang Press, pp.100-106, 1997.
8) G. J. Yoon, "Developing Trend on the Gasoline ULEV Technology," Journal of KSAE, Vol.20, No.2, pp.26-35, 1998.
9) Y. J. Chung, "The Determination of Flame Factor Based on Turbulence Flow in Combustion Chamber and Analysis of Flame Speed" Sung Kyun Kwan University of Dept. of Mechanical Engineering Graduate School, pp.18-28, 51-53, 1991.
10) J. S. Park, "Effects of the Swirl Velocity and Chamber Configuration on the Charac -teristics of Combustion Ignited by Plasma Jets," Soongsil University of Dept. of Mechanical Engineering Graduate School, pp.111-125, 2001.
11) S. H. Hwang, J. Lee, K. D. Min, "A Study on mixture Preparation in a Port Fuel Injection SI Engine During Engine Starting," Transactions of KSAE, Vol.10, No.4, pp.15-22, 2002.