

# SI 엔진의 텀블 유동과 화염전파 Tumble flow motion and flame propagation in a SI engine

지 명 석\*  
Myoung-Seok Jie\*

### <Abstract>

In this study, single cylinder engines with different tumble ratio were made to find out in-cylinder fluid motion and flame propagation. Tumble ratio derived from the steady state flow rig test. Flame propagation speed was obtained using cylinder head gasket ionization probe and the piston ionization probe. And the combustion pressure in cylinder was measured to analyze the combustion characteristics. In case of high tumble engine, BSFC and BSHC were decreased and BSNOx was increased at part load test. Also BMEP and combustion peak pressure was increased at full load test. Tumble flow motion had an great effects on initial burning period rather than main burning period in part load test.

**Key words : tumble flow motion , flame propagation, ionization probe**

## 1. 서 론

실린더내의 유동은 연소현상에 중요한 역할을 하고 있으며 흡기 포트에 의해 생성된 난류는 초기 화염 성장과 연소기간에 중요한 역할을 한다.<sup>[1]</sup> 특히 엄격해지는 배기가스 규제와 연비향상을 위하여 선회 유동에 대한 연구가 계속 진행되어 왔다. 그러나 실린더내의 선회유동은 주연소기간을 길게 하므로 엔진성능 저하와 열 손실 증대 등을 가져온다. 따라서 주 연

소 속도를 조절하면서 연소속도를 증진시킬 필요가 있게되었으며 텀블 유동이 이 조건을 만족시킬 수 있는 것으로 기대되고 있다. 본 실험에서는 가솔린 엔진의 실린더 내 유동이 엔진 성능과 화염전파에 미치는 영향을 파악하기 위하여 텀블 강도가 서로 다른 2개의 단기통 실린더 헤드를 제작하여 실험하였다. 지금까지는 엔진의 연소상태를 측정하기 위하여 연소압력 측정에 의한 열역학적 해석이 주로 사용되었는데 연소 압력은 연소특성을 파악하기 위한

\*정회원, 대천대학 기계자동차학부 전임강사·공학석사  
차량 기술사, 인하대학교 대학원 졸업  
355-830, 보령시 주포면 관산리  
E-mail jms@www.dcc.ac.kr

Instructor, Dept. of Mechanical-Automobile Engineering,  
Daechon College. Professional Engineer Graduate from  
Inha University  
Jupomyun, Boryungsi, Chungnam, 355-830, KOREA

필수적인 데이터이지만 연소압력측정에 의해서  
는 화염전파과정을 알 수 없고 연소된 가스 체  
적만을 알 수 있으므로 다차원적인 해석에 제  
약이 따른다. 따라서 연소실내의 화염전파과  
정을 측정하기 위하여 고속 카메라를 사용하  
기도 하지만 장비의 가격이 매우 고가이고 측  
정된 데이터도 정성적인 값만을 얻을 수 있  
으므로 한계가 있다. 그러나 이온 프로브를  
이용한 화염전파 측정기술은 값싸고 측정하  
기 편리하며 연소압력과 함께 사용될 때  
연소현상을 좀더 상세하게 분석할 수 있  
게 해준다<sup>[2,3]</sup>. 본 실험에서는 실린더  
헤드 개스킷에 이온프로브를 장착하여  
평균 화염전파속도를 측정하였고 피스  
톤에 이온 프로브를 장착하여 연소실내의  
화염전파과정을 측정하였다.

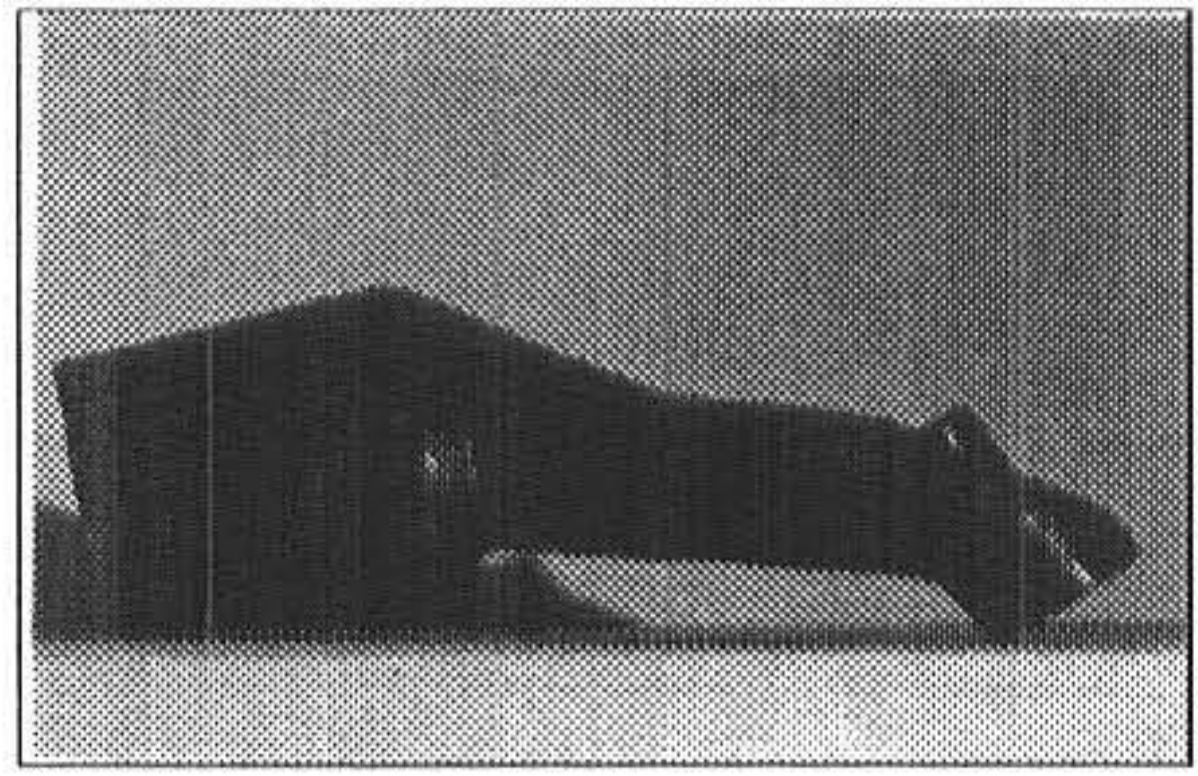
## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 엔진 제원

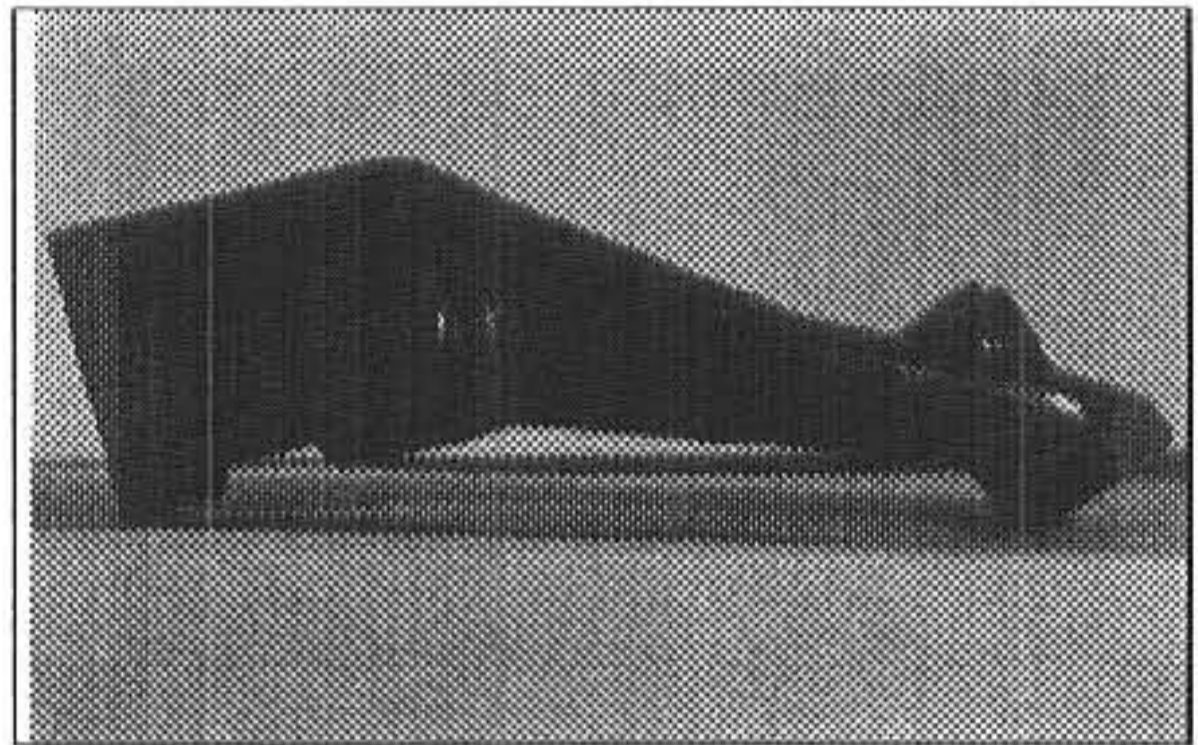
본 실험에서는 실린더 체적효율과 연소효  
율을 증대시키기 위하여 흡기와 배기 밸브가  
각각 2개인 단기통 엔진을 제작하였다. 실  
린더헤드에 적용된 2개의 흡기포트의 형상  
은 사진 1과 같다. Type 2는 실린더내 텀  
블 유동효과를 크게 하기 위하여 흡기포  
트의 상부각도를 크게 하였고 흡기포트의  
단면적을 역삼각형이 되게 하여 포트의  
상부면으로 많은 유동이 흐를 수 있도록  
하였다. 본 실험에 사용된 엔진의 제원은  
표 1과 같다.

### 2.2 정상상태 유동특성 측정

단기통 엔진의 텀블계수와 유동 저항계수  
같은 유동 특성을 측정하기 위하여 실제  
엔진과 같이 Blow-Down Type 유동을  
갖는 Flow Bench 와 Impulse Swirl  
Meter (Ricardo)를 사용하였다. 유량조  
절은 포트내 유동이 난류 유동영역에  
들어가도록 실린더 헤드 입구와 실린  
더 헤드면에서 보어(Bore)의 1.75배  
떨어진 곳의 압력차이를  $\Delta P = 381\text{mmH}_2\text{O}$   
로 유지하였다.



(a) Type 1



(b) Type 2

사진 1. 흡기포트의 형상

표 1. 엔진 제원표

실린더 수	1
보어(mm)	82.00
행정(mm)	85.00
배기량(cc)	448.9
밸브수	흡기 2, 배기2
압축비	10 : 1
연소실 형상	Pent - roof
밸브 타이밍	10/50 50/10

보어(Bore)의 1.75배 떨어진 곳에서  $\Delta P$ 를  
측정하는 이유는 흡기밸브를 지난 난류유  
동이 충분히 발달하여 이 부분에서 압  
력의 변화가 적기 때문이다. 그리고  
흡기밸브는 1mm씩 최대 밸브 양  
정인 10mm까지 올리며 각 상태에서  
흡기포트를 지나는 유량과 실린더내  
의 와류계수를

측정하였다. 유량계수와 와류계수의 정의는 부록에 정의되어 있으며 본 실험에 사용된 실린더헤드의 흡기포트 유동 특성은 표 2와 같다.

표 2. 흡기포트 유동 특성

구 분	Type 1	Type 2
Tumble Ratio	0.607	0.871
Flow Coefficient	0.426	0.388

2.3 연소압력과 배기가스 측정

연소 압력 측정은 실린더 헤드에 piezo electric 압력센서(kistler type 6001)를 장착하였고 DSP의 data acquisition system (ACAP 3.0)을 이용하여 200개의 사이클을 연속적으로 측정하여 앙상블 평균값(ensemble average)을 취하였다.

배기가스 측정은 배기가스 분석기(Horiba 3000)를 사용하여 배기관에서 정상상태로 30초간 샘플링하여 측정하였다. 배기가스 분석기에서 CO와 CO<sub>2</sub>의 분석은 가스성분에 따라 적외선 흡수 량의 차이가 발생하는 비분산 적외선법(Non Dispersive Infrared Method)이 사용되었고 THC 측정은 수소 불꽃에 의한 고온에서의 이온화 현상을 이용하여 탄화수소를 측정할 수 있는 수소염 이온화법(Flame Ionization Detector)이 적용되었으며 NOx의 측정은 NO가스와 O<sub>3</sub>가스를 화학반응 시킬 때 NO가스의 질량 유량에 비례하여 발생하는 빛의 파장을 광전자 증배관에서 측정하는 화학발광법(Chemiluminescent Detector)이 적용되었다. 실험장치의 구성도는 그림 1과 같다.

2.4 화염 전파 측정

이온 프로브는 연소실내의 화염전파에 대한 정보를 제공할 수 있으며 연소압력과 함께 사용될 때 연소현상을 좀더 상세하게 분석할 수

있게 해준다. 본 실험에서는 연소실 끝단에서의

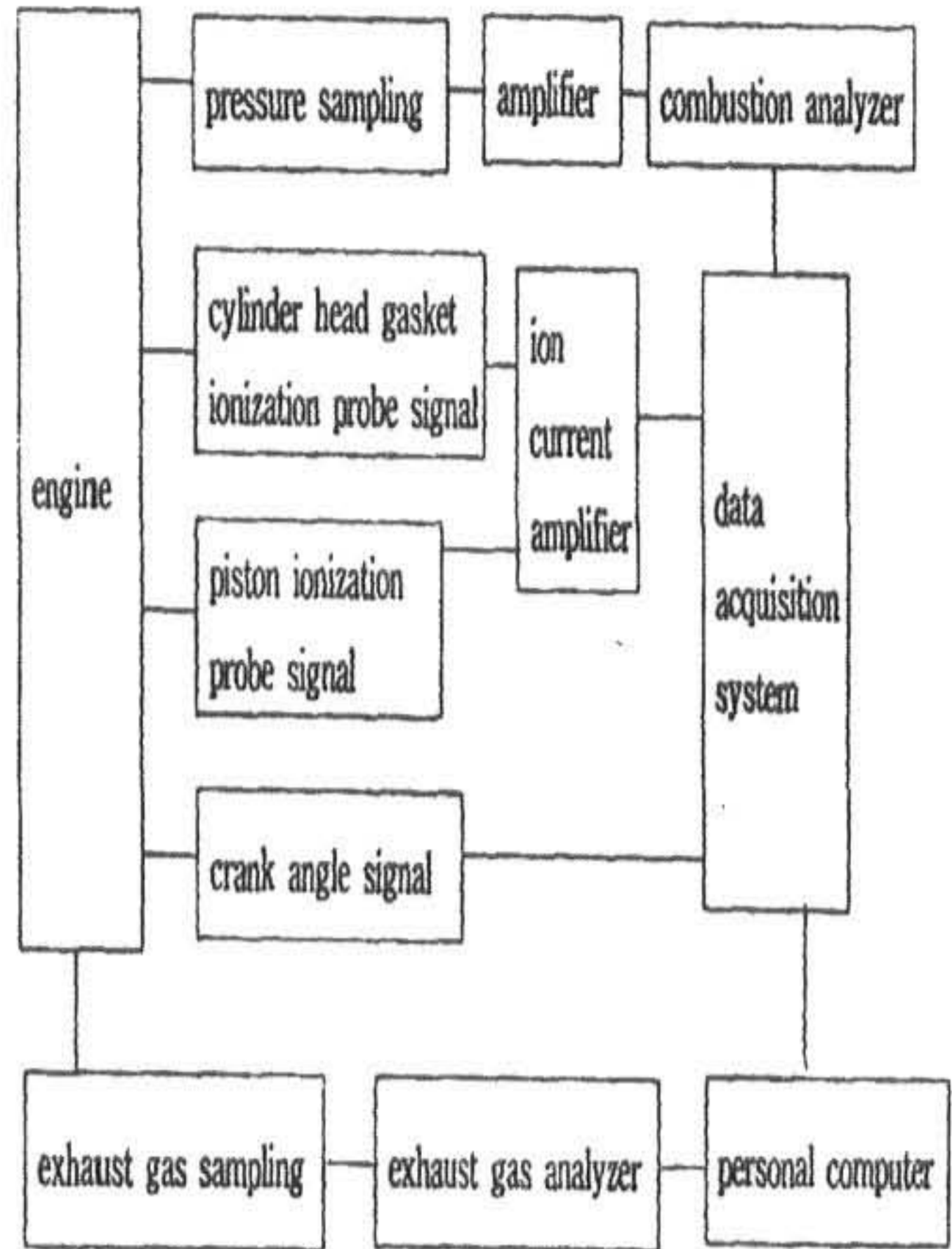


그림 1. 실험장치 구성도

화염 도달시간을 측정하기 위하여 실린더헤드 개스켓 이온 프로브를 제작하였다 이온프로브의 Wiring Pattern은 그림 2와 같다. 헤드 개스켓 이온 프로브는 연소실 안으로 약 1mm 돌출 되게 하였으며 내열성 액상 개스켓으로 이온 프로브를 고정 하였다. 그러나 실린더헤드 개스켓 이온 프로브는 실린더 끝단에서 화염을 측정하므로 평균 유속만 측정하는 한계가 있다. 따라서 본 실험에서는 연소실내에서 화염이 전파되는 과정을 파악하기 위하여 피스톤에 이온 프로브를 장착하여 화염 전파 속도를 측정하였다 피스톤 이온 프로브는 양산 엔진의 피스톤에 그림 3과 같이 장착되었다. 내열성 세라믹 에폭시를 사용하여 피스톤 이온 프로브를 고정하였고 이온 프로브 와이어를 크랭크케이스 밖으로 유도하기 위하여 Linkage System을 설계하였다.

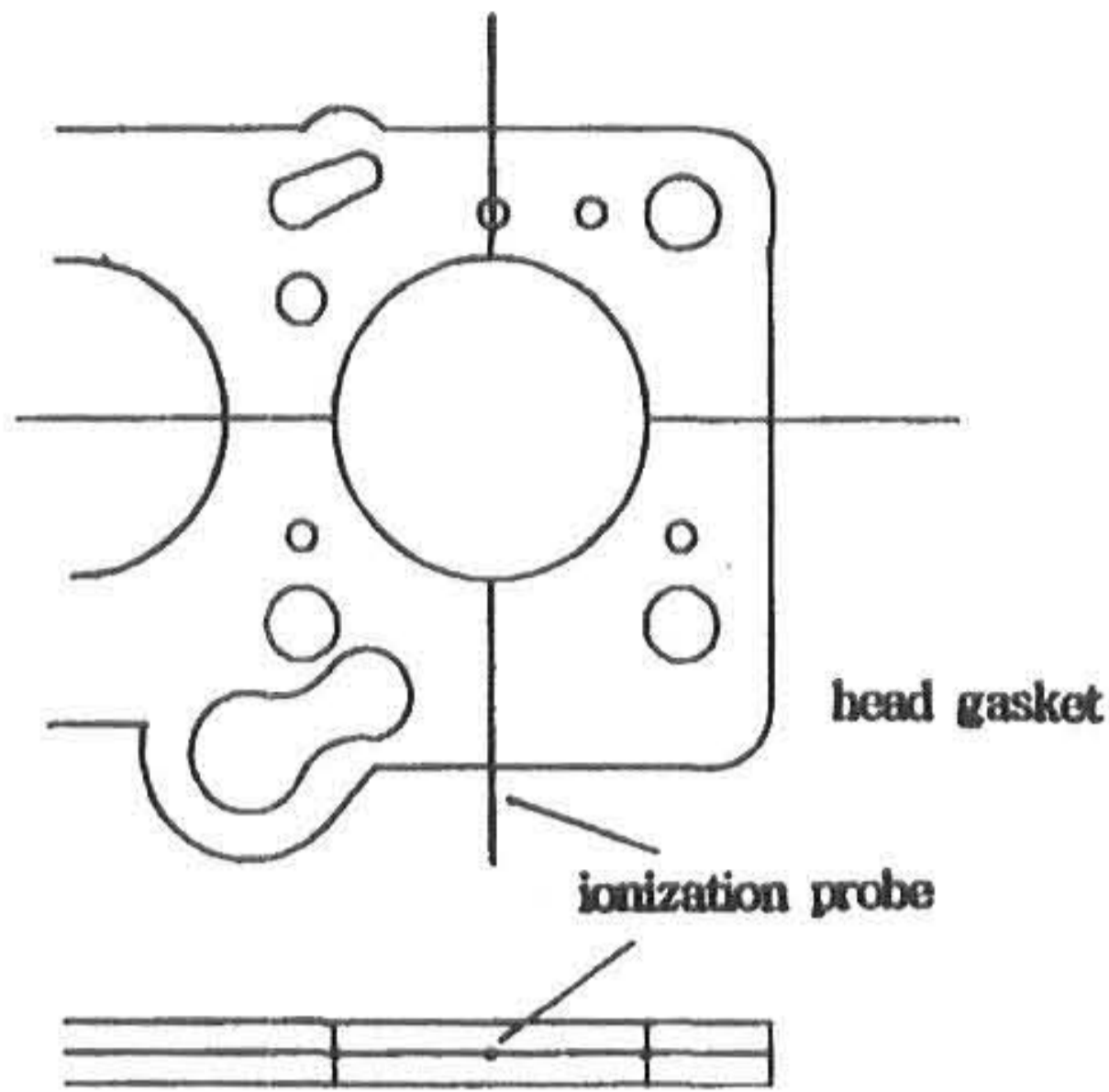


그림 2. 실린더 헤드 개스킷 이온 프로브

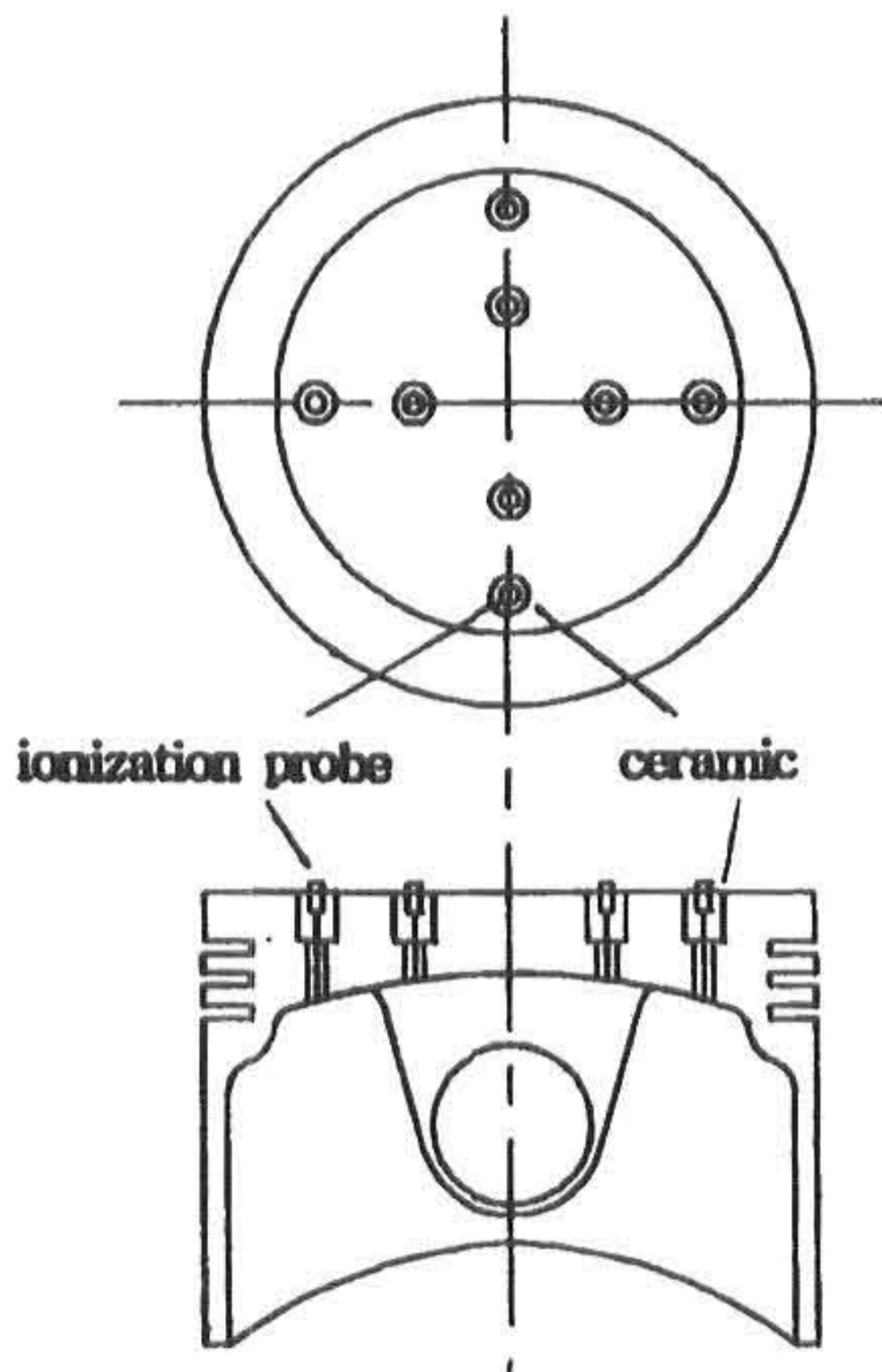


그림 3. 피스톤 이온 프로브

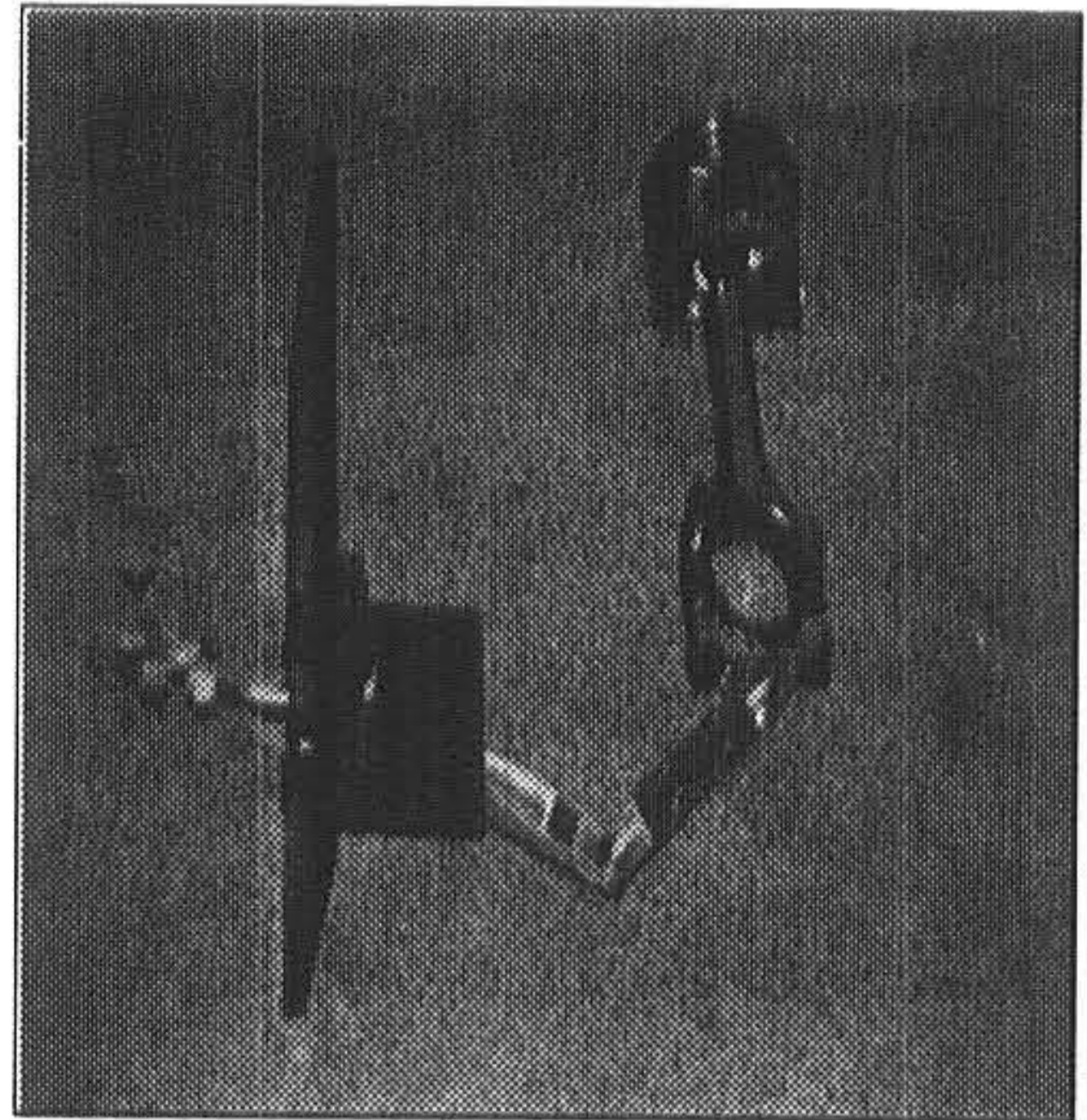


사진2. Linkage system

이온 프로브는 0.5mm 와이어의 끝단에 은납을 이용하여 프로브 끝단의 지름이 약 1mm가 되도록 가공 하였으며 화염을 쉽게 검출 할 수 있도록 프로브는 피스톤의 상면보다 1mm 돌출되게 장착하였다. 이온 프로브에는 DC Power Supply에 의해서 그라운드와 300 V의 전위차가 존재하게 되며 화염면이 이온 프로브에 도달하게 되면 화염에 존재하는 많은 이온들  $CHO^+$ ,  $CH_3O^+$ ,  $C_3H_3^+$ ,  $H_3O^+$ ,  $NO^+$  등에 의해 이온프로브에 대기하고 있던 고전압이 흐르게되며 이것을 이온 전류증폭기(Sokken HG-164)로 증폭하여 Voltage로 출력한다.

이때 최대 출력값은 약 15 V 이다. 화염면이 이온 프로브에 도달하면 출력값이 급격하게 상승되므로 Threshold는 1 V로 정하였으며 Threshold를 지나는 시점의 크랭크 각도를 화염이 이온 프로브에 도달한 시간으로 하였다. 샘플링 데이터는 30개의 평균값을 취하였다.

### 3. 시험 결과 및 검토

#### 3.1 엔진 성능 시험

엔진 성능시험은 1800 RPM 2.0 Bar BMEP와 2400 RPM 2.5 Bar BMEP 부분 부하에서 수행 하였으며 얻어진 결과를 그림 4와 그림 5에 표

시하였다.

간이 Type 1 엔진보다 짧음을 알 수 있다. 그러나 주 연소기간은 두 가지 타입이 큰 차이를 보이지 않는다. 이 결과로부터 텀블 유동은 부분부하시 주 연소기간보다 초기 연소기간에 더욱 영향을 미치는 것으로 판단된다. 초기 연소속도의 증가는 안정된 연소를 이룰 수 있게 하므로 텀블유동이 연소효율 향상에 도움을 준다고 볼 수 있다.

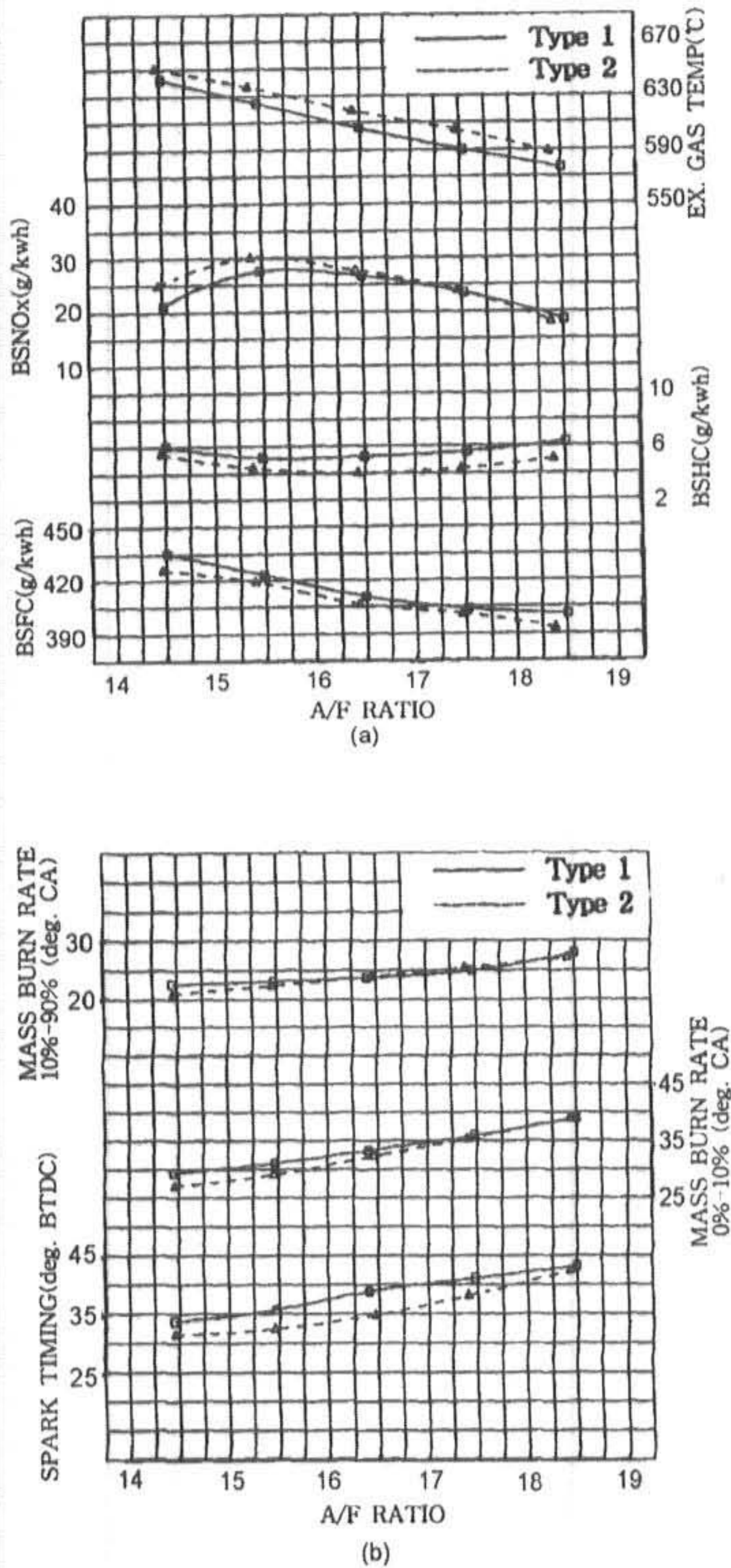


그림 4. Mixture response test ( 1800 RPM 2.0 bar BMEP )

텀블 강도가 큰 Type 2 엔진은 Type 1 엔진보다 BSFC와 BSHC가 감소하는 경향을 보인다. 그러나 BSNO<sub>x</sub>와 배기가스 온도는 Type 1 엔진보다 증가하며 MBT는 지연된다. 또한 연소압력으로부터 계산된 질량연소율(Mass Burn Rate)을 살펴보면 Type 2 엔진의 초기 연소 기

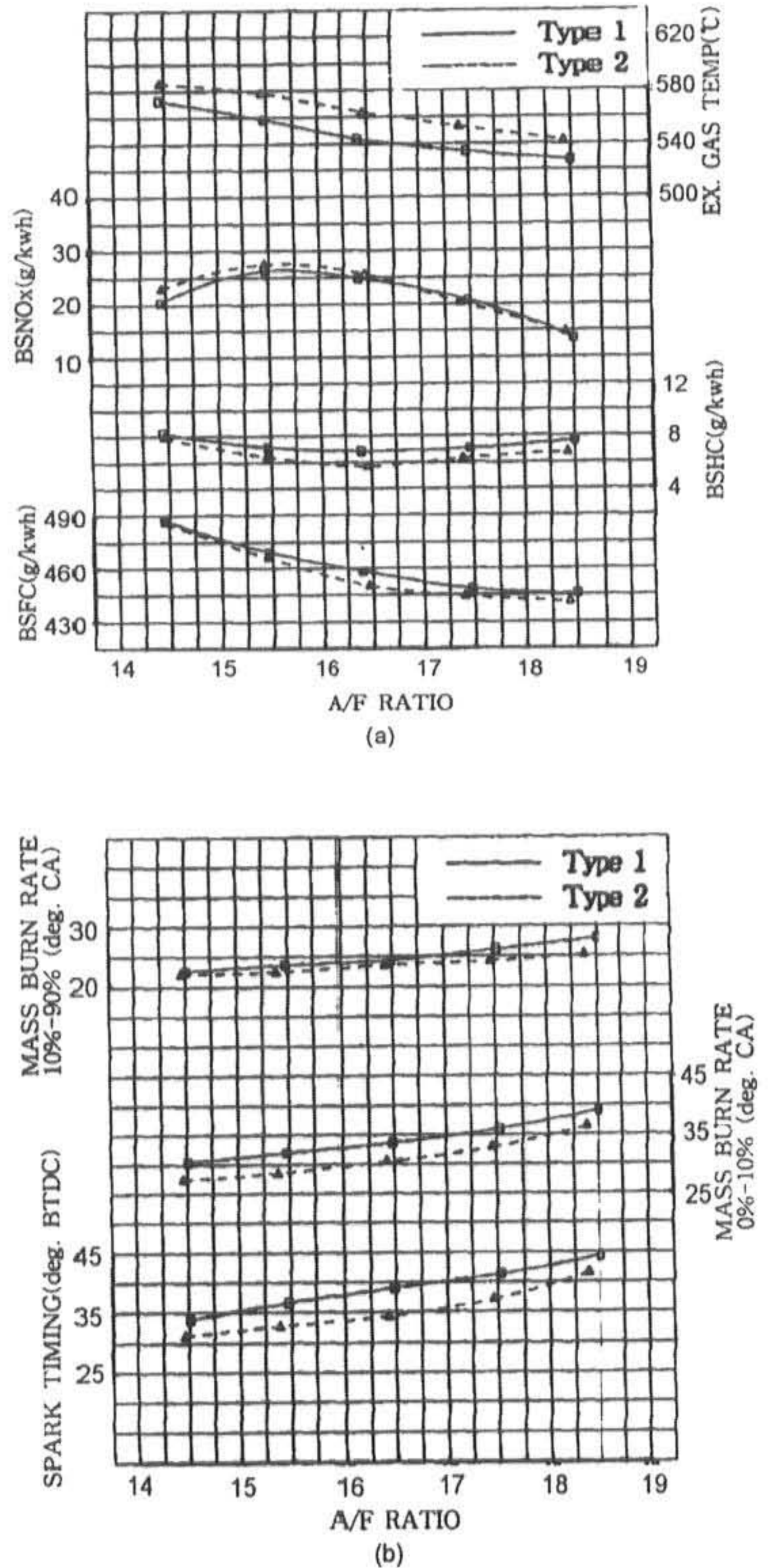


그림 5. Mixture response test ( 2400 RPM 2.5 bar BMEP )

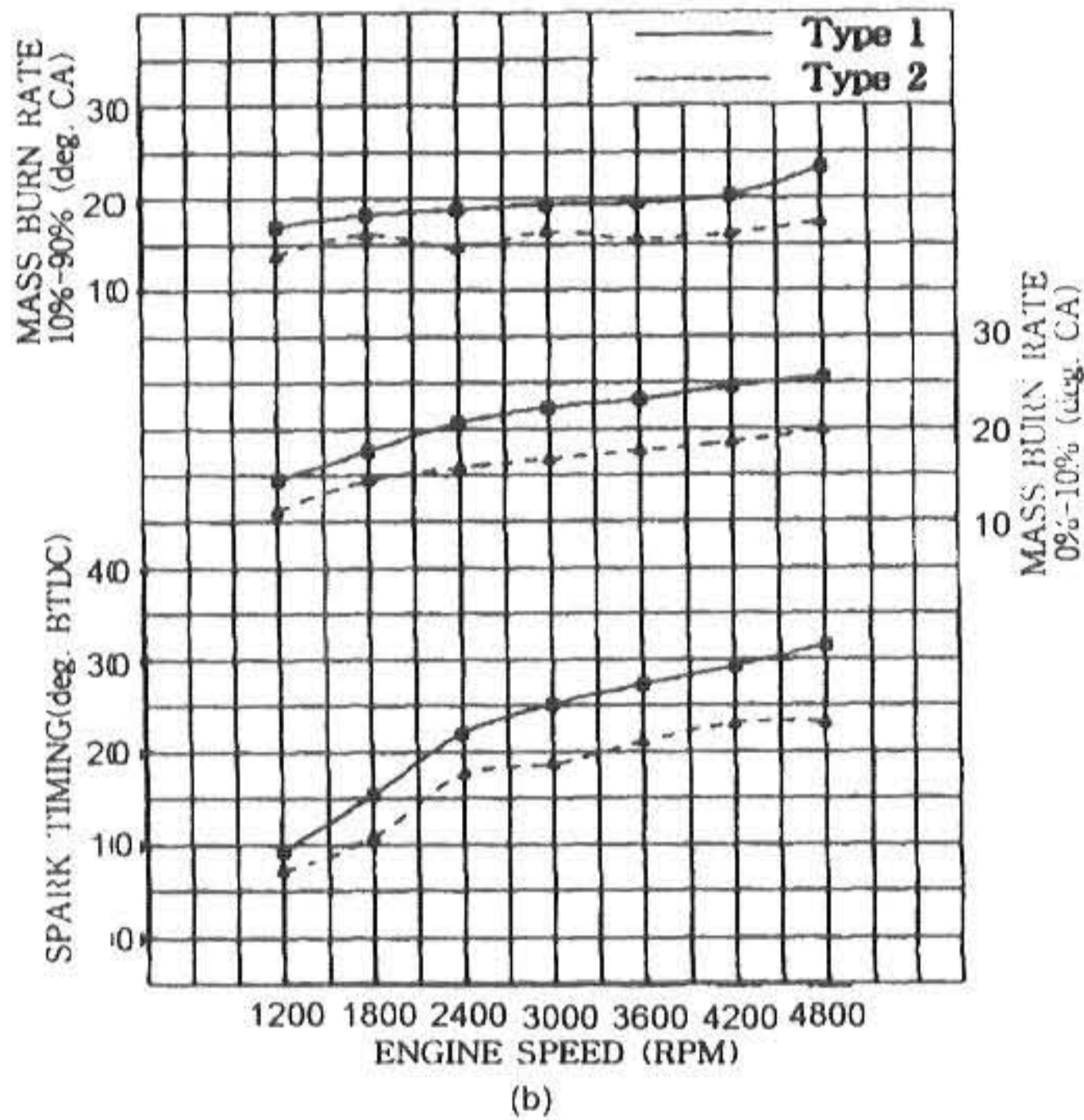
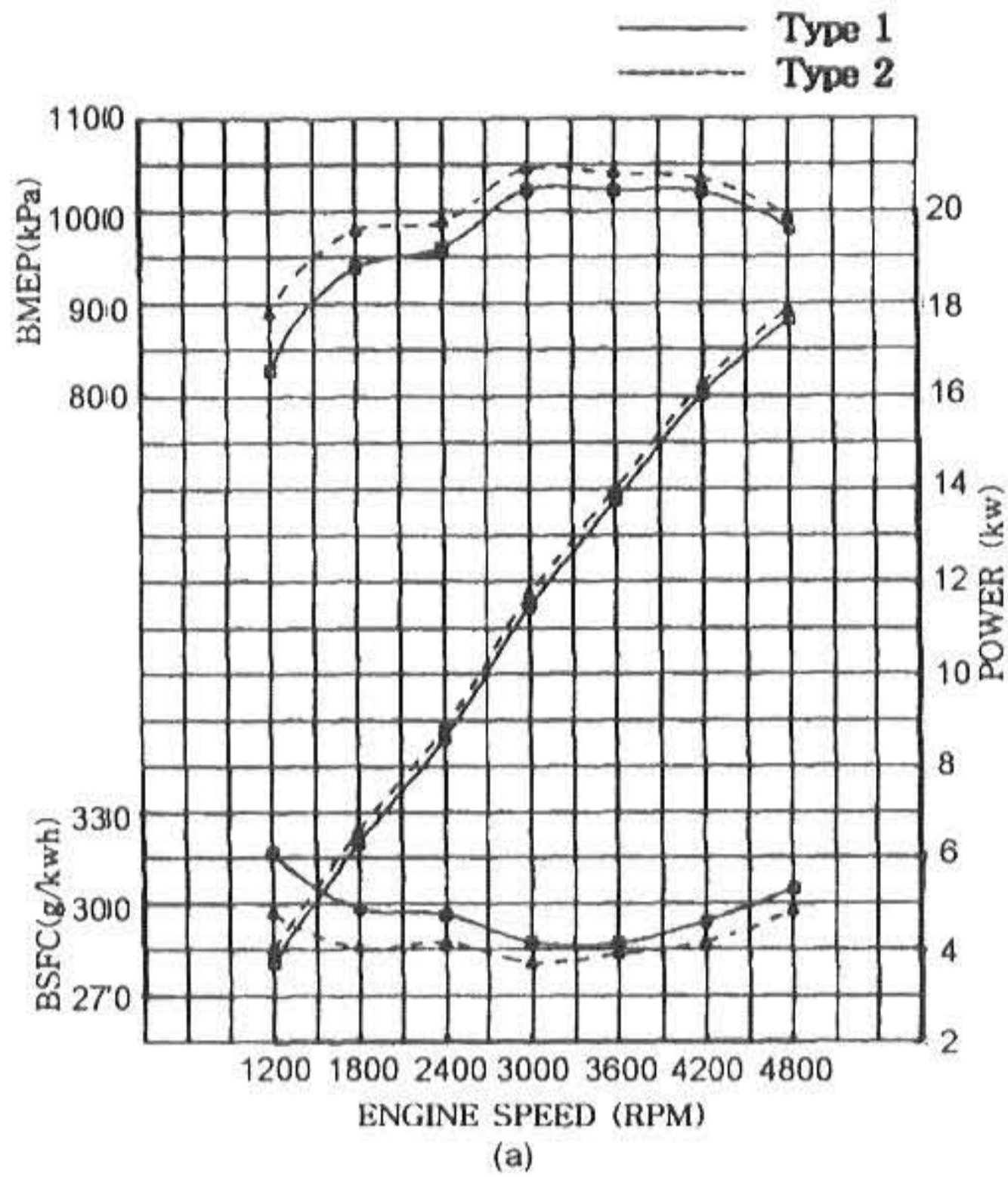


그림 6. Full load performance test

두가지 Type의 전 부하 시험 결과는 그림 6과 같다. Type 2 엔진의 경우 BMEP는 증가하였으며 BSFC는 감소하였다. 그러나 RPM이 높을 경우 그 차이는 감소하였다 그 이유는 RPM이 증가하며 실린더 내 유속이 빨라져서 Type 1의 경우도 난류강도가 강해지므로 Tumble 효과가 감소하기 때문으로 판단된다. 또한 Type

2 엔진의 연소 기간은 Type 1 보다 짧게 나타났다.

그림 7은 1800 RPM과 4800 RPM의 전 부하 시 압력곡선을 보여준다. 이 그림에서 Type 2 엔진의 최고 압력은 Type 1 보다 큰 것을 보여준다. 이상의 결과로부터 텀블 유동은 연소 효율 향상에 좋은 영향을 미치는 것으로 판단된다.

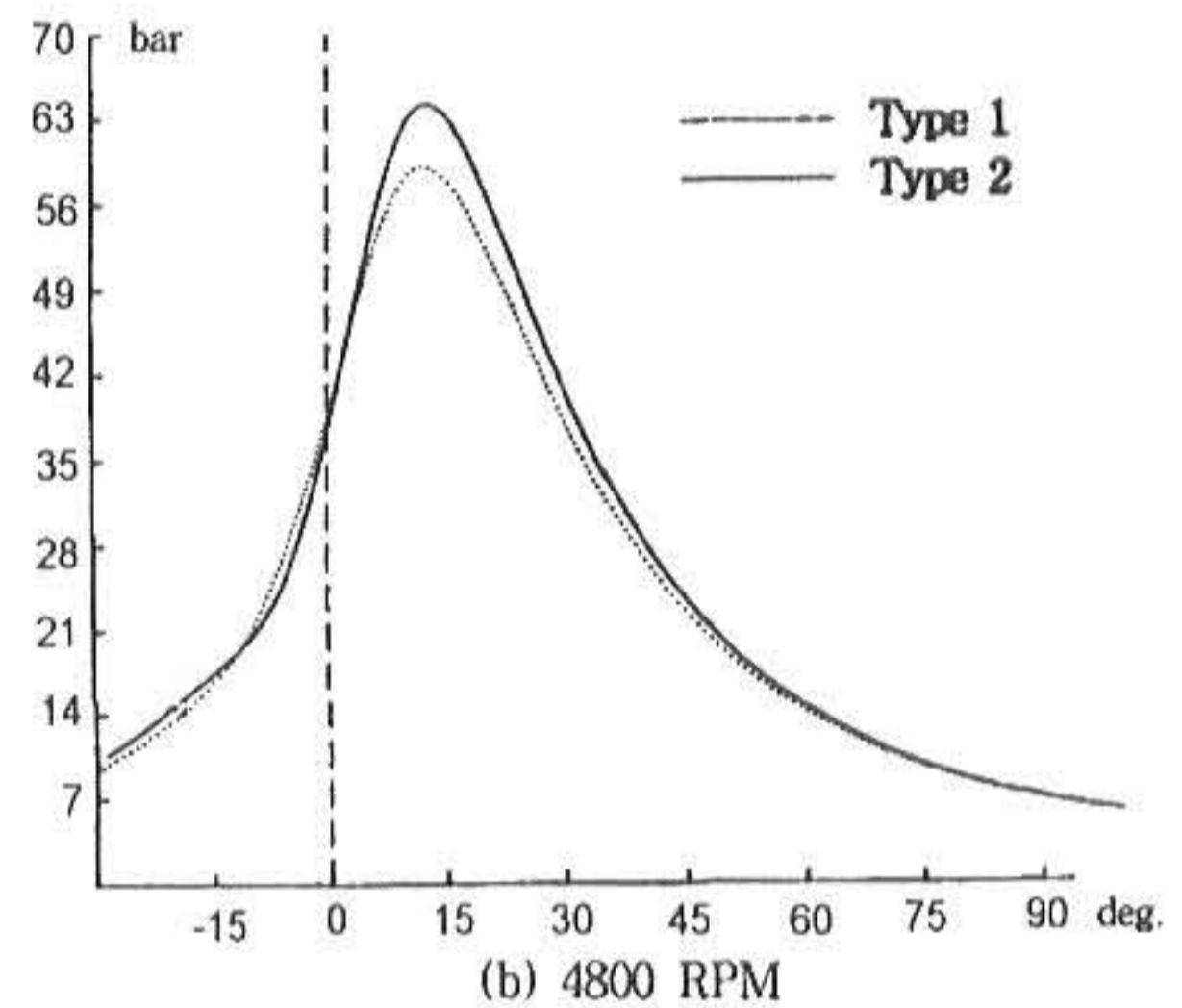
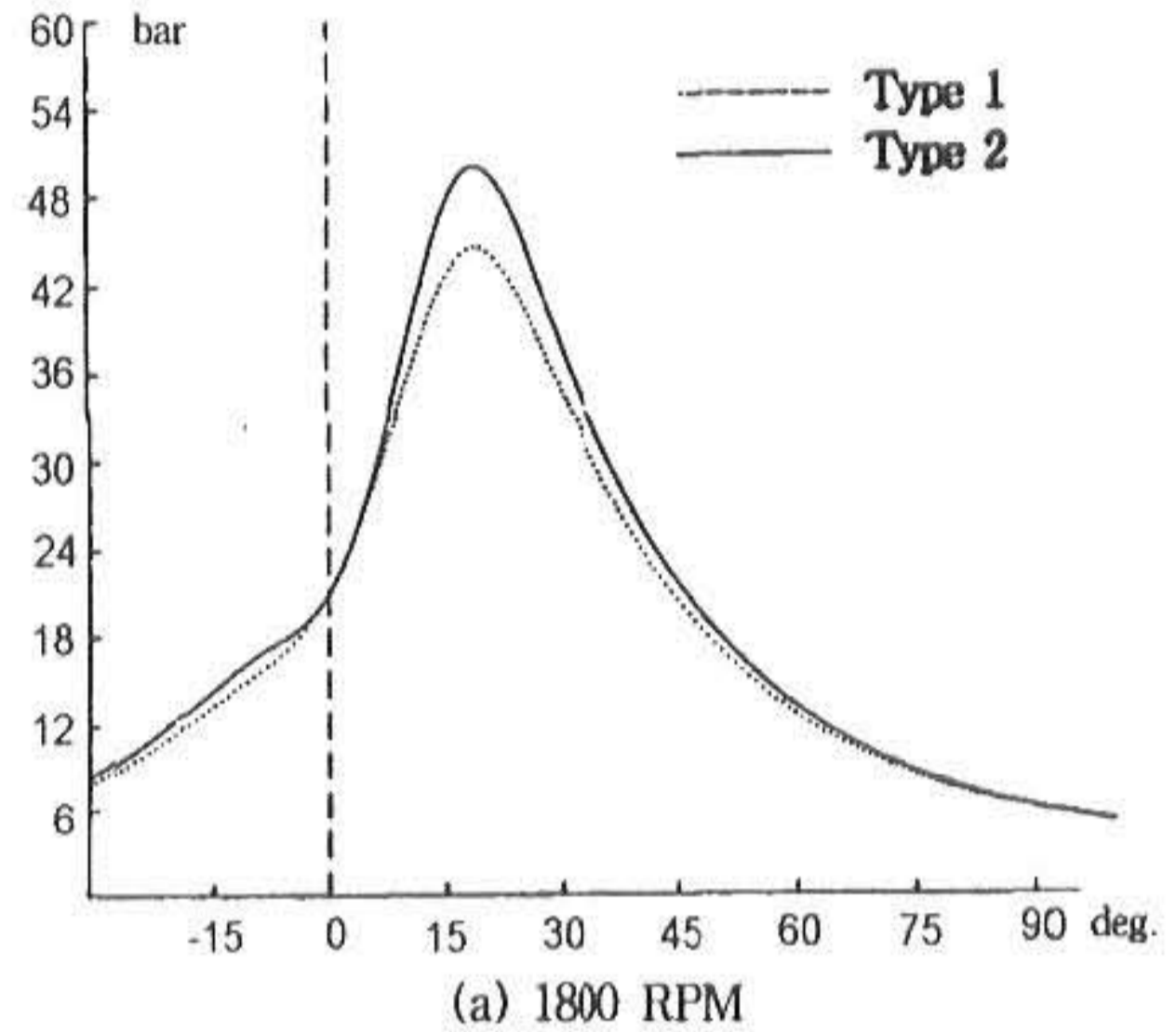


그림 7. Combustion pressure at WOT

### 3.2 화염 전파 측정 시험

실린더 헤드 가스켓 이온 프로브를 이용하여 1800 RPM 2.0 Bar BMEP에서 공연비를 변경하며 측정한 화염 전파속도는 그림 8과 같다. 화염 전파속도는 공연비가 농후한 경우가 희박

한 경우보다 빠르게 나타난다.

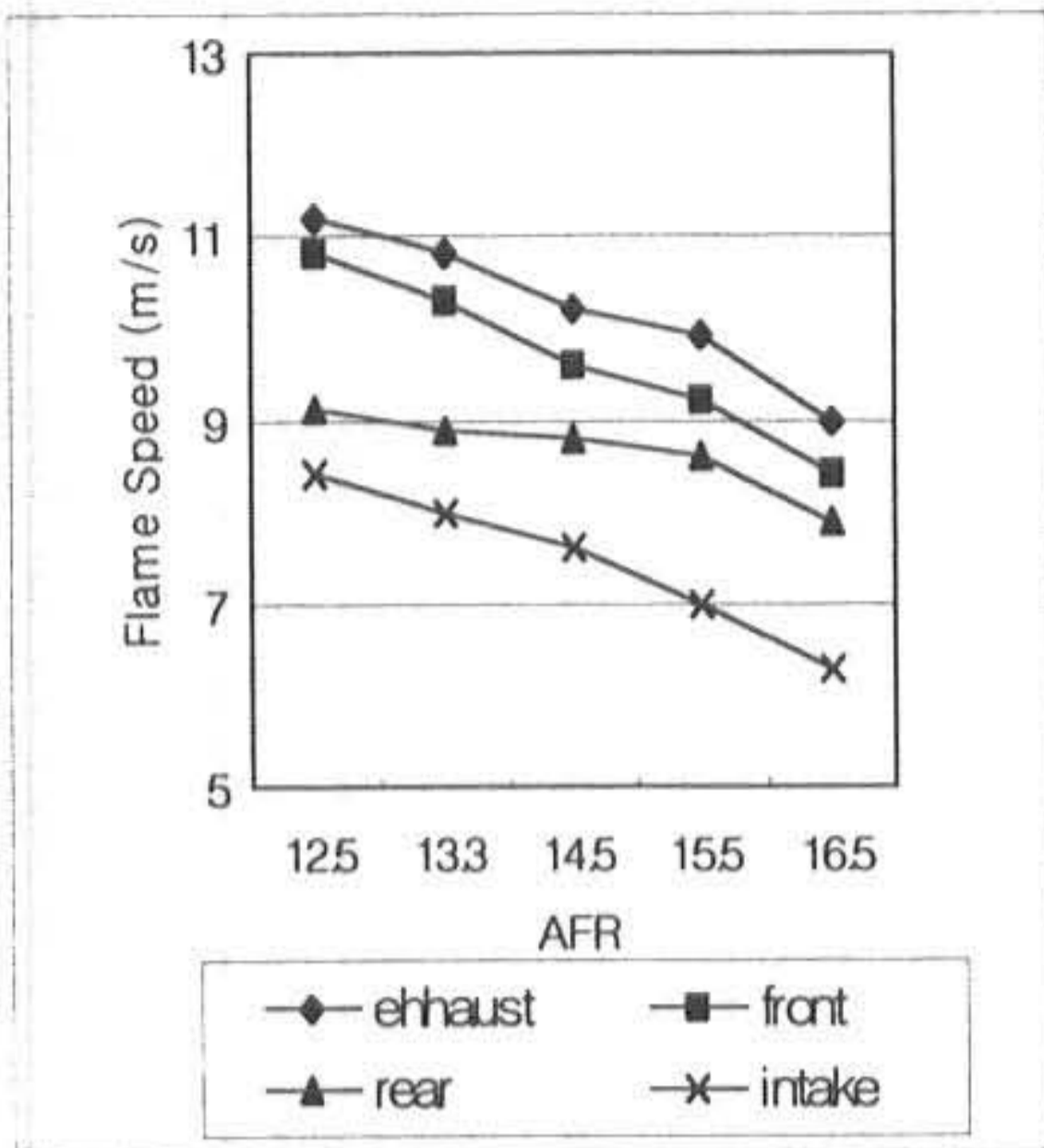


그림 8. Flame speed for different AFR ( 1800 RPM 2.0 bar BMEP, MBT )

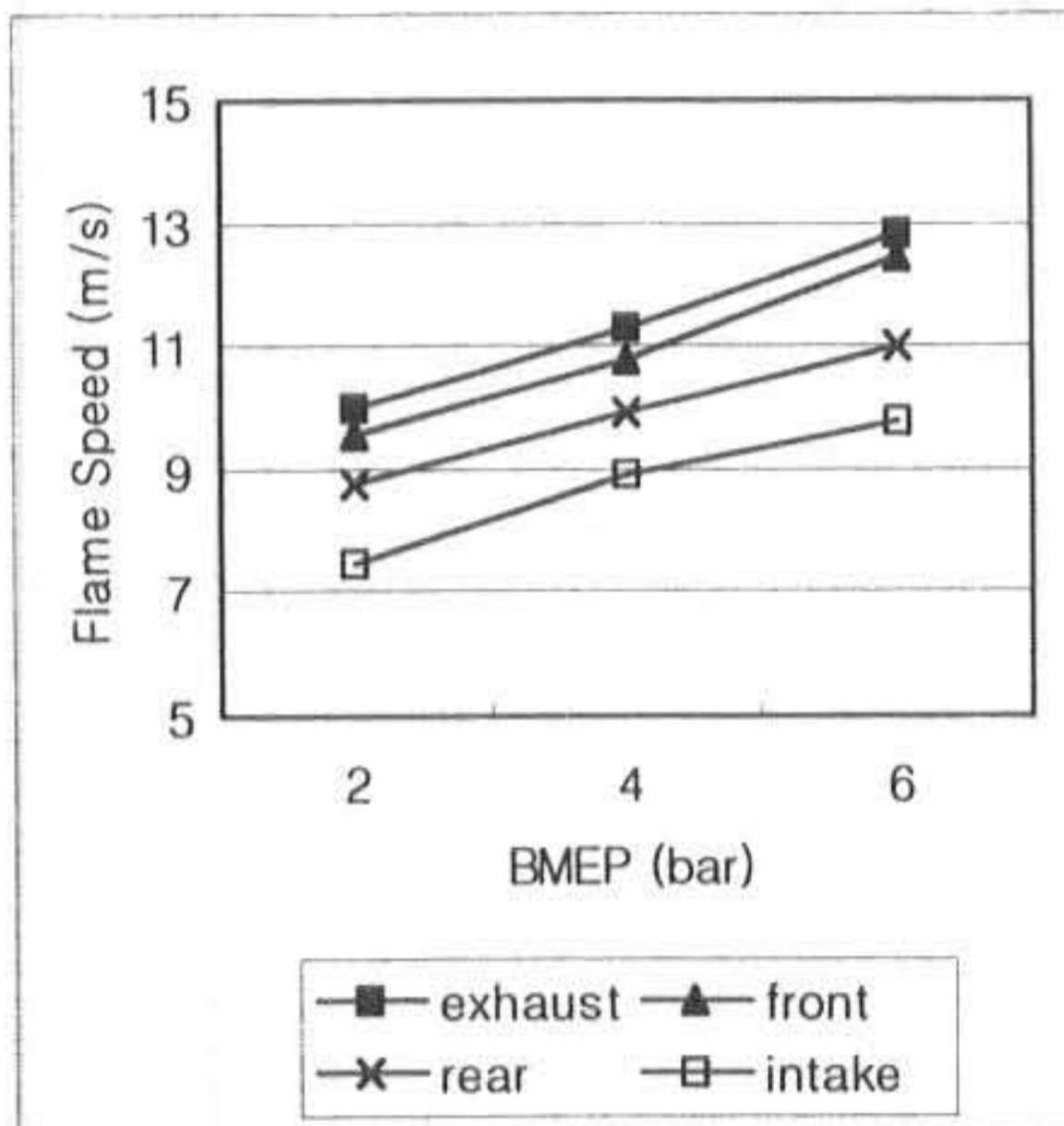


그림 9. Flame speed for different load ( 1800 RPM AFR 14:1 )

그림 9는 1800 RPM에서 공연비를 14:1을 유지하며 부하를 2, 4, 6, Bar BMEP로 변경할 때의 화염 전파속도를 보여준다. 부하가 증가하면 화염 전파속도는 증가한다. 이것은 연소실내의 유량이 증가하며 유속이 빨라졌기 때문이다.

실린더 헤드 개스킷 이온 프로브를 이용하여 1800 RPM 2.5 Bar BMEP에서 측정한 평균 화염전파속도는 그림 10과 같다.

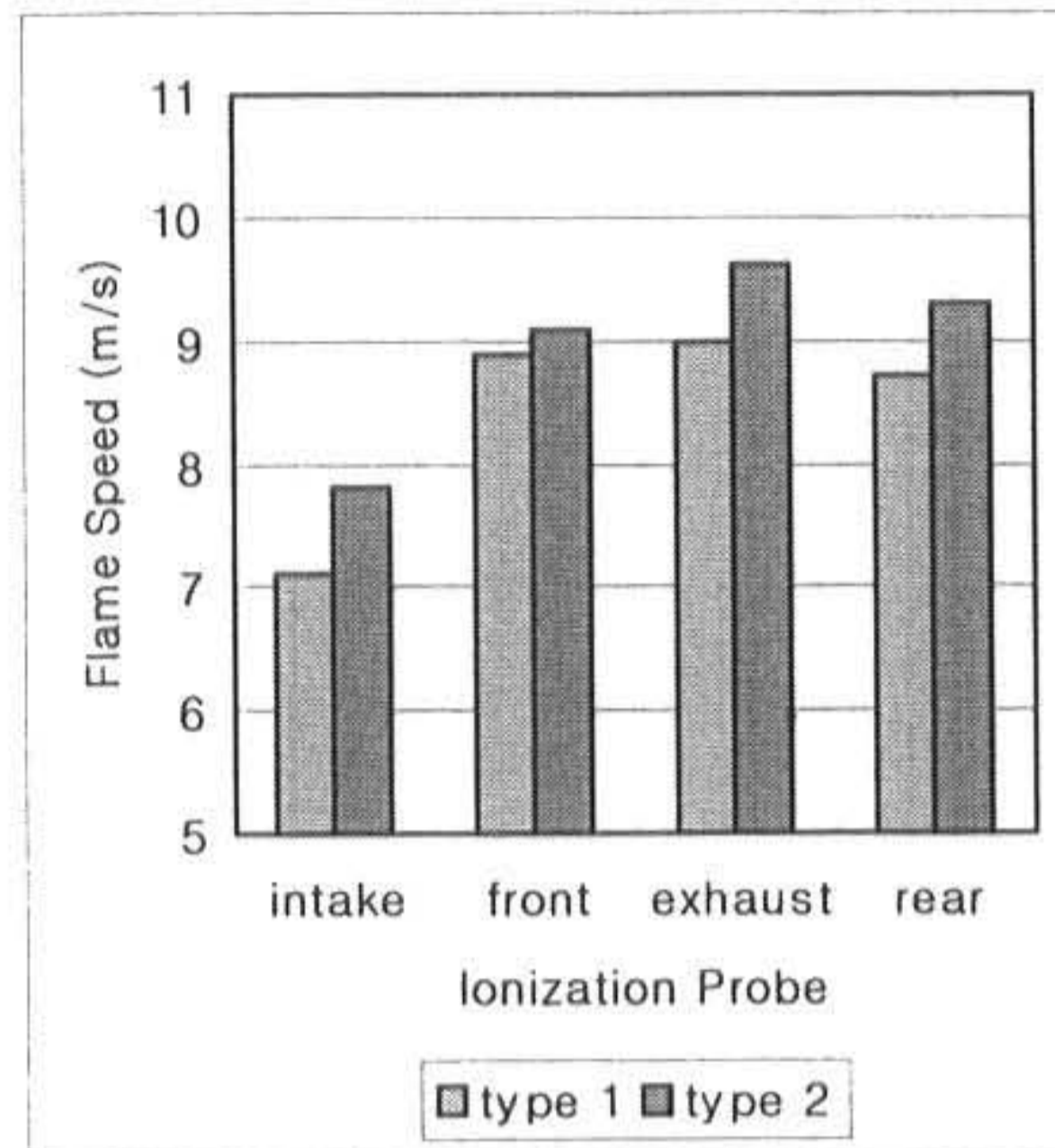
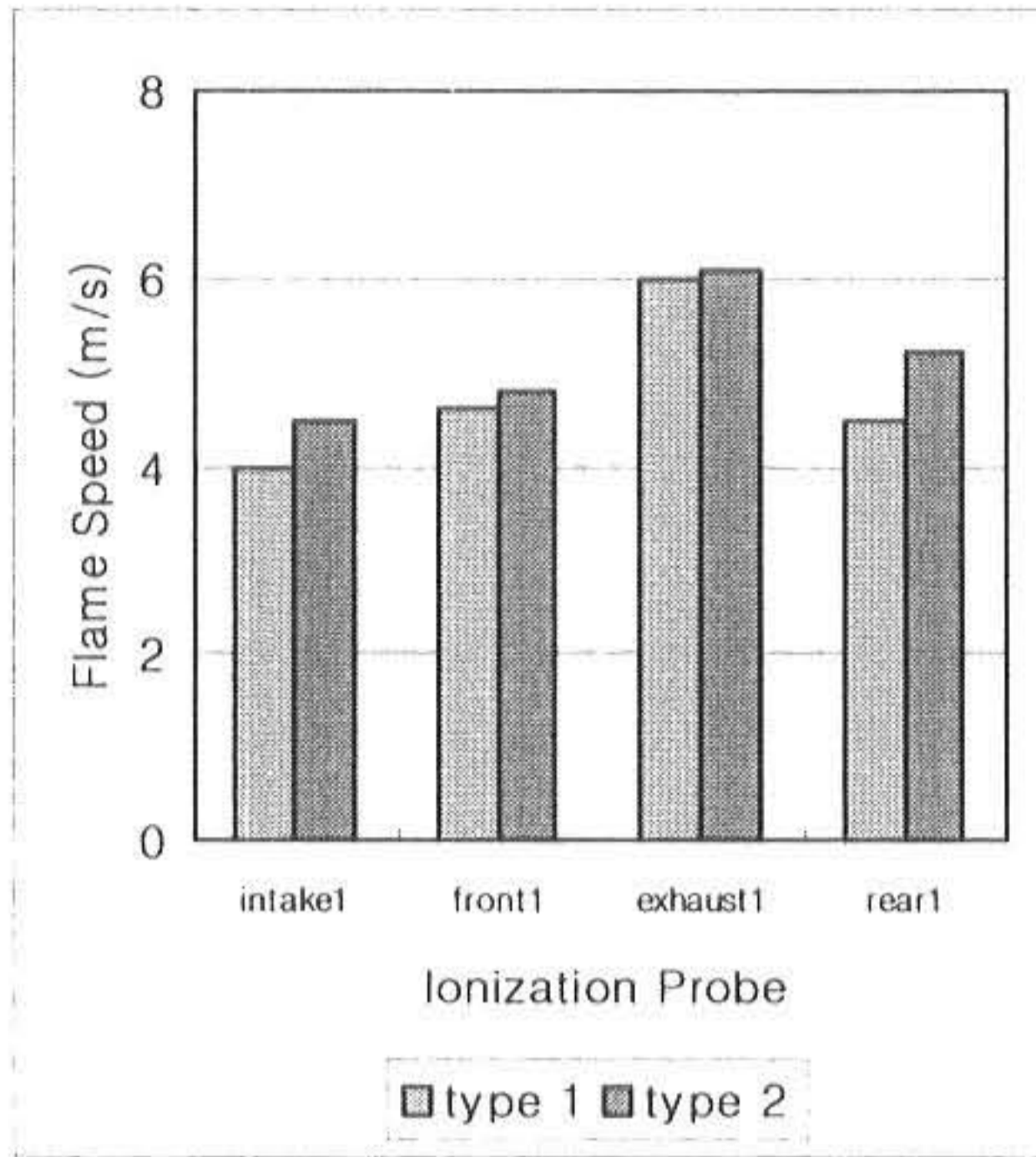


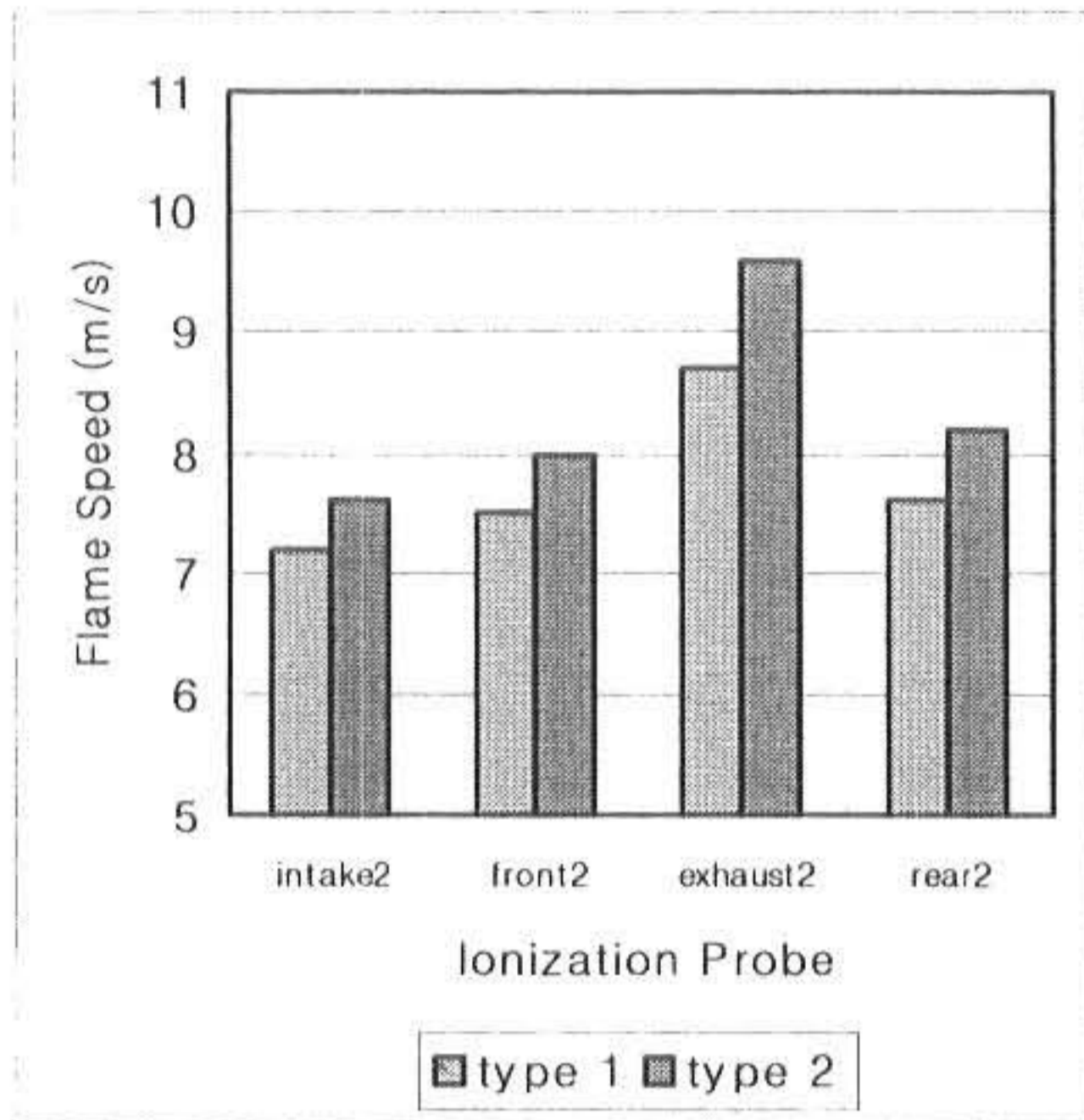
그림 10. Flame speed for different engine using the gasket ionization probe ( 1800 RPM 2.0 bar BMEP, S/A=31° BTDC )

Type 2의 화염 전파속도는 Type 1 보다 빠르게 나타나고 있으며 이것은 텀블 유동의 영향으로 난류강도가 증대되어 급속연소를 이루기 때문으로 판단된다. 배기밸브 방향의 화염 전파속도가 흡기밸브 방향의 화염전파속도보다 빠르게 나타난다. 이것은 텀블유동이 압축말기에 소멸된다고 하지만<sup>[1]</sup> 텀블유동이 압축말기에 완전히 소멸되지 않고 연소과정에서 영향을 미치기 때문으로 판단된다. 그리고 Front 방향의 화염전파속도와 Rear방향의 화염전파속도가 다르게 나타난다. 이것은 2개의 흡기포트에 의해 흡입된 유동이 대칭이 아니거나 실린더내 공연비 분포가 다르기 때문으로 생각된다.

그림 11은 피스톤 이온 프로브를 이용하여 1800 RPM 2.0 Bar BMEP에서 Type 1, 2의 화염전파속도를 측정한 것이다.



(a) inner part



(b) outer part

그림 11. Flame speed for different engine using the piston ionization probe ( 1800 RPM 2.0 bar BMEP S/A=31° BTDC )

점화 초기에는 화염의 성장 속도가 느리기 때문에 피스톤 중심 부위의 평균 화염 전파속도는 연소실 끝단에서의 평균 화염전파속도보다 작게 나타나며 Type 1,2 엔진이 큰 차이를 보이지 않는다. 그 이유는 피스톤 이온 프로브의 센서가 점화플러그와 떨어져 있어서 점화초기

의 화염 핵의 크기 차이를 보여주지 못하는 것으로 판단된다. 그러나 피스톤 이온 프로브는 화염이 연소실 끝단에 도달하기 전까지의 화염 전파 형태를 파악하는데 도움이 될 수 있음을 알았다.

#### 4. 결 론

1. 텀블강도가 큰 경우 연소효율이 증가되어 BSFC와 BSHC가 감소하는 경향을 보이며 MBT가 지각되었다.
2. 텀블 유동은 부분 부하 시 주 연소기간보다 초기 연소기간에 미치는 영향이 더욱 크다.
3. 연소실내의 평균 화염전파속도는 텀블 유동에 의해 배기 밸브 방향으로 가장 빠르게 나타났으며 다음으로 전, 후방향 과 흡기 밸브 방향순으로 나타났다.
4. 평균 화염전파속도는 공연비가 농후할 때 그리고 부하가 큰 경우에 빠르게 나타난다.
5. 피스톤 이온 프로브를 이용하여 화염의 전파형태를 분석하는데 도움을 줄 수 있다.

#### 참 고 문 헌

[1] O. Haddad, I. Denbratt, "Turbulence Characteristics of Tumbling Air Motion in Four-Valves S.I. engines and Correlation with Combustion Parameters", SAE Paper No. 910478, 1992

[2] Peter O. Witze, Stefan C Bopp, "Investigation of in cylinder Fluid Motion Using a Head Gasket Instrumented with Ionization probes", SAE Paper No. 910719, 1991

[3] Peter O. Witze, "Cycle-Resolved Multipoint Ionization probe Measurements in a Spark Ignition Engine", SAE Paper No. 892099, 1989



[4] U. Spicher, H. Backer, "Correlation of Flame Propagation and In-Cylinder Pressure In a Spark Ignited Engine", SAE No. 902126, 1990

[5] Hidetosi Kudou, Hiroyuki Yamamoto, and Yoshihiko iida, "A Study about In-Cylinder Flow and Combustion in a 4-Valve S.I. Engine", SAE No. 920574, 1992

부 록

유량 계수와 와류 계수를 구하는 관계식은 다음과 같다.

- 유량 계수( Flow Coefficient) :

$$C_f = \frac{Q}{A \cdot V_0}, \quad V_0 = \left( \frac{2 \cdot \Delta P}{\rho} \right)^{1/2}$$

A : Valve Inner Seat 면적

Q : 공기 유량

- 평균 유량 계수 (Mean Flow Coefficient):

$$C_{f \text{ mean}} = \frac{\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} C_f d\alpha}{\alpha_2 - \alpha_1}$$

$\alpha$  : 크랭크 각도

- 와류 계수(Ricardo Swirl Ratio) :

$$R_s = \frac{W_c(\text{흡입과정 말기의 접선방향 유속})}{W_e(\text{엔진의 크랭크축 회전속도})}$$

$$= \frac{\frac{B \cdot S}{n \cdot D^2} \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} \frac{W_R \cdot B}{V_0} \cdot C_f d\alpha}{\left[ \int_{\alpha_1}^{\alpha_2} C_f d\alpha \right]}$$

n : 흡기 밸브수      S: 행정      B : 보어

W<sub>R</sub> : Rig Swirl      D : Inner Seat Dia.

(1999년 5월30일 접수, 1999년 10월10일 채택)