

전기점화기관에서 연소의 사이클 변화 측정 및 해석

Measurement and Analysis of the Cyclic Combustion Variability in as SI Engine

이 종 화*, 김 응 서**
J. H. Lee E. S. Kim

ABSTRACT

An experimental study was carried out to investigate the characteristics of cyclic variability of combustion in a single cylinder spark ignition engine. Cylinder pressure of 240 consecutive cycles were measured for various engine operating conditions. From these data, a thermodynamic analysis was performed for the typical cases in order to identify the cause and effect relation of the cyclic variation.

In determining the number of cycles required for estimating the coefficient of variation of IMEP and so on, the operating conditions must be considered to fit the objective of the analysis. It is thought that the variation in early flame stage is amplified through the flame propagation and results in the phase change between pressure and volume, which can be the major reason of cyclic variation of IMEP in case of lean operation.

Key Words : Cyclic Variation, Combustion Variability

기 호 설 명		
c	: 상수	θ : 상사점으로부터의 크랭크 각
k	: 비열비	$\theta(P_{max})$: 실린더 압력이 최고일 때의 크랭크각
n	: 표본 사이클 수	A/F : 공기 연료비
p, P	: 압력	COV : 변화계수 (Coefficient of Variation)
P_{max}	: 실린더 최고압력	$IMEP$: 평균유효압력 (Indicated Mean Effective Pressure)
Q	: 열발생량 혹은 열손실량	
V	: 실린더 체적	
V_s	: 행정체적	
σ	: 표준편차	

1. 서 론

전기점화기관에서 연소의 사이클 변화는 배출물의 제어, 연비의 향상 및 기관의 안정성

* 정회원, 서울대학교 정밀기계설계공동연구소

** 정회원, 서울대학교 공과대학 기계공학과

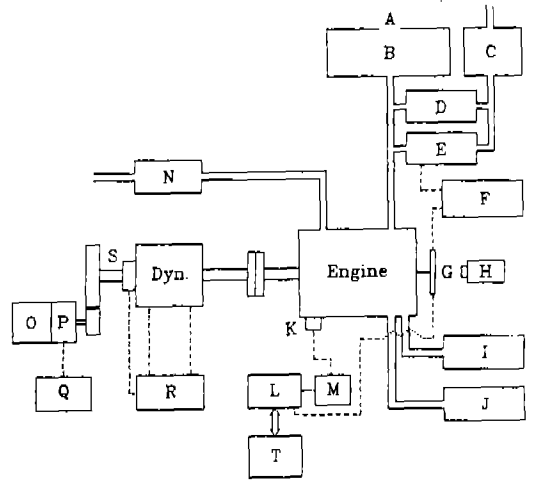
항상 측면에서 매우 중요하다.^{1,2)} 이와 관련하여 1970년대 이후 연구가 활발히 진행되고 있으며, 연소실의 압력이나 화염 측정 등의 결과로부터 초기 화염의 변화가 연소의 사이클 변화에 있어 매우 중요한 인자라는 경험적 상관관계를 얻었다. 초기 화염의 성장에 관련되는 인자에는 여러가지가 있겠으나 국소 공기 연료비, 점화플러그 부근의 유동, 혼합기의 불균일성 및 점화플러그로의 열전달 등이 매우 중요하다.^{3,6)}

연소의 사이클 변화정도는 일반적으로 평균 유효 압력이나 실린더 최고 압력의 변화 계수, 열발생율이나 연소 기간의 변화량 등으로 나타내고 있으나 이러한 값을 구하는데 요구되는 표본 사이클 수에 대해서는 논란의 여지가 있다. 또한 연소 초기의 변화가 전체적인 사이클 변화를 가져온다는 결론을 유도하기 위해서는 초기 연소율의 변화가 전반적인 연소율의 위상이나 형태를 변화시킨다는 논리적 근거가 제시되어야 한다. 따라서 본 연구에서는 실린더 압력 측정 결과로부터 표본 사이클 수에 따른 평균 유효 압력이나 실린더 최고 압력 및 그 각각의 변화 계수 등의 신뢰도를 검토하고, 연소 초기의 변화가 후기 연소 기간에 미치는 영향을 살펴보고자 한다. 아울러 이러한 연소율의 변화는 평균 유효 압력 등에 어떤 영향을 주는지 분석함으로써 원인과 결과에 대한 상호 관계를 규명하고자 한다.

2. 실험장치 및 방법

실험용 기관으로는 압축비가 8.5, 배기량 489 cc인 연구용 단기통 기관을 사용하였으며, Fig.1은 실험장치 구성에 대한 개략도를 나타낸 것이다. 다수의 연속 사이클에 대한 압력을 측정하기 위하여 A/D 변환기 및 IBM-PC를 이용하여 데이터 처리 장치를 구성하였으며, 이를 이용하여 연속 240 사이클에 대한 실린더 압력을 기록하여 해석하였다.

압력 측정시의 오차를 줄이기 위하여 Lancaster 등⁷⁾의 방법을 따랐으며, 모터링 장



- | | |
|--------------------------|--------------------------------|
| A. Orifice | K. Cylinder press. transducer |
| B. Intake air surge tank | L. Data acquisition system |
| C. Fuel flow meter | M. Charge amplifier |
| D. Carburetor | N. Muffler |
| E. Injection | O. Motor |
| F. Injection controller | P. V.S. coupling |
| G. TDC & angle sensor | Q. Speed controller |
| H. Light source | R. Load & speed control system |
| I. Cooling system | S. Tachometer |
| J. Lubricating system | T. Personal computer |

Fig.1 Schematic diagram of experimental set up

치를 별도로 구성하여 상사점 검출에 따른 영향을 검토하였다. 실험에서 연소실 형상으로는 반구형과 썩기형의 두가지를 사용하였으며, 일정한 기관 회전 속도(1500 rpm)에서 점화 시기 및 공기 연료비 등의 운전조건에 따른 영향을 검토하였다.

3. 실험결과 및 검토

3.1 상사점 위치 및 측정 사이클 수의 영향

상사점의 위치는 실린더 체적과의 위상과 관련되어 연소율 및 평균 유효 압력의 계산에 큰 영향을 줄 수 있으므로 검토할 필요성이 있다. Fig.2는 기관 회전 속도 1000 rpm 및 1500 rpm에서 모터링 시의 실린더 압력 측정 결과를 spline fitting 하여 나타낸 것으로 실린더 최고 압력이 상사점 전 0.4~0.6도 정도에서 최대가 되며 이는 기존의 연구 결과와 일치하는 것을 알 수 있다.⁸⁾ 상사점의 위치 설

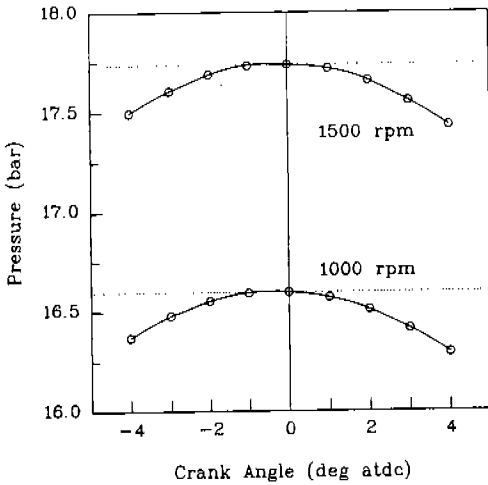


Fig. 2 Motoring pressure as a function of crank angle near TDC at WOT

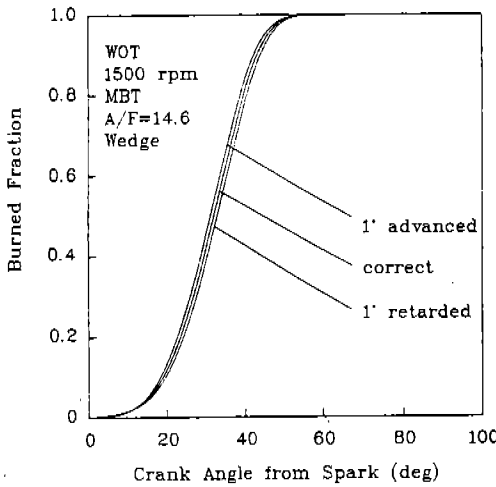


Fig. 3 Effect of crank angle error on burned fraction based on heat release

정이 질량 연소율에 주는 영향을 알아 보기 위하여 측정된 압력-크랭크 각 데이터를 임의로 전후 1도씩 변경시켰을 때의 연소율 곡선을 구하고 이를 Fig. 3에 나타내었다. 그림에서 살펴보면 크랭크 각 1도의 오차시 열발생율을 기준으로 한 연소율에 있어 0~10% 연소 기간이 2도 정도 차이가 나며, 10~90% 연소 기간은 거의 차이가 없는 것을 알 수 있다. 이때 평균 유효 압력은 4% 정도 차이를 나타내었다.

표본 사이클 수는 사이클 변화를 나타내는

제 인자를 구하는데 있어서 큰 영향을 줄 수 있다. 이러한 영향을 검토하기 위하여 측정된 사이클 수에 따른 평균 유효 압력과 실린더 최고 압력의 평균값 및 그 각각의 변화 계수(COV)를 구하고 이를 Fig. 4 및 Fig. 5에 나타내었다. Fig. 4 및 Fig. 5에서 살펴보면 MBT점화 시기의 경우 평균 유효 압력과 이의 변화 계수는 공기 연료비에 따라 달라지나 약 40~80 사이클 정도에서 거의 일정한 값으로 되며, 실린더 최고 압력과 이의 변화 계수는 약 100 사이클 이상에서 거의 일정한 값으로 나타남을 알 수 있다. 또한 점화시기가 MBT에서 지각될수록 수렴에 필요한 사이클 수는 많아지며 공기 연료비의 변화에 비하여 그 영향이 더욱 크게 나타났다.

표본 사이클 수의 영향을 좀 더 정량화하기 위하여 평균 유효 압력 및 실린더 최고 압력이 정규 분포를 이룬다는 가정 아래 표본 사이클 수에 따른 99.9%의 신뢰도 구간을 구하였다. n 개의 표본 데이터가 있을 때 이의 평균을 X_n , 표준 편차가 σ_n 이라 하면 99.9%의 신뢰 한계(confidence limit)는 다음식으로 표시된다.⁸⁾

$$X_n - c\sigma_n / \sqrt{n} \leq \mu_n \leq X_n + c\sigma_n / \sqrt{n} \quad (1)$$

여기서 c 는 신뢰도에 따른 상수로서 3.91이다.

Fig. 6과 Fig. 7은 표본 사이클 수에 따른 평균 유효 압력 및 실린더 최고 압력의 평균값과 식 (1)로부터 구한 신뢰도의 구간을 측정된 총 사이클의 평균값으로 무차원화하여 나타낸 것이다. 공기 연료비가 14.6일 때 평균 유효 압력에 대한 신뢰 한계는 점화 시기에 따라 각각 $\pm 0.3\%$, $\pm 1\%$ 및 $\pm 1.4\%$ 이었고 이 때의 실린더 최고 압력에 대한 신뢰 한계는 각각 $\pm 1.8\%$, $\pm 2.1\%$ 및 $\pm 2.9\%$ 로 나타났다. 또한 공기 연료비가 20일 경우 평균 유효 압력의 신뢰 한계는 점화시기에 따라 $\pm 0.8\%$, $\pm 1.3\%$, $\pm 2.8\%$ 를 실린더 최고 압력에 대해서는 각각 $\pm 2.6\%$, $\pm 3.0\%$, $\pm 1.3\%$ 의 값을 보이고 있다.

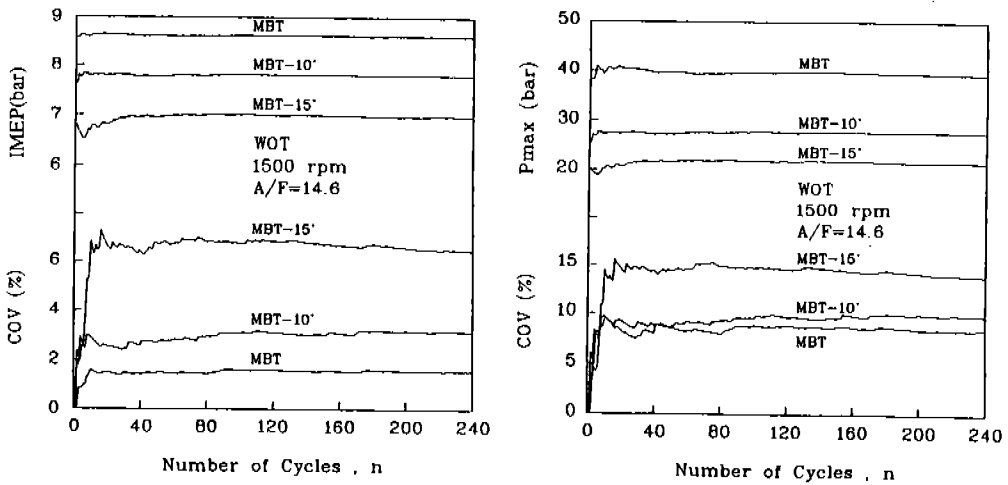


Fig. 4 Mean IMEP, mean P_{max} and their COV vs. number of cycles selected at $A/F = 14.6$ for the wedge type combustion chamber

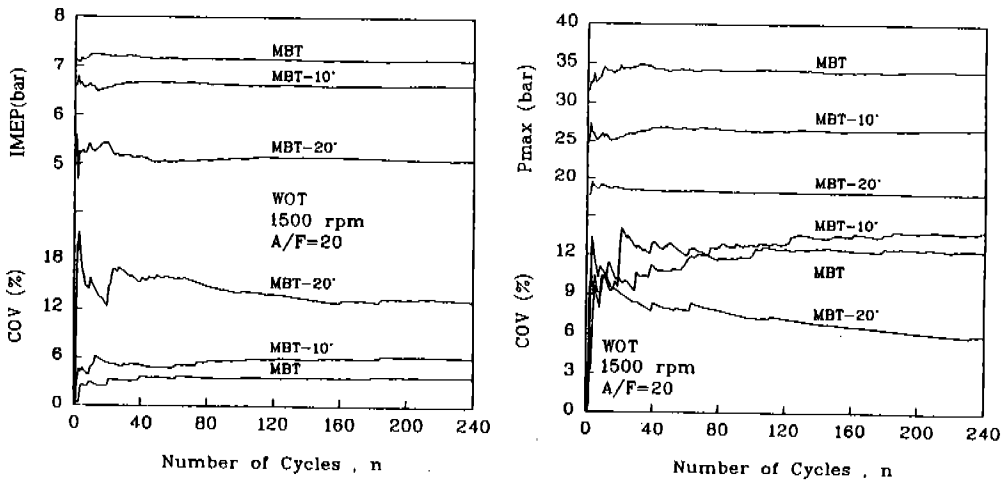


Fig. 5 Mean IMEP, mean P_{max} and their COV vs. number of cycles selected at $A/F = 20$ for the wedge type combustion chamber

이러한 결과로부터 평균 유효 압력은 실린더 최고 압력보다 사이클 수에 따른 오차가 작게 나타나며 이는 실린더 최고 압력에 비하여 연소율의 위상이 달라짐에 따른 영향이 상대적으로 줄어들기 때문으로 생각된다. 다만 점화시기가 MBT에서 아주 지연될 경우 그 반대의 경향을 띠는 것은 이 경우 실린더 최고 압력이 모터링 시의 압력에 접근하기 때문이다. 전반적으로 보아 연속 200 사이클 정도의 결과는 연소의 사이클 변화를 해석하는

데 충분하다고 보이며 다만 희박 영역에서 점화 시기가 MBT에서 크게 벗어나는 경우에는 데이터의 신뢰성을 높이기 위해서 좀더 많은 사이클의 결과로부터 해석하는 것이 바람직하다고 생각된다.

3. 2 화염 발달 기간에 따른 주 연소기간의 변화

초기 연소 과정에서의 변화는 이후의 연소 기간 동안 어떤 영향을 줄 것인가 하는 문제

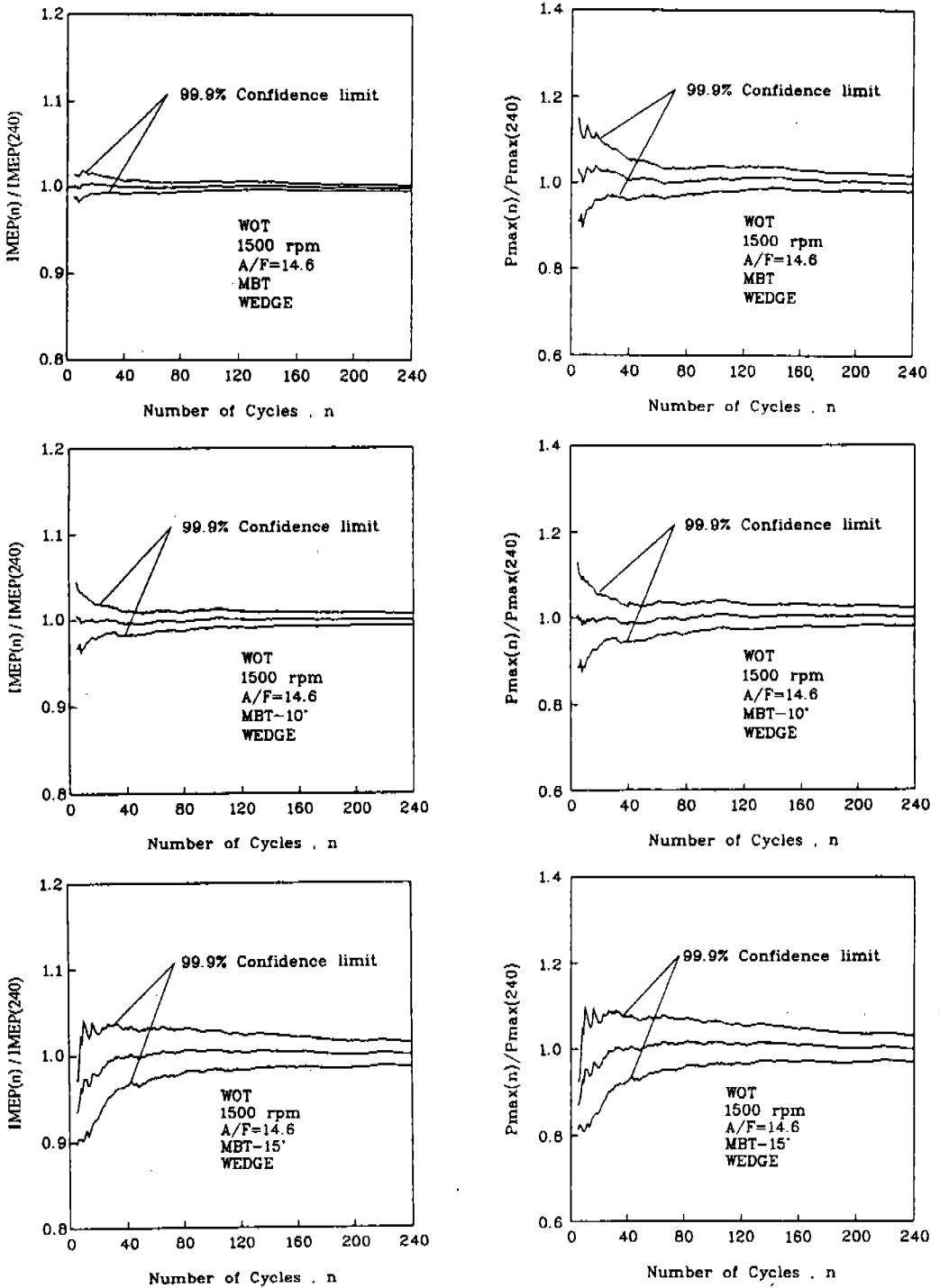


Fig.6 Normalized mean and confidence limit of IMEP and P_{max} vs. number of cycles selected at A/F=14.6 for the wedge type combustion chamber

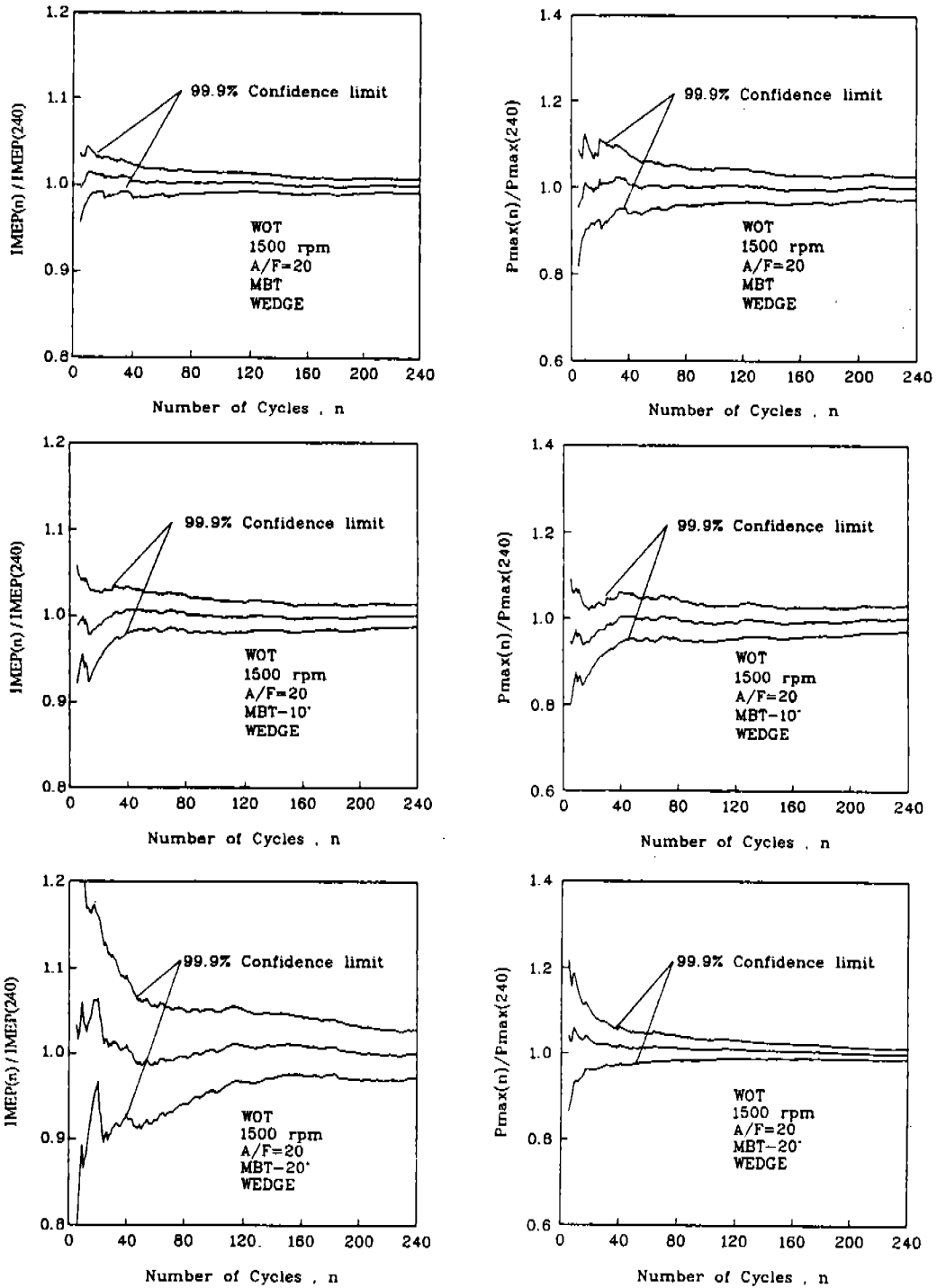


Fig.7 Normalized mean and confidence limit of IMEP and P_{max} vs. number of cycles selected at A/F=20 for the wedge type combustion chamber

는 사이클 변화로 인한 결과를 검토하는 지표가 될 수 있다. 즉, 초기의 화염 발달 기간의 변화에 따라 (1) 연소율 곡선이 크랭크 각에 대해 단순히 이동(shift)될 것인가 (2) 화염 발달 기간에 비례하여 주 연소기간이 길어질 것인가(prop) 그리고 (3) 화염 발달 기간과는 무관하게(indep) 변화할 것인가 하는 문제를 파악하기 위하여 연소율 0~10%로 정의한 화염 발달 기간에 따른 10~50% 연소기간 및 10~90% 연소기간의 분포를 구하

였다.(Fig.8~9) 전체적으로 보아 화염 발달기간이 길어짐에 따라 주 연소기간이 증가되는 경향을 보이며 그 기울기는 10~50% 연소기간보다 10~90% 연소기간의 경우가 더욱 크게 나타난다. 화염 발달 기간이 아주 짧은 경우에는 주 연소기간의 변화가 상대적으로 작고, 화염 발달 기간에 비례하여 증가되기 보다는 연소율의 형태가 단순히 이동되는 양상을 보인다. 이러한 경향은 운전조건에 따라 다소 다르게 나타나고 있으나 희박 공연비

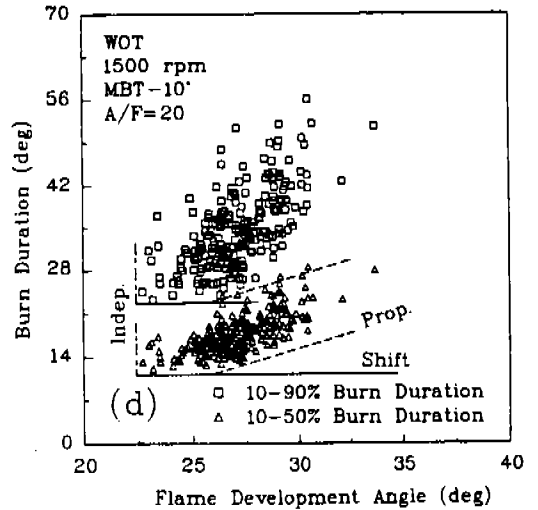
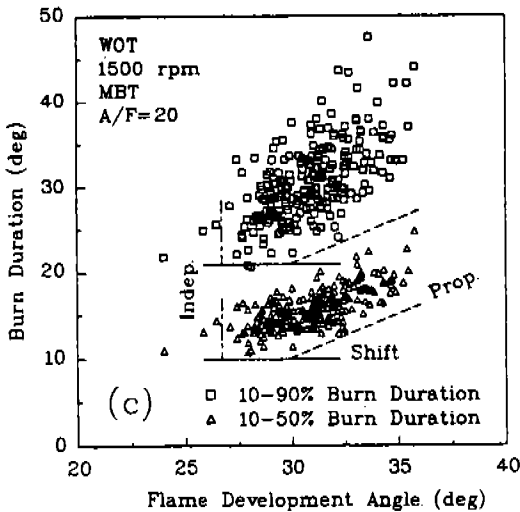
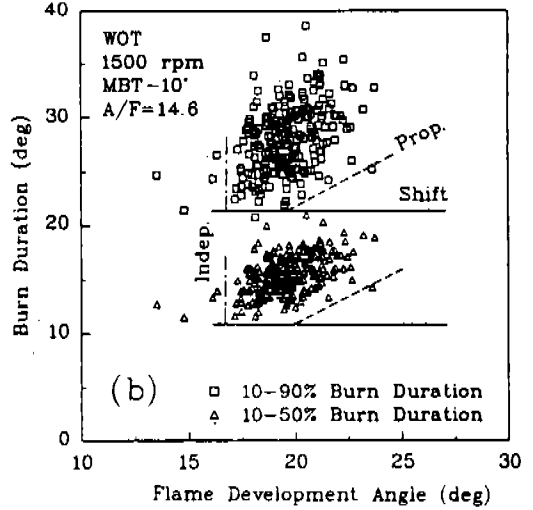
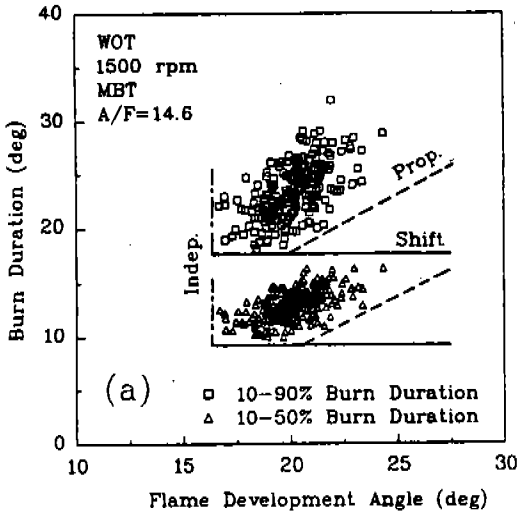


Fig.8 Burn duration vs. flame development angle distribution for the wedge type combustion chamber

영역에서 더욱 뚜렷이 나타나고 있다. 이로부터 연소 초기의 화염 발달 기간의 변화는 이후에 점점 중폭되어 연소율의 형태를 변화시킨다고 볼 수 있으며, 선행적인 분포로부터의 분산에 대해서는 각 사이클 마다의 실린더 내 유동, 난류 강도, 공기 연료비의 분포 및 난류 가스의 분포 등의 영향에 의한 것으로 추측된다.

3.3 평균 유효 압력 및 실린더 최고 압력의 분포 특성에 관한 분석

평균 유효 압력의 변화는 기관의 안정성에 직접 관련되며, 실린더 최고 압력은 기관 설계시 용력 해석이나 유막 해석 등에서 중요하게 고려되는 인자의 하나이다. 따라서 본 절에서는 이들에 대한 분포 특성을 분석하고 열 발생율과의 관계를 알아보려고 한다.

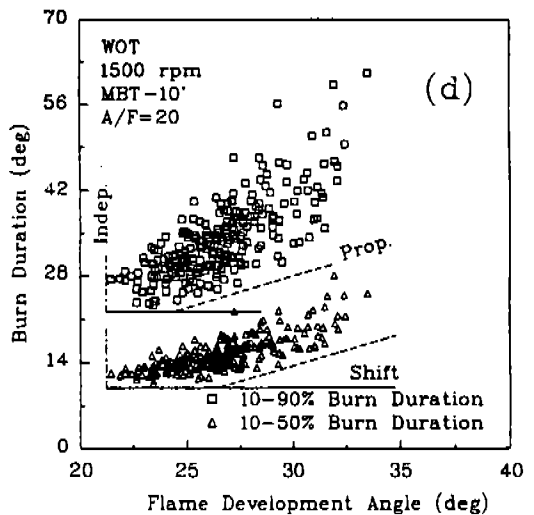
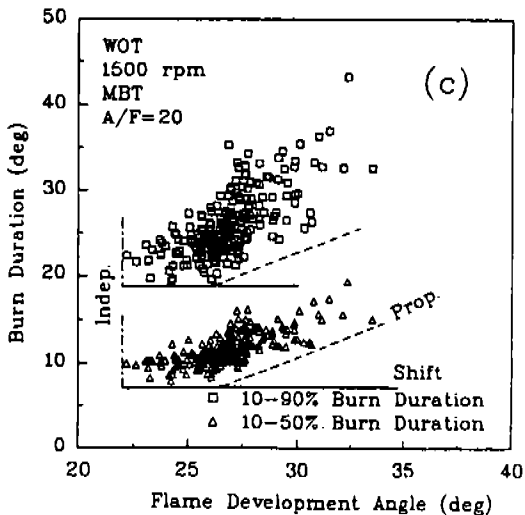
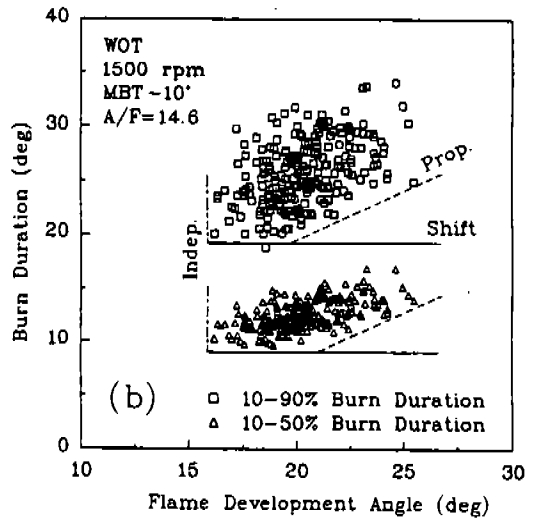
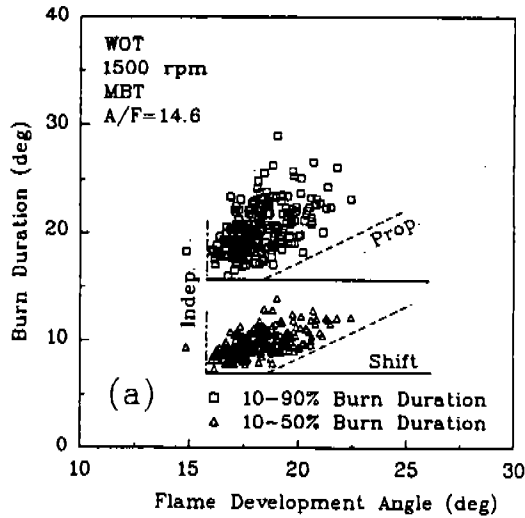


Fig.9 Burn duration vs. flame development angle distribution for the semispherical type combustion chamber

실린더를 시스템으로 하여 열역학 1 법칙을 적용하고 이상기체 방정식을 대입하여 열발생량을 구하면

$$\delta Q = \delta Q_{gen} + \delta Q_{loss} = \frac{V}{k-1} dp + \frac{k}{k-1} p dV \quad (2)$$

으로 표시된다. 여기서 δQ_{gen} 와 δQ_{loss} 는 연소에 의한 열발생 및 실린더에서의 열전달을 나타낸다.

식 (2)를 크랭크 각에 대해 미분하고 정리하면,

$$\left(\frac{V}{kp}\right) \frac{dp}{d\theta} = \left(\frac{k-1}{kp}\right) \frac{\delta Q}{\delta\theta} - \frac{dV}{d\theta} \quad (3)$$

이다. 실린더 압력이 최대일 때 압력 상승율은 0이므로, 식 (3)에서 우변의 첫째와 둘째항의 값이 같을 때의 크랭크 각이 $\theta(P_{max})$ 로 나타나게 된다.

열발생량과 평균 유효 압력과의 관계를 알아보기 위하여 흡기 밸기 밸브가 닫혀있는 기간에 대해

$$IMEP^* = \frac{\int_{IVC}^{\theta} p \left(\frac{dV}{d\theta}\right) d\theta}{V_s} \quad (4)$$

로 정의하고 식 (4)에 식 (3)을 대입, 정리하면

$$V_s \cdot IMEP^* = \int_{IVC}^{\theta} \frac{k-1}{k} \left(\frac{\delta Q}{\delta\theta}\right) d\theta - \int_{IVC}^{\theta} \frac{V}{k} \left(\frac{dp}{d\theta}\right) d\theta \quad (5)$$

로 표시된다. 여기서 우변의 첫째항은 열발생량을 둘째항은 크랭크 각에 따른 압력과 실린더 체적의 위상과 관련되어 평균 유효 압력에 영향을 주는 값으로 간주될 수 있다. 따라서 평균 유효 압력의 변화에 대한 열발생량 및 위상 변화의 영향을 나누어 볼 수 있다.

이상의 결과를 실린더 압력이 최고일 때의 크랭크 각에 따른 평균 유효 압력 및 실린더 최고 압력의 분포에서 그 특징이 서로 다른 세 경우에 대해 적용하여 Fig. 10~15에 나타내었다.

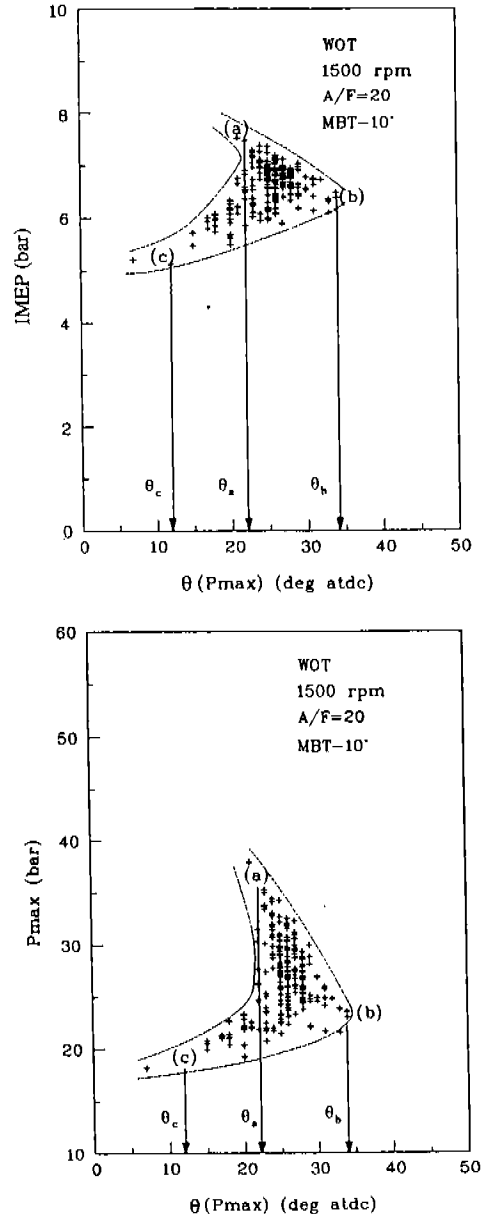


Fig.10 IMEP and P_{max} vs. $\theta(P_{max})$ distribution for the wedge type combustion chamber

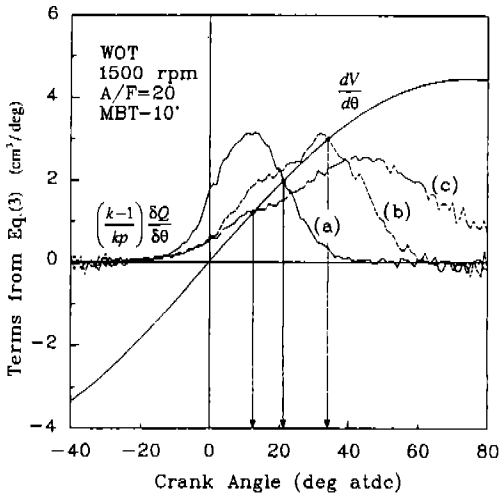


Fig.11 Determination of $\theta(P_{max})$ for the three cases in Fig.10

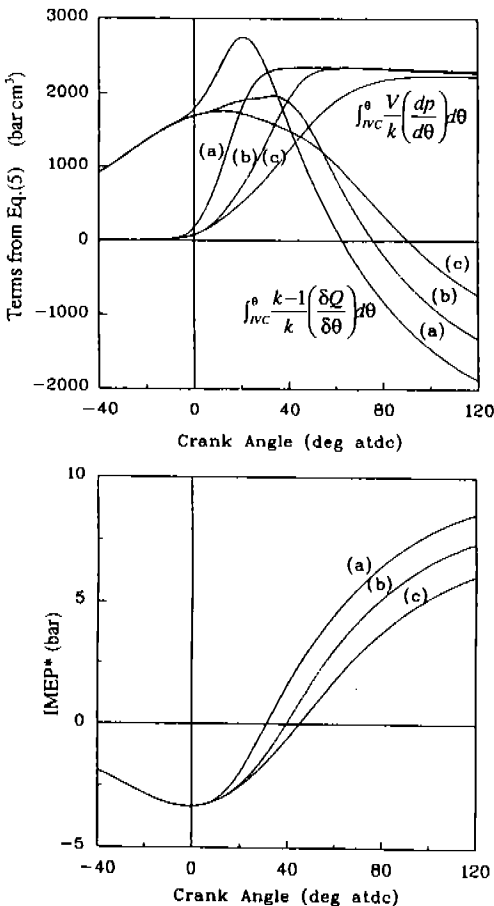


Fig.12 Terms from equation (5) for the three cases in Fig.10

Fig. 10은 쉐기형 연소실에서 공기 연료비 20, 점화시기가 MBT에서 10도 지각된 경우의 운전조건에서 (a) IMEP가 최대인 사이클 (b) $\theta(P_{max})$ 가 가장 늦게 나타나는 사이클 (c) IMEP가 최소인 사이클의 분포 위치를 나타낸다. 이 세 사이클 각각에 대해 식 (3)으로 정의된 우변의 첫째항과 둘째항을 구해보면 $\theta(P_{max})$ 의 위치는 연소가 느리게 진행됨에 따라 상사점으로부터 멀리 위치하게 되나 (a→b) 초기의 열발생율이 아주 작을 경우에는 오히려 상사점 방향으로 이동 (b→c) 된다는 것을 알 수 있다. 이때 식 (3)에 의해 구한 $\theta(P_{max})$ 는 실제 사이클의 $\theta(P_{max})$ 와 비교시 차이가 약 1도 이내로서 잘 일치한 결과를 얻었다. (Fig. 11)

Fig. 12를 살펴보면, 식 (5)에서 열발생량으로 생각할 수 있는 우변 첫째항은 배기 밸브 열림 시기로 진행됨에 따라 거의 같은 값을 나타내나 실린더 압력과 체적 사이의 위상과 관련된 식 (5)의 우변 둘째항은 크게 달라진다는 것을 알 수 있다. 이로부터 이러한 세 경우(a, b, c)에서 사이클의 일이 달라지는 주된 이유는 연소율과 실린더 체적 사이의 위상 변화 때문이라는 것을 알 수 있다.

Fig. 13은 평균 유효 압력이 $\theta(P_{max})$ 에 대해 거의 무관한 분포를 보이는 반구형 연소실에서의 공기연료비 14.6, 점화시기가 MBT의 운전조건에서 선택한 세 사이클의 분포 위치를 나타낸 것이다. 이때 실린더 최고 압력은 $\theta(P_{max})$ 에 대해 거의 선형적인 분포를 이룬다는 것을 볼 수 있다. 이러한 세 경우에 대해 앞에서와 동일한 방법으로 해석해 보면, 초기 열발생율이 상대적으로 크기 때문에 열발생율의 변화에 따라 $\theta(P_{max})$ 의 위치가 상사점 쪽으로 이동되는 현상은 일어나지 않는다는 것을 알 수 있다. (Fig. 14)

또 사이클의 평균 유효 압력에 있어서는 열발생율의 모양에 따라 세 경우에 대한 식 (5)의 우변 첫째항 및 둘째항의 값이 약간 달라지나 서로 상쇄되어 결과적으로 비슷한 값을 나타내게 된다. (Fig. 15) 따라서 전체적으로 연소가 빨리 진행되는 경우 초기 연소과정의

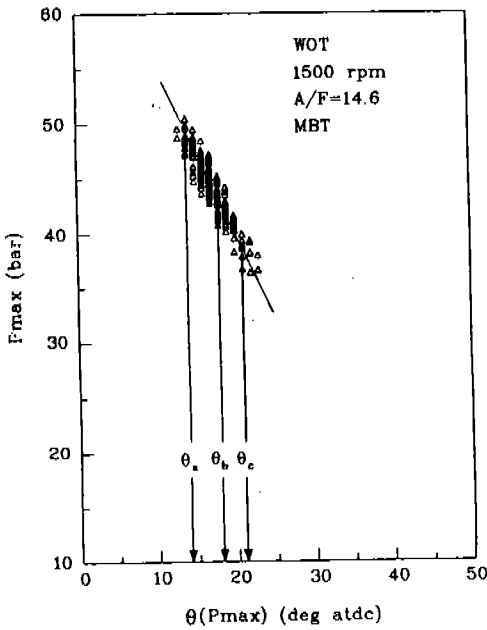
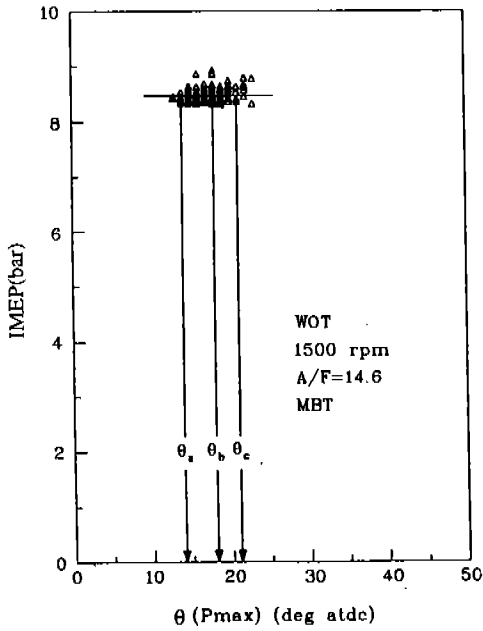


Fig.13 IMEP and P_{max} vs. $\theta(P_{max})$ distribution for the semi-spherical type combustion chamber

변화는 실린더 최고압력에는 직접적인 영향을 주지만 평균 유효 압력에는 큰 영향을 미치지 않음을 알 수 있다.

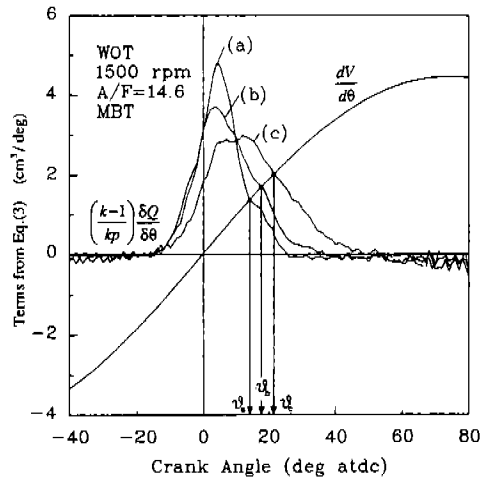


Fig.14 Determination of $\theta(P_{max})$ for the three cases in Fig.13

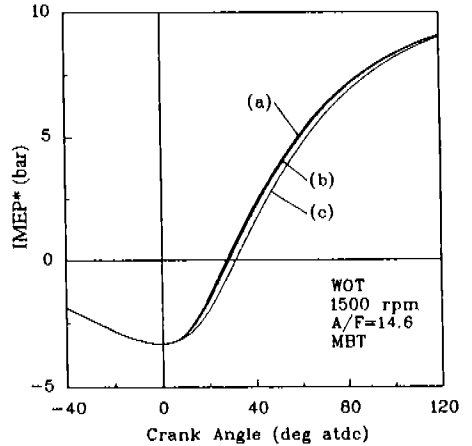
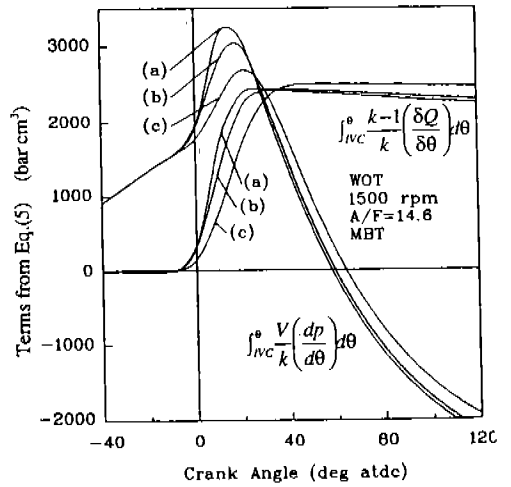


Fig.15 Terms from equation (5) for the three cases in Fig.13

4. 결 론

참 고 문 헌

단기통 전기 점화 기관에서 연속 240 사이클의 압력을 측정하고 이로부터 연소의 사이클 변화와 관련하여 표본 사이클 수의 영향 및 열 발생율과 평균 유효 압력과의 관계 등을 분석하였다. 이러한 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 연소의 사이클 변화를 연구하는데 있어서 측정이 요구되는 사이클 수는 운전조건이나 연소실 형상에 따른 특성 변화 등으로 인하여 달라지게 되므로 실험 목적에 따라 이의 영향을 검토할 필요가 있다. 점화시기가 MBT 인 경우, 대체로 100 사이클 이상의 측정결과는 신뢰도에 큰 무리가 없다고 판단된다.

(2) 연소의 사이클 변화는 주로 초기 과정에서의 변화가 점점 증폭되어 연소율의 형태를 변화시킴으로써 나타나는 결과를 볼 수 있다.

(3) 전체적인 연소율이 빠른 경우에 있어서는 초기 연소 과정의 변화는 실린더 최고 압력의 변화에는 직접적인 영향을 주지만 평균 유효 압력의 변화에는 큰 영향을 주지 않는다. 그러나 연소율이 느린 경우 실린더 체적과 압력 사이의 위상이 달라짐에 기인하여 평균 유효 압력의 변화를 줄이기 위해서는 초기 연소 기간을 줄이는 방향으로의 연구가 진행되어야 할 것이다.

1. D.J. Patterson, "Pressure Variations, A Fundamental Combustion Problem," *SAE Paper No. 660129*.
2. M.B. Young, "Cyclic Dispersion in the Homogeneous Charge Spark Ignition Engine-A Literature Survey," *SAE Paper No. 810020*.
3. R.E. Winsor and D.J. Patterson, "Mixture Turbulence-A Key to Cyclic Combustion Variation," *SAE Paper No. 730086*.
4. T Ayusawa et. al., "Relationship between Local Air Fuel Ratio and Combustion Character in Flame Kernel Development in an S.I. Engine," *SAE Paper No. 900021*.
5. B.P. Pundir, V.A Zvnow and C.P. Gupta, "Effect of Charge Nonhomogeneity on Cycleby-Cycle Variations in Combustion in S.I. Engine," *SAE Paper No. 810774*.
6. S. Pischinger and J.B. Heywood, "How Heat Losses to the Spark Plug Electrodes Affect Flame Kernel Development in an S.I. Engine," *SAE Paper No. 900021*.
7. D.R. Lancaster, R.B. Krieger and J.M. Liensch, "Measurement and Analysis of Engine Pressure Data," *SAE Paper No. 750026*.
8. A. Lecuonona and P.A. Rodriguez, "Evaluation of Pressure and Crank Angle Errors from Reciprocating Engine Indicator Diagrams," *SAE Paper No. 860027*.
9. E. Kreyzig, Advanced Engineerign Mathematics, John Wiley and Sons, 1966.