

〈論 文〉

디젤기관의 스모크배출의 확산연소 의존성에 관한 연구

한성빈* · 문성수** · 이성열**

(1993년 6월 24일 접수)

A Study on Dependence of Smoke Emission in Diesel Engines upon Diffusion Combustion

Sung Bin Han, Sung Soo Mun and Songyol Lee

Key Words: Smoke Emission(스모크배출), Diffusion Combustion(확산연소), Fraction of Diffusion Combustion(확산 연소율), Air Fuel Ratio(공기 연료비), Injection Timing(분사시기)

Abstract

Smoke is emitted in diesel engines because fuel injected into the high-temperated and high-pressured combustion chamber burns with its mixture with insufficient oxygen. In consideration of air pollution, above all, it is necessary to illuminate the cause of smoke emission in diesel engines. The smoke emission, which is characteristic of diffusion combustion in diesel engines, results from pyrolysis of fuel not mixed with air. Therefore the smoke emission is dependent on diffusion combustion quantity, which is in turn controlled by engine parameter. The study aims at making clear and interpreting the interdependence of smoke emission in diesel engines with heat released within combustion chamber, comparing diffusion combustion quantity according to each engine parameter (air fuel ratio, injection timing, and engine speed), and showing the relation between smoke emission and fraction of diffusion combustion through experiment.

기 호 설 명

D : 실린더 직경

F_{diff} : 확산 연소율

M_d : 확산연소의 열발생율 형상계수(=0.9)

M_p : 예혼합연소의 열발생율 형상계수(=3.0)

Q_{diff} : 확산연소의 발생열량

Q_{pr} : 예혼합연소의 발생열량

Q_t : $Q_{pr} + Q_{diff}$, 총 발생열량

V_c : 연소실 체적

k : 비열비

l : 커넥팅로드 길이

r : 크랭크반경

θ : 크랭크각도

θ_d : 연소기간(확산연소의 발생) 크랭크각도

θ_{pr} : 예혼합연소의 발생 크랭크각도

1. 서 론

디젤기관의 스모크배출은 압축끝에서 고온, 고압의 연소실내로 경유를 분사하여 분사된 연료가 산소와 충분히 혼합되지 못한 상태에서 연소하기 때문에 생기는 연소 생성물이다. 환경오염 규제 강화로 인해 디젤기관의 불필요한 연소 생성물인 스모크배출 저감에 대한 연구가 진행되고 있는 시점에서, 우선적으로 디젤기관의 스모크배출에 대한 원

*정회원, 인덕전문대학 기계과

**성균관대학교 기계공학과

인규명이 필요하다.^(1,2)

일반적으로 디젤기관의 스모크배출은 연소실내의 분위기, 즉 연소실내의 압력과 온도에 지배를 받는다. 또한 연소실내의 온도와 압력은 각 인자의 변화에 따라 그 크기가 변화된다. 연소실내의 분위기가 스모크생성과 산화의 비율을 좌우하여 스모크배출량을 변화시키게 되므로 스모크배출에 관한 연소 공학적 측면에서의 해석이 필요하다. 스모크배출은 공기와 연료가 혼합되지 않는 상태에서 연료의 열분해가 스모크생성의 주 요인이 되고, 이는 디젤기관의 확산연소의 특성이다. 그러므로 스모크의 배출은 확산연소의 양에 의존하게 되고, 또한 확산 연소량은 기관변수에 의해 지배를 받게 된다.⁽³⁻⁵⁾

따라서 본 연구에서는 디젤기관의 스모크 배출량과 연소실내에서 발생하는 열발생 형태와의 상관관계를 찾아내어 이에 대한 해석을 하여 기관변수에 대한 열발생을 곡선에서의 확산연소의 양적인 비교 및 스모크 배출량과 확산 연소율과의 관계를 규명하고자 한다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치

본 실험에 사용된 기관은 단기통 수냉식 직접분사식 디젤기관으로 주요 제원은 Table 1과 같으며, 연소실 형상은 toroidal type, 피스톤의 cavity 체적은 31.5 cc이고, squish 면적비는 70%이다.

Table 1 Specification of test engine

Engine type	Water cooled D.I. Diesel engine
Combustion chamber	Toroidal chamber
Number of cylinder	1
Bore × stroke	92 × 95 mm
Displacement	632 CC
Compression ratio	19
Length of con. rod	170 mm
Fuel injection pump	KP-PFR 1 KZ 75/1 NP K2
Injection nozzle	4 - φ 0.28(90 interval) Lift 0.2 mm Opening pressure 21.5 MPa Injection angle 145°

Fig. 1은 실험장치의 개략도이며, 기관은 직류동력계(D.C. dynamometer, 7.5 kW)에 직결하여 동력을 측정하였으며, 흡기계통과 배기계통 및 각 부위의 온도와 압력을 측정하였다. 흡입 공기량은 오리피스 유량계(φ12 mm)로 측정하며, 연료유량은 20 cc 뷰렛과 삼방콕크를 설치하여 연료가 소비되는데 소요된 시간을 측정하였으며, 공기 연료비는 공기유량과 연료유량의 비로부터 산출하였다. 또한 냉각수 출구 온도는 80 ± 2°C로 일정하게 유지하였으며, 배출되는 스모크는 자동식 스모크 측정장치(SOKKEN Co.)로 측정하였다. 또한 열발생을 곡선을 얻기 위해서는 연소실 압력을 측정해야 하므로 연소실 헤드에 압력변환기(KISTLER, 601A)를 삽입, 연소해석장치(ONOSOKKI, CB366)를 사용하여 100사이클의 평균 압력값을 채취하였다.

2.2 실험 방법

2.2.1 공기과잉율 변화

공기과잉율은 실제 공기연료비와 이론 공기연료비로부터 산출하며, 연소실에 분사되는 경유 연료유량의 조정은 분사 펌프내의 플린저 배럴의 양정을 조절할 수 있는 rack 조절장치를 제작하여, rack 조절장치를 단계적으로 변화시켜 분사노즐에 공급되는 연료의 양을 변화시켰다. 이때 분사노즐에서 공급되고 남은 연료는 분사펌프의 후방 연료라인과 연결하여 분사펌프의 작동으로 인한 부압에 의해 다시 분사노즐로 공급되도록 하였다. 이 경우의 기관회전수는 최대 토크를 나타내는 1400 rpm으로 고정하였다.

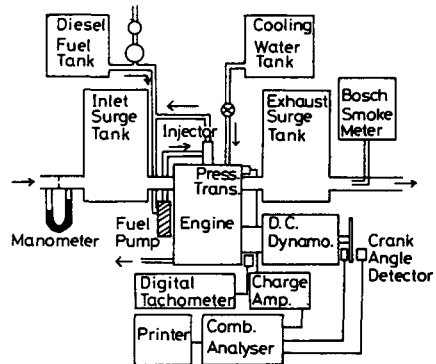


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

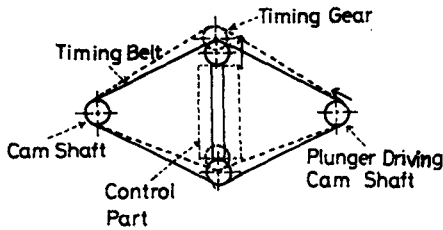


Fig. 2 Schematic drawing of injection timing control apparatus

2.2.2 분사시기 변화

원래의 실험기관의 분사시기는 분사펌프와 크랭크 케이스와의 연결부위에 가스켓을 끼워 넣어 가스켓 두께를 바꾸면 분사펌프의 roller tappet과 캠축의 분사펌프 구동캠의 접촉시기의 변화에 의해 변화되도록 설계되어 있지만, 이 경우는 분사시기 변화폭이 적기 때문에 Fig. 2와 같이 분사펌프의 구동캠을 따로 분리하여 분사시기 변환장치를 제작하였다. 분사시기 변환장치는 조절부(control part)의 상하 위치변경에 의해 분사시기를 변경하며, 조절부를 점선과 같이 위쪽으로 변화시키면 분사펌프 구동캠의 위상각이 변화되어 분사시기는 변화된다. 분사시기는 10° BTDC에서 28° BTDC까지 단계적으로 변화시켰으며, 기관회전수는 1400 rpm으로 고정하였다.

2.2.3 기관회전수 변화

기관회전수 변화는 기관 주행시와 동일한 조건으로 동력계 부하(dynamometer load)를 일정하게 유지한 상태에서 각 회전수 변화에 대한 분사시기는 최적 분사시기(optimum injection timing)로 하고 분사펌프의 rack 위치를 조절하여 기관회전수를 1000 rpm에서 2000 rpm까지 변화시켰다.

3. 확산 연소를 결정

3.1 스모크생성 경로

디젤기관은 고온 고압의 연소실내로 연료를 분사 시킴으로서 확산연소가 일어나는 연소특성을 가지고 있고, 짧은 시간에 연료를 공급해야 되므로 Fig. 3과 같은 젯(jet)형태를 가지며, 세개의 영역으로 나눌 수 있다. 분사된 연료중 가장 늦게 분사된 연료는 공기와 혼합되지 않는 rich core 영역에 존재하게 된다. 이 영역에는 증발되지 않는 연료, 즉

연료액적(droplet)들로 구성되고, 이러한 액적들은 이미 연소하여 열량을 방출(예혼합 연소열)하는 고온의 화염대와 접촉하게 되면 탄화수소 연료인 경유의 열분해가 일어난다.^(6~8)

이와 같이 스모크생성은 먼저 탄화수소 연료의 열분해 반응이 일어나고 난후에 스모크 핵이 형성 이 된다.

스모크 핵형성(smoke nucleation)에 관한 이론으로는 세가지의 스모크 핵형성이론이 있으며, 스모크가 형성 이 된 다음 성장과정은 Fig. 4 와 같다. 스모크의 성장과정은 스모크 핵형성 후 표면성장을 거쳐 사슬모양(chainlike characteristic)으로 응집되며, 스모크 입자(particles)가 응집 이 되면, 각각의 스모크 입자는 표면 성장을 멈추고 입자의 수도 줄어들게 된다.^(9~11)

스모크배출은 스모크생성과 산화의 결과이며, 현상학적인 측면에서 Fig. 5와 같이 나타낼 수 있다. 앞에서 언급한 바와 같이 먼저 연료액적과 화염이 접촉하여 공기가 부족한 분위기에서 연료의 열분해(pyrolysis)가 일어난다. 이러한 열분해는 탄화수소 연료를 분해(decomposition)하여 스모크의 핵을 형성시키며 축·중합(condensation, polymerization)과정과 탈수소(dehydrogenation)반응을 거치면서 성장과정과 산화과정을 마친후 산화되지 못한 것이 배기과정 중 대기 중으로 스모크로 배출된다.^(12~14)

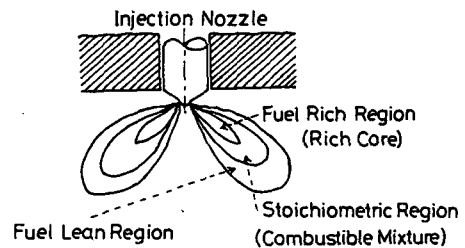


Fig. 3 Schematic diagram for a fuel spray injected in combustion chamber

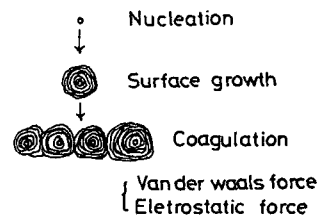


Fig. 4 Smoke growth process

3.2 열발생율 곡선 해석

일반적인 디젤기관의 열발생 형태는 예혼합연소와 확산연소로 구분할 수 있으며, 예혼합연소는 점화지연기간 동안에 공기와 연료가 혼합된 가연 혼합기가 짧은 기간 동안에 열을 발생하며, 확산연소는 rich core 영역의 연료가 공기와 충분히 혼합되지 않는 상태에서 연료의 열분해에 의해 열을 발생하게 된다. 이러한 연료의 열분해가 스모크생성의 주 원인이며, 이는 확산연소의 크기에 좌우된다.

따라서 디젤기관의 기관변수에 따른 확산연소의 양적인 관계를 파악하고 스모크배출과 확산연소와

의 관계규명을 위해서는 열발생율 곡선의 분석이 필요하다. 디젤기관의 열발생율은 열역학 1법칙으로부터 식(1)과 같이 나타낼 수 있으며, 연소실 압력과 연소실 체적변화율을 이용하여 열발생율 곡선을 구할 수 있다.

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{k}{k-1} \cdot P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{k-1} \cdot V \frac{dP}{d\theta}$$

$$\frac{dV}{d\theta} = V_c + \frac{\pi}{4} D^2 \cdot r \left[(1 - \cos \theta) + \frac{r}{4l} (1 - \cos 2\theta) \right] \quad (1)$$

이와 같이 구한 열발생율 곡선으로부터 Fig. 6과 같이 예혼합연소 및 확산연소를 나눌 수 있으며, 이로부터 확산 연소량을 얻을 수 있다. 따라서 디젤기관의 기관변수에 대한 확산 연소량과 스모크배출과의 관계를 규명하기 위해 식(2)와 같이 확산 연소율(fraction of diffusion combustion, F_{diff})를 정의하였다.

$$F_{diff} = \frac{Q_{diff}}{Q_t} \quad (2)$$

또한 디젤기관의 열발생율은 Wiebe function으로부터 식(3)⁽¹⁵⁾과 같이 나타낼 수 있으며, 본 연구에서는 실험을 통해 얻은 열발생율 곡선에서 구한 확산 연소량과 비교 검증을 위해 식(3)을 사용하였으며,

$$\frac{dQ}{d\theta} = 6.9 \frac{Q_{pr}}{\theta_p} \cdot (M_p + 1) \cdot \frac{\theta}{\theta_p} \cdot \exp\left\{-6.9 \left[\frac{\theta}{\theta_p}\right]^{M_p+1}\right\}$$

$$+ 6.9 \frac{Q_{diff}}{\theta_d} \cdot (M_d + 1) \cdot \frac{\theta}{\theta_d} \cdot \exp\left\{-6.9 \left[\frac{\theta}{\theta_d}\right]^{M_d+1}\right\} \quad (3)$$

오차범위 5% 이내의 확산 연소량을 취하였다.

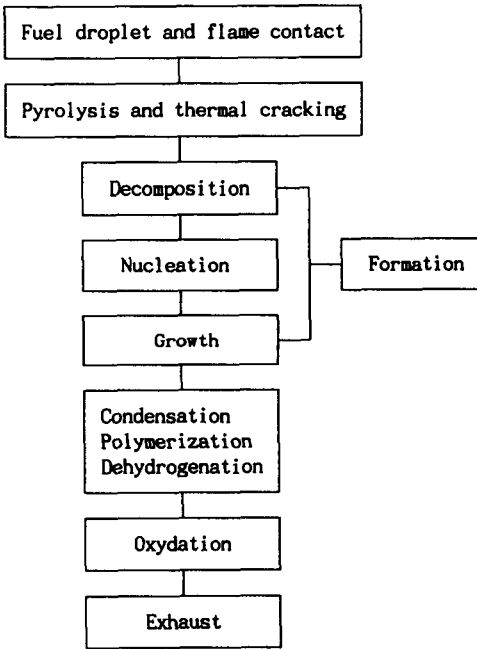


Fig. 5 Smoke formation and oxidation process

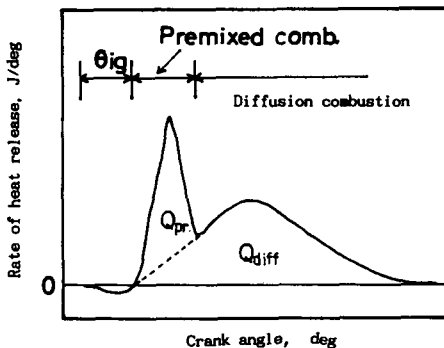


Fig. 6 Rate of heat release as a function of crank angle

4. 스모크배출의 확산연소 의존성

4.1 공기연료비 변화

Fig. 7은 기관회전수 1400 rpm, 최적 분사시기인 23° BTDC에서의 공기연료비 변화에 대한 스모크 배출량과 열발생율 곡선을 나타내며, 공기연료비가 희박함에 따라 스모크 배출량이 감소되고 있음을 알 수 있다. 또한 Fig. 8은 공기연료비 변화에 따른 점화지연기간과 확산 연소율을 나타내며, 공기연료비가 희박하게 됨에 따라 점화지연기간이 길어지게 되어 확산연소에 참여한 연료량이 적어지므로 확산 연소율이 감소되고 있음을 알 수 있다. 따라서 공기연료비가 희박해짐에 따라 확산 연소량의 감소에

의해 스모크 배출량이 감소하는 것으로 판단된다.

4.2 분사시기 변화

Fig. 9는 기관회전수 1400 rpm에서의 분사시기 변화에 대한 스모크 배출량과 열발생율 곡선을 나타내며 스모크배출은 기관회전수 1400 rpm 에서의 최적 분사시기인 23° BTDC에서 가장 많이 배출되고 분사시기를 변화시킴에 따라 점차적으로 저감되고 있음을 알 수 있다. 분사시기를 28° BTDC로 전각시킬 경우 점화지연기간이 길어지게 되어 공기와 연료가 혼합된 가연 혼합기의 증가에 따라 예혼합 연소량(premixture combustion quantity)이 많

아지기 때문에, 상대적으로 분사연료의 rich core 영역에 참여하는 연료의 양이 감소되어 스모크배출은 적어지게 된다. 또한 분사시기를 10° BTDC로 지각시키면 연소실내의 압력과 온도가 낮은 상태에서 느린 연소가 발생되므로 연소기간이 길어지게 되고, 후연소로 인한 생성된 스모크가 충분한 산화 과정을 거칠수 있으므로 스모크배출은 적어지게 된다.

따라서 분사시기를 기관회전수 1400 rpm에서의 최적 분사시기인 23° BTDC 보다 전각시킨 경우가 지각시키는 경우보다 급격하게 스모크배출 농도가 적어지고 있는 것으로 보아 스모크배출은 후연소에 의한 스모크산화보다 근본적으로 스모크생성이 적어야 된다는 것을 알 수 있다. 즉 스모크의 배출은 스모크 산화량보다 스모크의 생성량이 더 지배적이라고 할 수 있다.

Fig. 10은 열발생율 곡선에서 구한 발생열량과 확산 연소량 및 확산 연소율을 나타낸 것으로서 최적 분사시기인 23° BTDC에서 확산 연소율이 가장 크게 나타나며, 분사시기를 전각 또는 지각시키게 되면 확산 연소율이 감소됨을 알 수 있다. 이는 분사시기를 전각시키면 점화지연기간이 길어지기 때문에 점화지연기간 동안에 공기와 연료가 혼합된 가연 혼합기량이 증가하게 되어 예혼합 연소량이

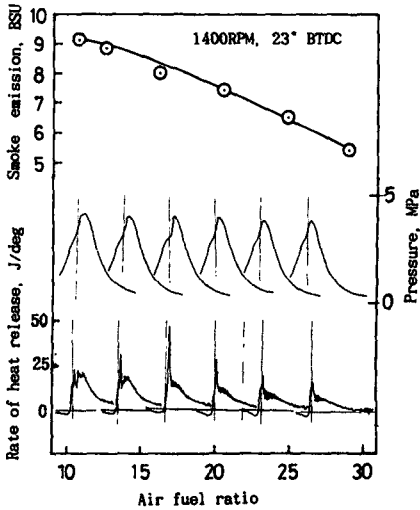


Fig. 7 Smoke emission, pressure and rate of heat release as a function of air fuel ratio at engine speed 1400 rpm

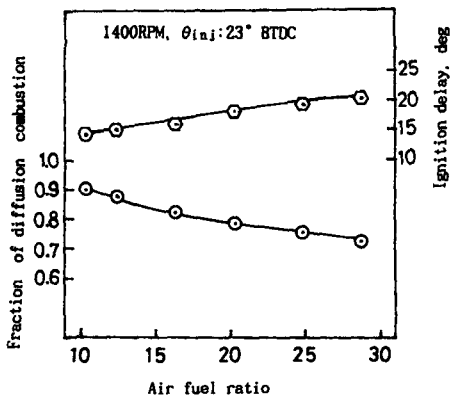


Fig. 8 Fraction of diffusion combustion and ignition delay as a function of air fuel ratio

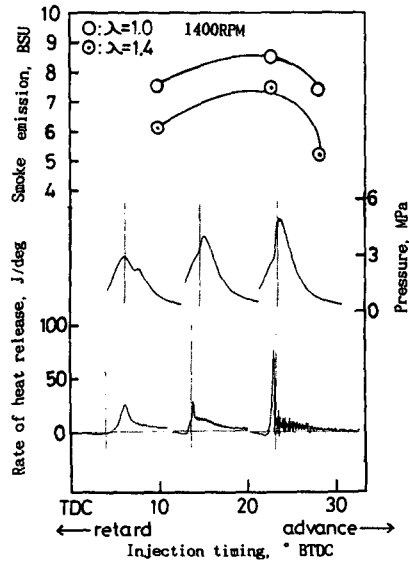


Fig. 9 Smoke emission, pressure and rate of heat release as a function of injection timing at various excess ratio and engine speed 1400 rpm

증가되고 있으며, 분사시기를 10° BTDC로 지각시키면 일반적인 스파크 점화기관과 비슷한 양상의 하나의 최대치를 가진 열발생율 곡선을 나타낸다.

이는 점화시기를 지각시키기에 따라 연소실 최고압력이 저감되며, 완만한 연소진행으로 공기와 미연 연료가 충분히 혼합되어 가연 혼합기를 형성하기

때문에 확산 연소량이 감소하게 된다. 따라서 분사시기를 지각시키기에 따라 점차적으로 확산 연소율이 감소되는 경향을 나타낸다.

4.3 기관회전수 변화

Fig. 11는 기관회전수 변화에 대한 스모크배출과 열발생 곡선을 나타내며, 이는 기관 주행시와 동일한 조건으로 실험을 수행한 결과이므로 공기 연료비, 분사시기, 기관회전수의 세 인자의 영향에 의해 나타나며, 스모크배출은 기관회전수 증가에 따라 공기연료비가 농후하게 되는 영향으로 인해 스모크 배출량이 증가되고, 또한 Fig. 12에서와 같이 기관회전수 증가에 따라 확산 연소량 및 확산 연소율도 점차적으로 증가하는 경향을 나타내며, 기관회전수 변화에 따른 스모크 배출량과 확산 연소율은 동일한 경향을 나타낸다.

그러나 1000 rpm에서 스모크 배출량과 확산 연소율이 증가하고 있는데, 이는 기관회전수가 적기 때문에 공기유동속도의 감소와 공기와 연료의 혼합율의 감소에 의해 확산 연소율이 증가되고 불완전한 연소에 의해 스모크 배출량이 증가되는 것으로 추측할 수도 있다.

또한 압력선도로부터 기관 회전수가 증가함에 따라 1600 rpm에서부터 디젤노킹이 발생되어 열발생율 곡선에서의 확산연소 발생 선도가 심한 Fluctua-

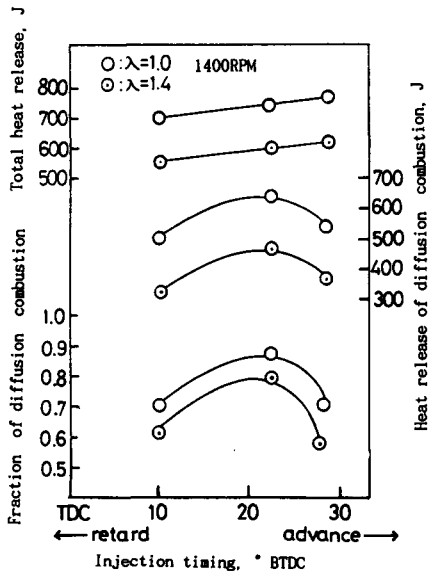


Fig. 10 Quantity of heat release, diffusion heat release and fraction of diffusion combustion as a function of injection timing at various excess air ratio and engine speed 1400 rpm

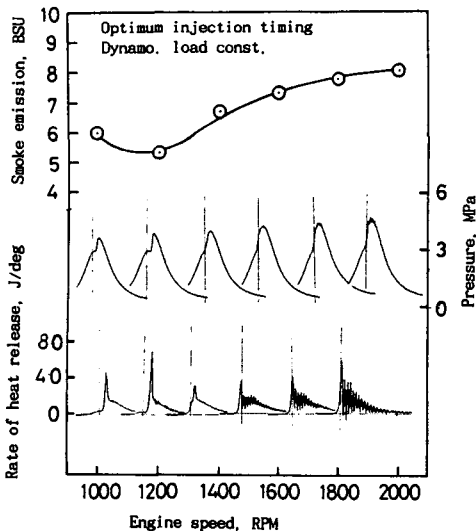


Fig. 11 Smoke emission, pressure and rate of heat release as a function of engine speed

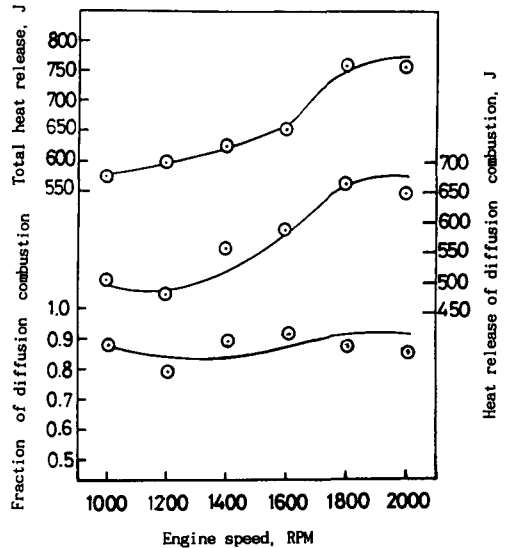


Fig. 12 Quantity of heat release, diffusion heat release and fraction of diffusion combustion as a function of engine speed

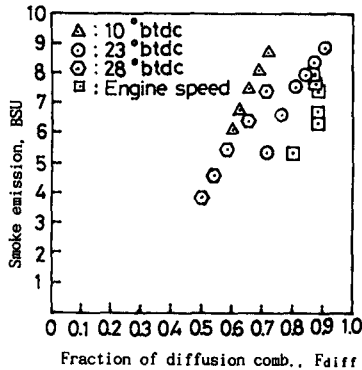


Fig. 13 Smoke emission versus fraction of diffusion combustion

tion이 발생되고 있음을 알수있다.

이상의 실험결과로부터 각 기관변수에 대하여 스모크배출과 확산 연소율을 총괄적으로 나타내면 Fig. 13과 같다. 이 그림으로부터 스모크배출과 확산 연소율과는 정비례함을 알수 있으며 이는 디젤기관의 기관변수에 대한 스모크의 배출은 확산연소에 직접적인 영향을 받고 있다는 것을 뒷받침하는 자료가 된다.

5. 결 론

스모크배출에 대한 확산연소 의존성에 관한 실험적 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 공기연료비가 희박함에 따라 예혼합 연소율이 점차적으로 증가되고 있음을 알 수 있다. 이는 분사연료의 감소로 인하여 확산 연소량을 좌우하는 rich core 영역에 참가하는 연료가 감소하기 때문이다.

(2) 분사시기가 진각됨에 따라 확산 연소율이 비례적으로 증가하고 있는데, 이는 분사시기가 진각됨에 따라 분사시점의 연소실내의 온도와 압력이 낮기 때문에 점화지연기간이 길어져 확산 연소량이 감소되기 때문이다.

(3) 기관회전수가 증가함에 따라 스모크의 배출이 증가하는데, 이는 공기연료비가 농후해지기 때문에 확산 연소율이 증가된다.

(4) 스모크의 배출과 확산 연소율의 관계에서 스모크의 배출과 확산연소는 비례하며, 스모크배출은 확산연소의 양에 직접적으로 영향을 받는다.

참고문헌

- (1) Walder, C. J., 1973, "Reduction of Emission from Diesel Engines," *SAE Paper*, No. 730214.
- (2) Hiroyasu, H. and Kadota, T., 1976, "Models for Combustion and Formation of Nitric Oxide and Soot in Direct Injection Diesel Engine," *SAE Paper*, No. 760129.
- (3) Whitehouse, N. D. and Sareen, B. K., 1974, "Prediction of Heat Release in a Quiescent Chamber Diesel Engine Allowing for Fuel/Air Mixing," *SAE Paper*, No. 740084.
- (4) Woschni, G. and Anistis, F., 1974, "Experimental Investigation and Mathematical Presentation of Rate of Heat Release in Diesel Engines Dependent upon Engine Operating Conditions," *SAE Paper*, No. 740086.
- (5) Hiroyasu, H., Arai, M. and Nakanishi, K., 1980, "Soot Formation and Oxidation in Diesel Engines," *SAE Paper*, No. 800252.
- (6) Stivender, D. L. and Anann, C. A., 1979, "The Formation and Oxidation of Diesel Soot," *A Rudimentary Study Paper*, No. CSS/C1-79-15, *Spring Meeting, Central States Section, The Combustion Institute* April.
- (7) Tabaczynski, R. J., Lavoie, G.A. and Blumberg, P. N., 1979, "Pheno-Menological Models for Reciprocating Internal Combustion Engines," *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 5, Pergamon Press, pp. 123~167.
- (8) Fenimore, C. P. and Johns, G. W., 1967, "Oxidation of Soot by Hydroxyl Radicals," *Journal of Physical Chemistry*, Vol. 71., No. 2, pp. 593~597.
- (9) Frenklach, M. K. and Clary, W., 1985, "Detailed Kinetic Modeling of Soot Formation in Shock Tube Pyrolysis of Acetylene," *The 20th Symposium (International) on Combustion*, pp. 887~901.
- (10) Duggle, V. K. Prided, T., and Khan, I. M., 1978, "A Study of Pollution Formation Within the Combustion Space of a Diesel Engine," *SAE Paper*, No. 780227.

- (11) Kadota, T. and Hiroyasu, H., 1979, "Soot Formation from Gaseous Fuel Diffusion Flame," *JSME Paper/SAE Paper*, No. 790016.
- (12) Kadota, T. Nakonish, K., and Hiroyasu, H., 1978, "The Effects of Oxygen Concentration and Temperature on the Soot Formation by Combustion of a Fuel Droplet," *Paper Presented at the 16th Symposium (Japan) on Combustion*, pp. 126.
- (13) Bryzik, W. and Smith, C. O., 1977, "Relationships between Exhaust Smoke Emission and Operating Variable in Diesel Engines," *SAE Paper*, No. 770718.
- (14) Harmes, R. J., Merion, D. F. and Ford, H. S., 1971, "Some Effect of Fuel Injection System Parameters on Diesel Exhaust Emission," *SAE Paper*, No. 710671.
- (15) Murayama, T., Miyamoto, N. and Yamada, T., 1982, "A Method to Improve the Solubility and Combustion Characteristics of Alcohol-Diesel Fuel Blends," *SAE Paper*, No. 82113.