

단기통형 디젤기관의 연소특성 분석방법⁺

An Analytic Method of Combustion Characteristics in a Single-Cylinder Type Diesel Engine

趙 漢 根*

H. K. Cho

Summary

To develop an analytic method of combustion characteristics in a small sized and single cylinder type diesel engine for a power tiller, 1) the theoretical analysis of combustion gas in engine cylinder was performed based on thermoscience and 2) the computer program which could be used to calculate those values of the apparent burning rate, the heat loss, the gas temperature and the fuel-air equivalence ratio with the experimental cylinder pressure data, was developed. This method would provide the practical and quantative data for the diesel combustion process. Through the use of this method, following details would be obtained : 1) the application in the modeling of combustion process without detail knowledg of combustion process, 2) the basis for the complete modeling of diesel engine, and 3) the basic information for the design of combustion chamber by the prediction of engine performance.

1. 서 론

국내에서도 고도의 경제성장과 더불어 디젤기관에 대한 연구가 활발하게 진행되어 왔으나, 대부분의 연구는 기관의 최적운전을 통한 성능개선에 편중되었고, 기관내 연소의 기초적인 이해를 위한 연구는 미흡한 실정이다.

특히 농업용 동력경운기에 사용되는 단기통 디젤기관에 관한 기초연구는 초보적인 단계를 탈피하지 못하고 있다.

인체의 건강에 무해한 가스를 배출하고, 열효율이 높은 기관을 개발하는 것은 설계 기술자 및 관련 학자들의 간절한 소망일 것이다. 미래에는 현재에 사용되고 있는 스파크 점화방식의 가솔린 기관이나, 압축 점화방식의 디젤기관들을 개선한 기관이 사용될 것이라고 추측된다. 언급된 기관들은 사용되어 온 이후 성능개선을 거듭하여, 이미 상당한 수준에 도달해 있으므로, 월등한 성능향상을 보장하는 경우를 제외하고는 종래의 기관과 전혀 다른 새로운 종류의 기관이 개발될

+ 이 연구는 1990년도 학술진흥재단의 학술연구비 지원에 의하여 수행되었음.

* 충북대학교 농과대학 농업기계공학과

가능성은 희박할 것이며, 개발되어도 가솔린 기관이나 디젤기관을 완전히 대체할 수는 없을 것이다.

디젤기관은 특히 경제적인 이유로 일반산업은 물론 농업에서 압도적으로 많이 쓰이고 있다. 그렇지만 소음, 진동, 냄새, 높은 시설비, 큰 중량, 특히 심각한 매연의 이유로 승용차에는 널리 사용되지 못하고 있는 실정이다.

매연을 줄이려는 노력이 여러가지 방법으로 시도되고 있지만, 가장 근본적인 해결방법은 연소과정의 근본적인 규명을 통해서만 가능하리라 본다. 가솔린기관의 경우 연소과정의 규명이 비교적 잘 되어있는 편이지만, 디젤기관의 경우 짧은 시간내에 연료가 고압, 고온으로 압축된 공기속으로 공급되기 때문에 혼합물의 상태가 불균일 상태가 되어, 산발적인 폭발에 의해 연소가 진행되므로 연소과정을 정확히 규명하는 데는 계측장비의 내열성, 내압성, 높은 정밀도 및 빠른 응답도가 요구되는 등 많은 어려움이 뒤따른다.

따라서 열효율을 개선하고, 매연등의 배기가스 문제를 해결하기 위해서는 우선적으로 연소특성을 분석하여 연소과정을 규명하려는 노력이 절실히 요구된다.

디젤기관의 연소에 관한 연구는 지극히 미진한 상태이며 최근에 이창식¹⁾이 실린더 내의 가스에 관한 에너지식을 적용한 이론분석과 실린더 압력 측정에 의해 연소율, 방열율등을 구해 연소특성 및 연소특성치 변동에 영향을 미치는 인자를 통계해석을 통해 고찰하였다. 그의 이론분석에서는 연료의 엔탈피 변화율을 무시하고 지배방정식을 유도하였다. 외국에서는 국내와는 비교가 안될 정도로 많은 연구가 활발히 진행되고 있으나, 많은 노력에 비하면 연료 주입시 입자의 증발과 연소 메카니즘에 대한 근본적 규명은 아직도 요원한 실정이다. Krieger등²⁾에 의해 가상 연료주입율을 구하여 연소과정을 규명하려는 노력이 있었고, 많은 학자들에 의한 연소모델 개발의 노력이 있었는데 그중 비교적 성공적이었던 모델은 Shahed등³⁾과 Chiu등⁴⁾의 보고를 들 수가 있다.

본 연구에서는 동력경운기에 사용되는 소형

디젤기관의 연소특성을 분석하기 위한 방법을 개발하기 위하여, 1) 실린더 내 연소가스에 대한 열역학적 이론분석을 포괄적으로 수행하고, 2) 단기통형 디젤기관의 크랭크 각도별 실린더 내 가스 압력 측정장치를 구성하여, 3) 측정된 가스 압력값을 이용해 가상연료 주입율(Apparent Mass Burning Rate) 및 가스온도를 계산하여, 동력경운기용 디젤기관의 연소가스 상태를 파악하여 연소특성을 분석할 수 있는 컴퓨터 프로그램을 개발하였다.

2. 이론분석

본 절에서는 실린더 압력 데이터를 이용하여 기관의 가상 연료주입율 및 열손실율을 구하기 위하여 필요한 가정 설정을 설명하고, 열역학적인 이론분석을 통하여 모델 방정식을 유도하고, 모델식의 해를 구하기 위한 일반적인 수치해석 방법과 중요한 문제점들을 소개한다.

가. 가정설정

1) 디젤기관의 연소실 내는 균일한 상태로 가정한다. 즉 임의의 시간에 연소실 내 각부위 전체에서의 온도, 압력, 밀도, 엔탈피, 내부에너지, 당량비(equivalence ratio)등의 값은 동일하다.

2) 연소실 내의 물질의 성질은 이상가스의 평형 혼합물로 가정한다.

3) 연소실 내로 주입된 연료는 순간적으로 연소하여 전부가 평형 산물(equilibrium products)로 바뀐다. 즉 연료 주입율은 연료 연소율과 같다고 가정한다.

4) 연소실 내에서는 연료 및 공기의 누설이 거의 없다고 가정한다. (2.5% 정도의 누설)

5) 운동에너지와 위치에너지 효과는 무시한다.

나. 모델 방정식의 유도

디젤기관에서의 연소과정은 복잡하므로, 내부 에너지를 하나의 함수로 정의할 수는 없다. 하나의 주어진 내부 에너지의 경우, 둘이상의 상태 즉

연료부분과 연소가스 부분이 공존하게 된다. 실린더 내에서의 연소과정을 균일하다고 가정하면, 실제의 연료주입기간, 증발, 준비연소반응들을 압력변화에 의해 규정할 수 있는, 인료와 공기의 평형상태 산물로의 이상적인 변환으로 치환할 수 있다. 이러한 가정을 기초로 하여 에너지 평형 방정식, 내부 에너지 방정식, 상태방정식등을 적당히 조합하여 가상연료 주입율을 구하는 식을 유도할수 있다.

연소실 내의 질량 평형식으로 부터

$$\frac{dm}{dw} = \frac{dm_f}{dw} - \frac{m_i}{\omega} \dots\dots\dots (1)$$

당량비식 $[\phi = \frac{m_f/m_a}{F_s}]$ 와 질량 평형식 (1)로 부터

$$\frac{d\phi}{d\theta} = \frac{1+\phi F_s}{m F_s} \frac{dm_f}{d\theta} \dots\dots\dots (2)$$

이상기체 상태 방정식 $P V = m R T$ 에서

$$P \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dP}{d\theta} = RT \frac{dm}{d\theta} + mR \frac{dT}{d\theta} + mT \frac{dR}{d\theta} \dots\dots\dots (3)$$

이상기체 상태 방정식 (3) 에 식(1)과 식(2)를 각각 대입하여 다음 식을 구하고

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{\frac{dP}{P d\theta} - \frac{\partial R dP}{R \partial P d\theta} + \frac{dV}{V d\theta} - \frac{1}{m} \left[1 + \frac{(1+\phi F_s) \partial R}{R F_s \partial \phi} \right] \frac{dm_f}{d\theta} + \frac{m_f/m}{\omega}}{\frac{1}{T} + \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial T}} \dots\dots\dots (4)$$

연소실내의 물질에 에너지 식을 적용하면

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{dQ_1}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} - \frac{m_i h_i}{\omega} + \frac{dm_f}{d\theta} \dots\dots\dots (5)$$

내부에너지식 $U = U(T, P, \Phi)$ 를 미분하면

$$\frac{dU}{d\theta} = \frac{\partial U}{\partial P} \frac{dP}{d\theta} + \frac{\partial U}{\partial T} \frac{dT}{d\theta} + \frac{\partial U}{\partial \Phi} \frac{d\Phi}{d\theta} \dots\dots\dots (6)$$

위의 (6)식에 식 (2)와 식(4)을 대입한 후에, 그 결과식을 에너지식 (5)에 다시 대입하여 연료 주입율을 구하면,

$$\frac{dm_f}{d\theta} = \frac{E + m(C u/\omega - AB - AC/\omega)}{\left[\frac{\partial U}{\partial \Phi} - \frac{A}{R} \frac{\partial R}{\partial \Phi} \right] D - A + u - h_i} \dots (7)$$

여기에서

$$A = \frac{T(\partial U/\partial T)}{1 + (T/R)(\partial R/\partial T)}$$

$$B = \frac{1}{P} \frac{dP}{d\theta} + \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial P} \frac{dP}{d\theta} + \frac{1}{V} \frac{dV}{d\theta}$$

$$C = m_i/m$$

$$D = \frac{1 + \phi F_s}{\phi F_s}$$

$$E = \frac{dQ_1}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} - \frac{C_m h_i}{\omega} - \frac{\partial U}{\partial P} \frac{dP}{d\theta}$$

$$F = \frac{1}{m} \left(1 + \frac{D}{R} \frac{\partial R}{\partial \Phi} \right)$$

$$G = \frac{1}{T} + \frac{1}{R} \frac{\partial R}{\partial T}$$

열 손실에 관한 식은

$$\frac{dQ_1}{d\theta} = h \left(\frac{\Pi b^2}{2} + \frac{4V}{b} \right) (T - T_w) \dots\dots\dots (8)$$

다. 모델 방정식의 해

식(1), 식(2), 식(4), 식(7), 및 식(8)으로 구성된 연립 미분방정식의 해를 International Mathematics and Statics Library (IMSL) package 중 DVERK 부프로그램⁵⁾을 이용하여 구하였다. DVERK는 Runge Kutta-Verner의 5th and 6th order method로 미분방정식의 해에 적합한 수치해석 방법 중의 하나이다. 미분 방정식의 해를 구하기 위하여 선결해야 할 문제들은 다음과 같다.

- 1) 실린더 압력값과 더불어 압력의 시간에 대한 도함수 값이 필요하지만, 압력값을 디지털 값으로 측정하므로, 도함수 값을 구하기 위하여는 별도의 수치해석법을 이용하여야 하므로, 선형 보간법인 세제곱 스플라인 (cubic spline)법⁶⁾을 이용한다.
- 2) 온도, 압력, 연공 당량비에 따른 연소 화학물의 성질들인 가스상수, 엔탈피, 내부에너지, 엔트로피, 및 이들의 부분 도함수 값들은, 연소 생성물의 성질을 구해주는 컴퓨터 서브루틴인 PERWBS⁷⁾를 이용한다.
- 3) 열전달 계수값을 구하기 위하여는 실제 측정된 사이클 당 연료 소비량과 계산에 의하여 구한 가상 연료주입율의 한 사이클 기간의 적분치가 같아야 하므로 임의의 열전달 계수 값으로 시작하여 두 값의 차이 (F)가 허용 값 보다 작을 때 까지 반복법을 이용하여 구한다.

$$F(H) = Ma - Mc(H)$$

여기에서

F : 실제 연료 소모량과 계산에 의한 연료 주입량의 차이 (열전달 계수의 함수)

Ma : 실제의 연료 소모량

Mc : 프로그램에 의해 구해진 연료주입율의 적분치 (열전달 계수의 함수)

프로그램에 다른 열전달 계수를 대입하여 실행을 많이 반복 하게 되면, F와 H의 관계를 알 수 있게 된다. F = 0이 되는 H를 구하기 위하여 H값으로 임의의 H1과 H2를 가정한다. 이 값들로 프로그램을 실행하여 구해진 F 값들을 각각 F1, F2로 놓는다. 이들의 값들로 부터 새로운 H 값인 HNEW 값을 다음식에 의해 구할 수가 있다.

$$\frac{F1 - F2}{H1 - H2} = \frac{F1 - 0}{H1 - HNEW}$$

또는

$$HNEW = HW - F1 * (H1 - H2) / (F1 - F2)$$

이제 새로운 HNEW로 프로그램을 다시 실행하여 FNEW를 구하고 다음과 같이 놓은후에,

$$F1 = F2$$

$$H1 = H2$$

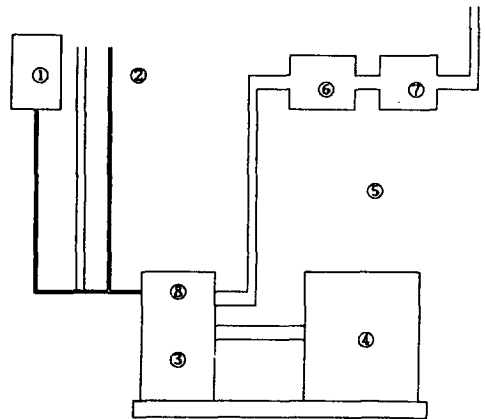
$$F2 = FNEW$$

$$H2 = HNEW$$

F2와 FNEW의 차이가 허용오차 (예를 들어 0.001 * F1) 보다 작을 때 까지 위과정을 반복하게 되면, 가상의 연료 주입율과 열전달 계수를 구할 수 있게 된다.

3. 디젤 기관 실험

가. 성능 실험



- ① Fuel tank
- ② Fuel measurement burettes
- ③ Diesel engine
- ④ Regenerative DC dynamometer
- ⑤ Spring scale
- ⑥ Surge tank
- ⑦ Muffler
- ⑧ Fuel control lever

Fig. 1 Schematic diagram of engine test system

그림 1은 본 연구의 기본이되는 기관의 성능 실험에 사용된 엔진과 측정장비의 구성도를 개략적으로 보여준다. 기관은 Hatz의 단기통형 디젤기관으로 공냉식이며 직접분사 방식이며 자세한 사양은 표 1에 언급되어 있다.

기관을 재생식 직류 동력계 (regenerative direct current dynamometer)에 가요성 이음(flexible coupling)으로 연결 하였다. 연결된 동력계의 사용범위는 시험기관의 운전속도및 부하의 전체 범위를 충분히 만족시킨다. 동력계는 트러니온 베어링 위에 설치되어 엔진이 동력계에 토크를 전달할 때 약간 회전할 수 있도록 하였다. 동력계의 회전을 억제하기 위하여, 스프링 저울은 동력계의 축에서 기지의 거리만큼 떨어진 토크암 (torque arm)에 저항력을 전달한다. 힘에 동력계 축으로 부터 기지의 거리를 곱한 양은 기관의 토크 출력의 척도가 된다. 기관의 속도를 곱해 주게 되면, 기관의 재동마력 (brake power)을 구할 수 있게 된다. 기관의 연료 소비율은 체적식으로 일정량의 연료가 소비되는 시간을 측정하여 구하고 연료 소비 질량율은 밀도를 곱하여 구하였다. 기관 속도 측정은 연료 소비율 측정과 같은 방법으로 일정 시간 동안의 기관 회전수를 측정하여 구하였다.

Table 1 Specification of Hatz diesel engine

Characteristics	Specification
No. of cylinder	1
Displacement, l	0.55
Bore, mm	81.99
Stroke, mm	99.9
Connector, mm	175.0
BMEP, hp	8.0
Speed, rpm	3000
Compression ratio	22

나. 실린더 압력 측정

실린더 압력을 정확히 측정하기 위하여는 기관 환경 내에서 견딜 수 있는 압력 변환기, 압력 측정과 기관회전 측정을 동기화 시킬 수 있는 장치, 및 측정값을 기록 또는 저장할 수 있는 장치등이 필요하다. 본 연구에서는 실린더 압력 측정 센서로는 압전식 압력 변환기, 압력과 기관회전을 동기화 시켜주는 점증식 축 부호기 (incremental shaft encoder) 및 압력값을 기록할 수

있는 디지털 오실로스코프가 사용되었고, 그림 2는 압력 측정 설비의 구성도를 보여준다.

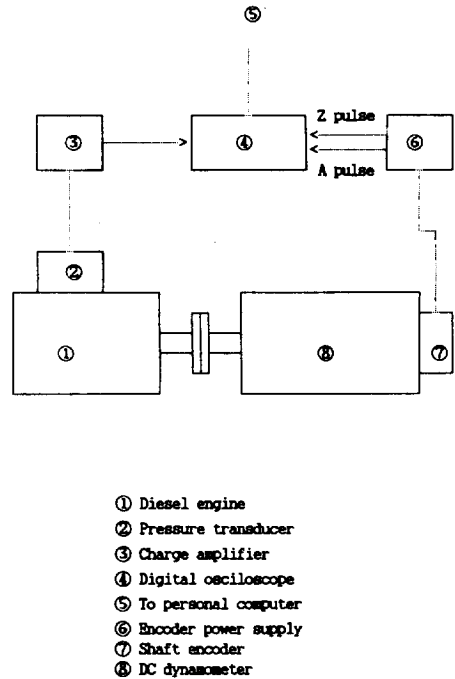


Fig. 2 Schematic diagram of cylinder pressure measuring system

1) 입력 변환기 (Kistler Type 6061)

압전식 센서는 쿼츠 크리스탈이 기계적인 응력을 받게 되면 응력의 크기에 비례하는 전하를 발생하는 원리로 작동되는데 몸체에 용접된 얇은 막이 압력에 의하여 변형되어 크리스탈을 누르도록 되어있다. Kistler 6061은 선형성이 매우 좋아서 측정 범위에서 전체 눈금의 1% 정도의 비선형도를 갖고 있다. 이 센서가 갖고 있는 고유 주파수는 90 KHz 이상인데, 실린더 압력 신호의 모든 정보는 10 KHz 이하의 주파수 영역에 포함되므로 주파수 응답에는 문제가 없었다. 이 모델은 300°C 이상의 고온에서 사용되도록 설계되었으나, 고온에서 다소의 감도변화가 발생하므로, 외부로 연결된 냉각수 라인을 설치하여 센서의 온도를 비교적 일정하게 유지하도록 하였다. 이러한 형태의 압력 변환기는 순간온도 변화에 따른 오차를 수반하게 되는데, 센서가 기관내

에서 연소과정에 그대로 노출되면 센서의 얇은 막(膜, diaphragm)은 실린더 압력에 의해서도 변형되지만, 고온의 가스에서 나오는 대류 및 복사 열에 의하여 막이 팽창하게 되어 그 결과 압력의 변화로 측정될 수 있게 된다. 제작회사가 프로판 불꽃을 이용하여 행한 표준실험 결과에는 열에 의한 오차를 0.1 bar 정도로 보고하고 있지만, 이 실험은 서로 다른 변환기를 비교하는데 적합할 뿐, 기관의 실린더 압력 측정에는 적용하기가 어렵다. 열에 의한 오차를 줄이기 위해 막 위에 열 차폐(heat shield)가 부착된 센서도 제작 판매하지만 상당히 고가이므로, 본 연구에서는 비용을 절감하기 위한 방법으로 막의 표면에 실리콘 고무를 코팅하여, 기관 실린더 내에서 숯으로 산화된 차폐막이 50 시간 정도는 유지되어 순간 온도변화에 의한 오차를 예방할 수 있게 하였다. 압력 변환기는 기관의 연소실 표면과 평행하도록 헤드 부분에 장착되었다.

압전식 변환기의 다른 문제점은 사용중 출력의 기준선(base line)을 일정하게 유지하지 못하는 점이다. 비록 용량증폭기의 시정수(time constant)값을 길게 설정하여도 고정 압력에 해당 하는 출력 전압은 시간에 따라 다소 변하게 된다. 이것의 발생 요인으로는 설치시에 사용한 토크 값의 변동과 변환기의 온도 변화 및 케이블 또는 연결부의 오염이나 손상에 기인할 수 있다. 일반적인 측정방법은 기준선의 드리프트 양이 기관의 1회전 기간에는 매우 적으므로, 매 회전마다 기지의 압력에 맞추어 주는 것이다. 데이터 수집은 압축 전의 하사점(bottom dead center)에서 시작하도록 하면, 첫번째 데이터는 피스톤이 순간적으로 정지된 흡기과정의 맨 끝부분에서 수집하게 된다. 이점에서의 실린더 압력은 기준선 드리프트에 지장을 받지 않는 방법으로도 측정이 가능한 흡기 매니폴드의 압과 같다. 이후의 모든 데이터들은 첫번째 데이터가 흡기 매니폴드 압력과 같도록 적당한 값을 가감하여 조절할 수 있다.

2) 점증식 축 부호기(BEI Model H-25)

데이터 수집과정을 기관과 동기화 시키기 위하여, (주) BEI electronic 의 점증식 광학 부호기

(incremental optical encoder)를 기관의 크랭크 샤프트에 직접 연결하였다. 이 장치는 회전판으로 구성되어 있는데 회전판에는 매우 가는 선이 새겨 있어서 어두운 부분과 투명한 부분을 교대로 갖고 있다. 광원을 디스크에 비추게 되면, 판이 회전시 판에 새겨진 선이 광을 차단하여 발생하는 신호를 광학 센서에 의하여 측정한다. 이 센서에서는 두개의 출력신호가 나오도록 되어 있는데 하나는 회전당 한개의 펄스 신호를, 다른 하나는 회전당 1440번(매 0.25도)의 펄스 신호를 출력한다. 신호조절 장치가 내장되어 있어서 광학센서에서 나오는 사인파형의 신호를 깨끗하고 분명한 방형파형의 펄스 신호로 변환해 준다. 그림 3은 출력의 모양을 보여 준다. 기관 1 회전당 한개가 출력되는 펄스신호를 Z 신호라 부르고, 기관의 하사점에서 출력되도록 맞추어 놓았다. 이것은 Z 펄스로 스트로브 라이트를 작동시켜 기관의 각도바퀴에 비추게 하여 펄스의 현재 타이밍을 알 수 있도록 한 후에 부호기를 그차이만큼 회전시켜서 Z 펄스를 하사점에 맞추었다. 그리고 Z 펄스는 하사점에서 데이터 수집장치를 작동시켜 데이터 수집을 시작하는데 사용되었다. 기관 1 회전당 1440개가 출력되는 펄스신호를 A 신호라 부르고, 데이터 수집작업을 제동하게 하였다. 일단 데이터 수집 과정이 Z 펄스에 의해 시작되면, 실제의 압력 측정 타이밍은 A 펄스에 의해 결정된다.

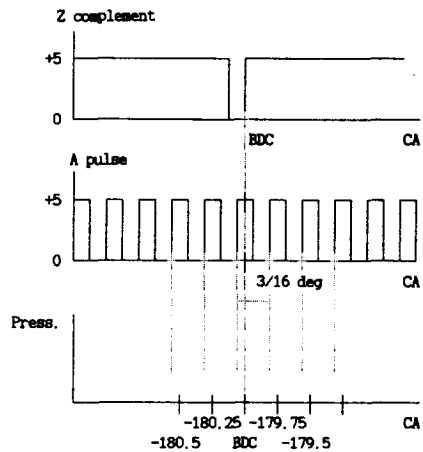


Fig. 3 Pulse timing vs. crank angle in shaft encoder

그림 3에 나타난 바와 같이 A 펄스가 저위에서 고위로 바뀔때 압력이 측정된다. 따라서 데이터 수집결과는 처음에 하사점에서의 압력값과 그후 매 0.25도 에서 압력값이 수집된다.

3) 디지털 오실로스코프 (Norland Model 3001)

Norland사의 오실로스코프는 기본적으로 컴퓨터에 의하여 제어되는 데이터 수집장치이며, 초당 200,000 개의 샘플을 측정할 수 있는 입력 채널 4개를 갖고 있고, 12 비트의 A/D 변환기를 갖고 있다. 따라서 제일 작은 수는 0 이며, 제일 큰수는 4095에 해당하므로 이장비의 입력범위를 +/- 20 V 로 맞추어 놓으면, 40 V의 범위는 4096 으로 나누어 지고, 측정된 신호전압의 가장 가까운 디지털 숫자가 메모리에 보관된다. 이 장비의 주 메모리의 용량은 4K (4096포인트)로서 4채널로 나누어 사용할 수도 있고, 1채널로 사용할 수도 있다. 본 실험에서는 전용량의 1/2에 해당하는 2048 포인트를 1채널에 할당하였다. 따라서 기관의 1회전의 압력 측정(1440포인트)에 충분하고 608 포인트가 남게 된다.

본 실험에서는 기관의 압력 데이터를 4개의 운전점(1300 rpm, 2200 rpm, 최대 부하, 제로부하 중 속도와 부하의 결합)에서 수집하였고, 각 운전점에서 각 2세트 씩의 압력데이터를 수집하였다. 처음세트는 압축과 팽창공정의 자료이고 다음은 배기와 흡기공정에 해당한다. 모든자료는 Personal Computer에 보내져서 분석에 사용하도록 하였다.

4) 압력자료 처리

오실로스코프에서 퍼스털 컴퓨터로 보내지는 데이터는 0~4095의 값을 가진 2048개의 정수이다. 이 정수들을 압력값으로 치환하기 위하여 다음의 과정을 거쳤다.

- 가) 모든 정수로 부터 2048을 감한다. (데이터 범위를 -2048~+2048로 바꾼다)
- 나) 2048로 나눈다. (데이터 범위를 -1~+1로 바꾼다)

다) NORLAND 디지털 오실로스코프의 입력 전압 범위인 A1 값으로 곱한다.

(A1이 5.0 인 경우 데이터 범위를 -5~+5로 바꾼다)

라) 압력센서의 감도인 145 psi/volt로 곱하게 되면 압력을 psi 단위로 나타내게 된다.

마) 알맞은 기준선을 얻기 위하여, 압축공정 전의 하사점에서의 압력을 대기압(실험 당일의 대기압 14.11 psi)과 같게 해준다. 따라서 모든 압력 데이터에서 첫번째 압력 값인 하사점에서의 값을 감한 후에 14.11을 가해주어 크랭크 축의 모든 각위치에서의 압력값을 정한다.

최종적으로 적절한 위상조절이 필요한데, 만일 Z 펄스가 정확히 하사점의 타이밍에 맞게 조절되었다면, 아직도 첫번째의 데이터가 수집되지까지는 다소의 지연이 있게 된다. 그림 2에서 보는 바와 같이 데이터 수집시 디지털 오실로스코프를 트리거 할때 Z 컴플리먼트 펄스(Z펄스의 역)를 사용해야 하였고, 스트로브가 이 펄스의 전연(前緣, leading edge)에서 플라이 휠에 비추어지므로, 자료 샘플링은 A펄스의 다음에 오는 전연에 의해 트리거 되므로 3/16도의 위상지연이 생기게 된다. 따라서 타이밍을 적절히 조절하기 위하여 다음의 포트란 문장을 이용하였다.

DO 100 I=1, 1440
100 CA(I)=-179.8125+FLOAT(I-1)*0.25

4. 결과 및 고찰

가. 기관의 기초성능

그림 4, 그림 5 및 그림 6은 기초 실험에서 얻어진 기관성능들을 그래프로 나타내고 있다. 그림 4는 기관의 무부하 운전시 기관속도에 따른 연료 소모율과 구동마력(brake horse power, BHP)을 보여 주고 있다. 연료소모율은 기관의 회전속도에 비례하여 증가하고, 구동마력은 최대 속도인 3000 rpm에서 최대값을 나타내고 있다. 그림 5는 기관속도에 따른 정미평균 유효압력(brake mean effective pressure, BMEP)과 토크량을 보여 주고 있다.

기관의 토크량과 정미평균 유효압력은 1800 rpm의 속도에서 최대값을 나타내고 있다. 그림 6은 기관속도에 따른 정미 연료소비율 (brake specific fuel consumption, BSFC) 과 열효율을 보여 주고 있다. 정미 연료소비율과 열효율은 1500 rpm의 속도에서 각각 최소 및 최대를 나타내고 있다.

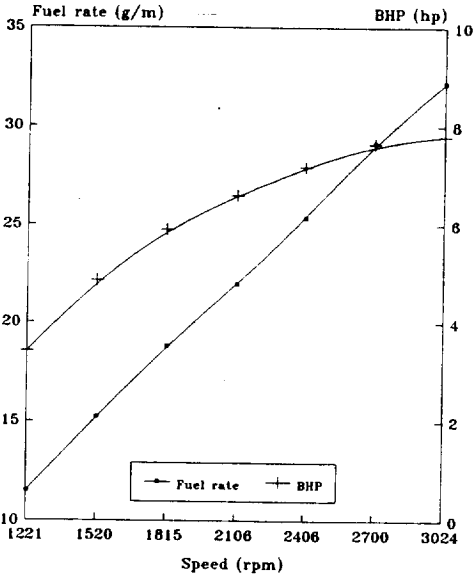


Fig. 4 Fuel consumption rate and Brake horse power diagram

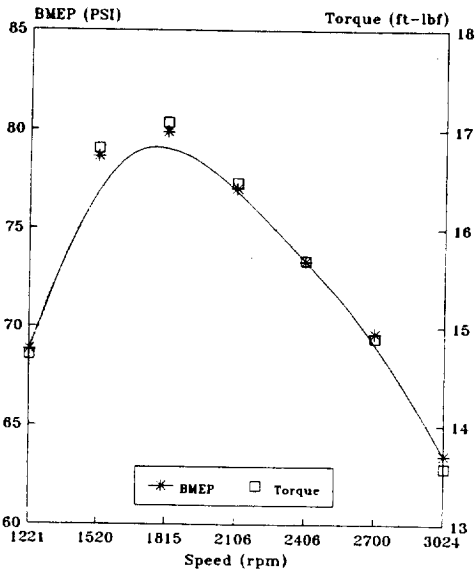


Fig. 5 Brake mean effective pressure and torque diagram

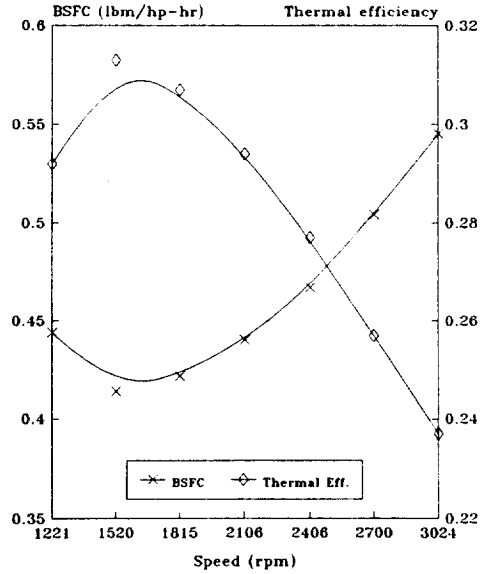


Fig. 6 Brake specific fuel consumption and thermal efficiency diagram

나. 실린더 압력 및 체적

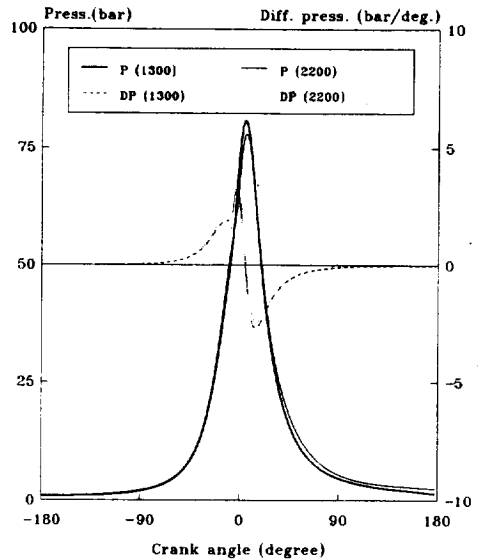


Fig. 7 Experimental cylinder pressure and calculated pressure derivative diagram

그림 7은 기관속도 1300 rpm과 2200 rpm에서의 기관의 크랭크 각에 따른 실린더 압력과 압력 변화율을 보여 주고 있다. 실린더 압력은 측정값이고, 압력 변화율은 압력값으로 부터 cubic spline 보간법에 의하여 구한 수학적인 값으로서 smoothing factor에 따라서 결과가 다르게 나타난다. 그림 8은 1300 rpm에서 압력변화율에 대한 Smoothing factor의 영향을 보여주고 있다. 적당한 Smoothing에 필요한 계수들은 1300 rpm의 경우 100이고, 2200 rpm의 경우 300으로 나타났고, 이 값들을 압력값으로 나눈 값들이 사용되었다.

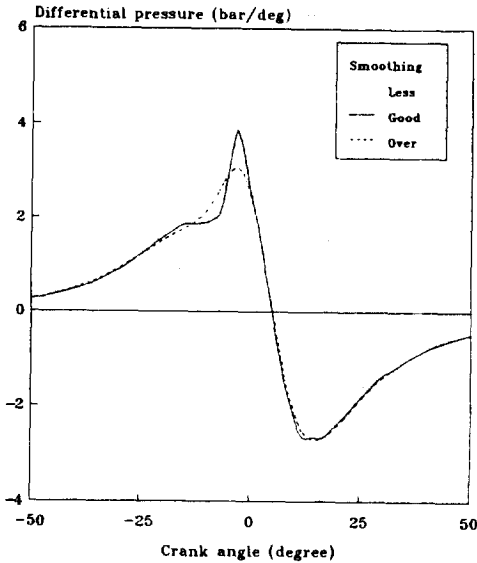


Fig. 8 Effect of smoothing factor on the differential pressure.

(less : 1, good : 100, over : 500)

그림 9는 본 연구에 사용된 디젤기관의 크랭크 각변화에 따른 체적값과 크랭크 각에 대한 체적의 변화율을 나타낸다.

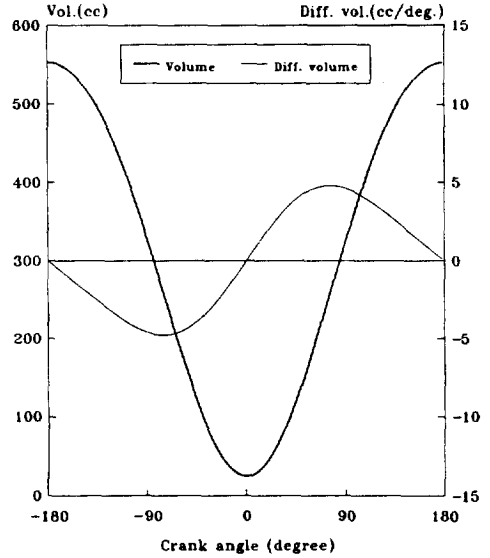


Fig. 9 Calculated cylinder volume and cylinder volume-derivative diagram

다. 열손실

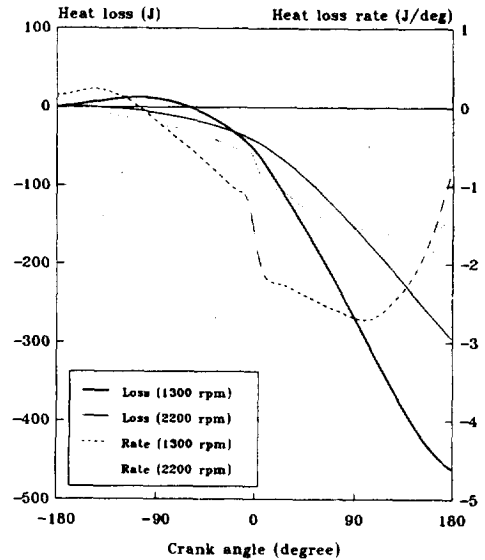


Fig. 10 Computed heat loss and rate of heat loss diagram

그림 10은 기관속도 1300 rpm과 2200 rpm에서의 크랭크각 변화에 따른 열손실량과 열손실 변화율을 보여 준다. 열손실 변화율은 대체적으로 1300 rpm의 경우가 2200 rpm의 경우 보다 크게 나타났고, 총 열손실도 같은 경향으로 나타났다. 이와같은 경향은 기초실험 결과의 열효율에서도 확인할 수가 있다.

라. 실린더 가스온도

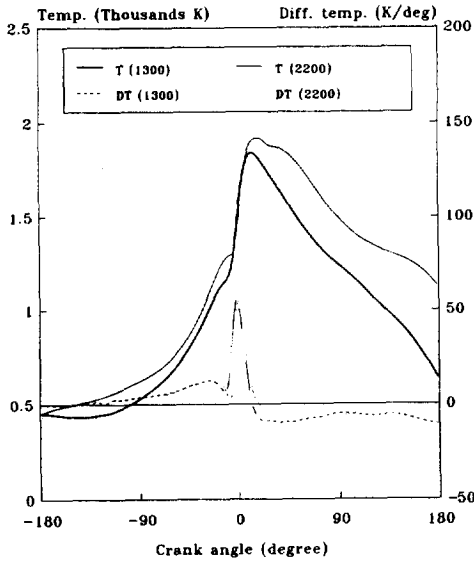


Fig. 11 Computed gas temperature and rate of temperature diagram

그림 11은 두 기관속도에서의 크랭크 각변화에 따른 실린더 가스 온도와 실린더 가스 온도의 변화율을 보여준다. 실린더 가스 온도는 압축과정이 진행되면서 상승하기 시작하여, 연소가 시작되는 상사점 부근에서 급상승하고 대부분의 연료가 동시에 연소되는 상사점 이후의 10도에서 20도 되는 부근에서 최고를 나타내고 이후 연소의 종료가 가까워 짐에 따라 온도가 하강됨을 알 수있다. 온도 상승율은 압축과정의 진행시 완만한 증가를 보이다가, 연료의 증발이 시작될 때 증발열에 기인하여 상승율은 감소되며, 연소 시작과 함께 다시 급한 증가를 보이고 상사점 부근에서 최고를 나타내며 그 이후 급강하게 된다. 1300 rpm의 경우보다는 2200 rpm의 경우가 더 높은 가스 온도 및 온도 상승율을 보여 주고 있다.

마. 연공 당량비

그림 12는 두 기관 속도에서의 크랭크 각변화에 따른 당량비와 당량비 변화율을 보여 준다. 연료/공기 당량비와 당량비 변화율의 곡선은 그

림 13에 있는 연소율(연료주입율) 곡선과 매우 흡사한 모양을 보여 주고 있다.

연료/공기 당량비는 연료 주입율만의 함수가 되므로 이와 같은 결과는 당연하다고 할 수 있다.

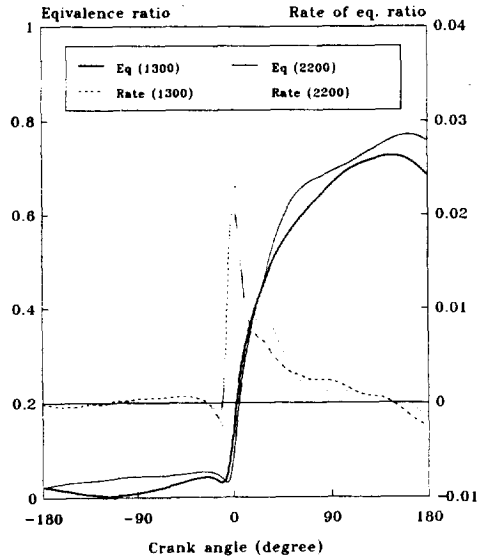


Fig. 12 Computed F/A equivalence ratio and rate of F/A equivalence ratio diagram

바. 가상 연료 주입율 (가상 연소율)

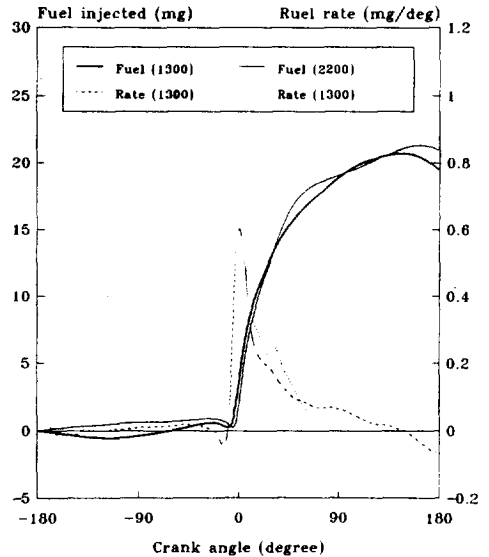


Fig. 13 Computed fuel injected and rate of fuel injection diagram

그림 13은 1300 rpm과 2200 rpm에서의 가상 연료 주입량과 연료 주입율을 보여 주고 있다. 음의 값으로 나타난 연료 주입율은 연료가 연소하지 않고 증발하고 있음을 의미한다. 그림 7의 실린더 압력변화율과 비교하면, 연소율의 최고가 되는 크랭크 각은 압력변화율이 최고가 되는 크랭크 각과 잘 부합하고 있음을 알 수 있다. 따라서 연소율과 압력변화율과는 높은 상관 관계를 유지하고 있고, 압력변화율의 작은 오차는 연소율에 큰 변화를 주게 되고, 압력변화율을 구하는 수치해석방법의 적용에 세심한 주의를 필요로 하게 된다. 연소율 즉 연료 주입율은 100도의 크랭크 각에서 음의 값으로 변하게 되고 배기 밸브는 140도 부근에서 열리게 된다.

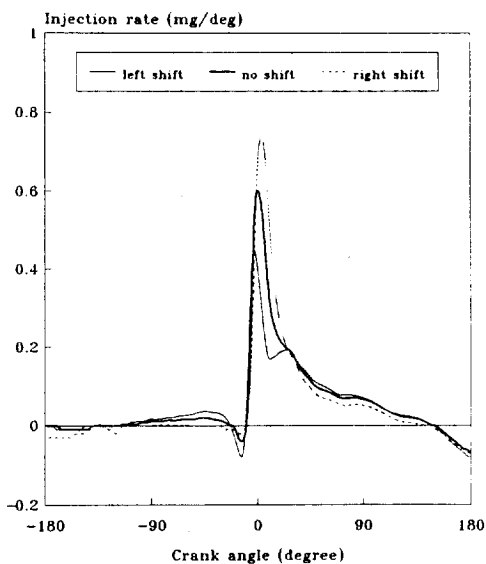


Fig. 14a Effect of pressure-shift on injection rate
(Horizontal shift)

실험에서 가끔 발생할 수 있는 실린더 압력값의 수평 또는 상하 이동이 연소율에 미치는 영향을 1300 rpm의 기관 속도에서 조사한 결과가 그림 14-a와 그림 14-b에 나타나 있다. 이러한 압력값들은 실험상의 오차 특히 엔코더의 조절 오차등으로 인하여 처음부터 이동되는 경우가 많다.

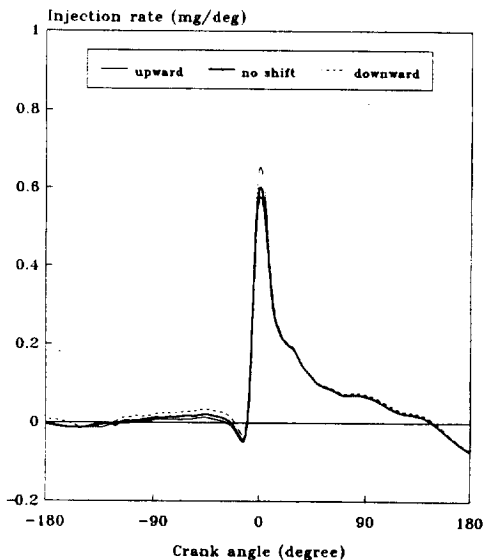


Fig. 14b Effect of pressure-shift on injection rate
(Vertical shift)

그림 14-a에서는 압력값이 크랭크 각 2도씩 좌우로 이동할 때, 즉 압력변화율도 따라서 이동할 때, 연소율 곡선도 같은 방향으로 같은 크기 정도 이동된 것을 보여 준다. 이동으로 인하여 커브의 전체적인 크기는 변하였지만, 커브의 일반적인 모양은 변하지 않았다. 전체적인 커브들의 크기를 비교하면, 앞으로의 이동 즉 최고압의 위치가 2도 정도 늦게 나타나는 경우에는 이동 전 보다 더 작은 양의 연료를 연소시키는 결과가 되고, 뒤로의 이동 즉 최고압의 위치가 일찍 나타나는 경우에는 상사점 이후 10도 정도까지는 더 많은 연료를 연소시키다가 그 이후에는 다시 작은 양의 연료를 연소시키는 현상이 나타났다. 그림 14-a에서, 전반적인 좌우이동은 이동 전과 비교했을 때 작은 양의 연료를 연소시키는 결과를 보였다. 그림 15는 압력값이 상하로 0.1 bar 만큼 이동했을 때의 연소율 변화를 보여 주고 있다. 이때 압력 변화율은 이동하지 않는다. 압력값의 상하 이동은 연소율에 연소율의 변화에 반대의 영향을 주고 있는 것으로 나타났다. 그림 14-b에서와 같이 압력값을 전체적으로 0.1 bar 씩 작게 해준 경우 연소율이 전

체적으로 조금씩 증가하고 따라서 연소량도 많아지는 결과가 나타났는데, 이런 현상은 기관속도에 따른 압력 및 연소율 변화와 비교했을 때 똑같이 나타났다. 상사점 바로 후인 최고압 부근에서는 1300 rpm의 경우가 2200 rpm의 경우보다 높은 압력을 보여주고 있는데 반대로 연소율의 경우에는 낮은 값을 보여주고 있다.

열전달 계수 즉 열손실율이 연소율에 미치는 영향이 1300 rpm의 기관속도에서 조사되었다. 계산에 사용된 열전달 계수는 각각 521(0.5배), 1042(1), 1563(1.5배)이고, 이에 따른 연소율이 그림 15에 나타나 있다. 연소율 커브의 전체적인 윤곽은 비슷하지만 최고값의 위치와 연소량에는 변화가 있음을 알 수 있다. 연료 주입율이 음의 값으로 변하기 전까지의 연료 주입 총량은 열전달 계수가 증가 할때 같이 증가하고, 그 양은 각각 0.016g, 0.021g, 0.026g 정도로 나타났다.

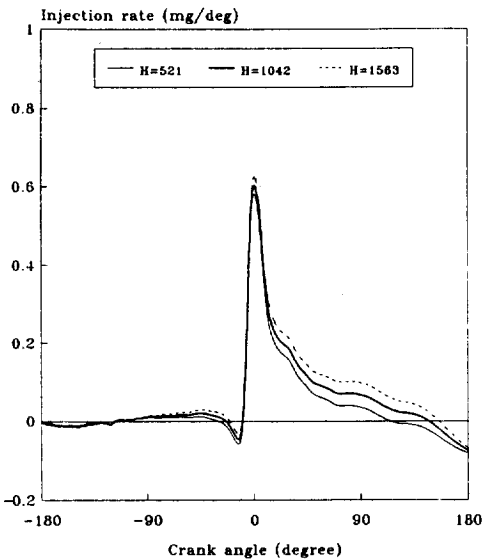


Fig. 15 Effect of heat transfer coefficient on injection rate

본 결과에서 나타난 바와 같이 어느 경우에서나 크랭크각이 110도 이후에는 연소율이 음의 값으로 변하였지만, 실제의 경우 연소율은 배기 밸브가 열릴때 까지 낮은 값으로 지속될 수는 있어도 음의 값으로 변할 수는 없는 것이다. 그

이유로는 가정에서와는 달리 실린더 내에는 화학적인 불평형이 존재하고 있기 때문이며, 이 분명한 에너지 흡수와 지속되는 에너지 방출이 크랭크각 후반에서 계산 되었기 때문이다. 결과적으로 이러한 음의 연소율 값은 이 모델이 실제의 연소 공정을 정확히 표현하지 못하고 있음을 보여 주고 있고 다음의 연구에서 개선되어야 할 부분이다.

5. 결 론

동력경운기에 사용되는 소형 단기통형 디젤기관의 연소특성을 분석하기 위한 방법을 개발하기 위하여, 1) 실린더 내의 연소가스에 대한 열역학적 이론분석을 수행하여, 2) 크랭크 각 0.25도 간격으로 실린더 압력을 정확하게 측정할 수 있는 장치를 구성하고, 3) 실린더 가스 압력값을 이용하여 가상연료 주입율, 열손실, 가스온도 및 연료/공기 당량비등을 계산하여, 연소가스 상태를 파악하여 연소특성을 분석할 수 있는 컴퓨터 프로그램을 개발하였다.

본 연구의 결과는 연소현상의 완전한 규명에는 미흡하지만, 디젤기관내의 연소과정에 관한 실제적이며 양적인 자료들을 제공할 수 있는 컴퓨터 프로그램 및 방법을 제시하므로, 관심 기관의 실린더 압력치를 대입하여 사용할 수 있도록 해주며 다음과 같은 세부 효과를 기대할 수 있다.

- 1) 연소현상에 관한 상세한 지식없이 연소과정의 모델링을 가능하게 해주며,
- 2) 디젤기관의 완전한 모델링에 활용할 수 있는 기초를 제공하고,
- 3) 기관의 성능을 예측할 수 있도록 하여 연소실 설계에 필요한 자료를 제공한다.

6. 기호설명

가. 영문 알파벳 대문자

C : 실린더 누설계수

Fs : 화학적 연공비

P : 실린더 가스 압력 (bar)
 QI : 열손실
 R : 가스 상수
 T : 실린더 가스 온도 (K)
 T_w : 실린더 벽 온도 (K)
 V : 실린더 체적 (cm³)

나. 영문 알파벳 소문자

b : 보어 (cm)
 cr : 압축비
 d : 도함수 기호
 h : 열전달 계수 (J/gm²K)
 h_f : 연료의 절대 엔탈피 (J/m²sK)
 h_l : 누설량의 엔탈피 (J/m²sK)
 l : 컨넥팅 로드 길이 (cm)
 m : 실린더내의 총 질량 (g)
 m_a : 실린더 내의 총질량 중 공기 부분 (g)
 m : 실린더 내의 총질량 중 연료 부분 (g)
 m_f : 가상 연료 주입량 (g)
 m_i : 실린더내의 누설질량 (g)
 s : 스트로크 (cm)
 u : 내부 에너지 (J)

다. 그리스 문자 및 기호

∂ : 부분 도함수 기호
 θ : 크랭크 각 (degree)
 φ : 순간 공연당량비
 ω : 엔진 회전속도 (rpm)
 · : 율 (/s)

“The Computation of Apparent Heat Release for Internal Combustion Engines”. ASME 66 – WA/DGP–4

3) Shahed, S. M., Chiu, W. S., and Lyn, W. T. 1975. A Mathematical Model of Diesel Combustion” Conference on ”Combustion in Engines“
 Institution of Mechanical Engineers, Cranfield, England, Paper No. C94/75

4) Chiu, W. S., Shahed, S. M., and Lyn, W. T. 1976. ”A Transient Spray Mixing Model for Diesel Combustion.“ SAE Paper 760128.

5) Hull, T. E., Enright, W. H., and Jackson, K. R. 1976. ”User’s guide for DVERK – A Subroutine for solving non – stiff ODE’s“ TR No. 100, Department of computer science, University of Toronto.

6) Wahba, G.. 1975. ”Smoothing Noisy Data with Spline Functions, Numer. Math. 24, 383–393.

7) Olikara, C. and Borman, G. L. 1975. ”A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products with Some Applications to I.C. Engines.“ SAE Paper 750468.

8) Ferguson, C. R. 1986. ”Internal Combustion Engines. Applied Thermosciences.“ John Wiley and Sons.

參 考 文 獻

1) 이창식, “압축착화기관의 연소 변동특성에 관한 연구(연소특성과 연소특성치 변동을 중심으로)”, 한국자동차 공학회지 9권 1집 (1987).

2) Krieger, R. B. and G. L. Borman. 1966.