

# 전자유압식 분사계를 갖는 D.I. 디젤기관의 분사 및 연소에 관한 연구

김 현 구 · 라 진 흥\* · 안 수 길\*

(주문진 실업고등학교, \*부경대학교)

## 기 호 설 명

$C_p$ : 정압비열(kJ/kg · K)	$h_r$ : 연료의 엔탈피(J/g)
$C_v$ : 정적비열(kJ/kg · K)	$m_r$ : 연료의 질량유량율(g/deg)
$dP/d\theta$ : 압력상승율(MPa/deg)	$P$ : 압력(MPa)
$dQ/d\theta$ : 경계면을 통한 열유입율(kJ/deg)	$Q$ : 열량(kJ)
$dQ_{ch}/d\theta$ : 연료의 화학적 에너지 발생율(kJ/deg)	$R$ : 기체상수(kJ/kg · K)
$dQ_{ht}/d\theta$ : 실린더벽면을 통한 열손실율(kJ/deg)	$T$ : 온도(K)
$dQ_n/d\theta$ : 정미열발생율(kJ/deg)	$U$ : 내부에너지(kJ)
$dT/d\theta$ : 온도변화율(K/deg)	$V$ : 체적(cm <sup>3</sup> )
$dU/d\theta$ : 내부에너지변화율(kJ/deg)	$\gamma$ : 비열비
$dV/d\theta$ : 체적변화율(cm <sup>3</sup> /deg)	$\theta$ : 크랭크각(deg)

## 하 첨 자

$p$ : 압력	$ht$ : 열전달
$v$ : 체적	$n$ : 정미
$ch$ : 화학적 에너지	$f$ : 연료

## 제1장 서 론

디젤기관은 다른 열기관에 비해 열효율이 높고 내구성 및 신뢰도가 높아, 선박 및 산업용의 동력기관으로 널리 사용되어 왔을 뿐 아니라, 고출력과 연료의 경제성 때문에 중·소·대형 트럭과 버스 및 레저용차 등의 동력원으로 각광을 받고 있다. 그러나 급속한 차량의 증가로 대기오염이 날로 심각해짐에 따라 각국에서는 유해가스 배출물에 대한 규제를 한층 강화하고 있다. 디젤기관은 단위출력당 CO, HC의

배출량이 다른 동력기관에 비해 적으나 연소 방식이 난류확산연소이므로 질소산화물( $\text{NO}_x$ )과 그을음(Soot)이 많이 배출되는 결점이 있다. 이와 같은 디젤기관의 유해가스 배출물을 줄이기 위해서는 저공해 디젤기관의 개발이 요구되고 있으며, 그 한 방법으로 연료분사를 고압화하고 분사시기를 최적연소에 대응하여 변경할 수 있는 분사계의 연구가 활발히 진행되고 있다.<sup>1-3)</sup>

디젤기관의 연소를 향상시키기 위해서는 실린더 내에 공급되는 연료를 짧은 시간에 연소하기 쉬운 상태로 실린더 내에 적당히 분산시켜야 한다. 이를 위해서는 고압 분사의 실현이 요구되며, 운전중 최적의 분사시기가 되도록 조절할 필요가 있다. 연료를 고압화하는 방법으로 기존의 보시식 펌프를 이용하는 방법, 유닛인젝터를 이용하는 방법, 그리고 전자유압식 분사계를 구성하는 방법 등이 있다. 보시식이나 유닛인젝터를 이용할 경우 고압화에 따른 기계적 강도상의 문제, 진동 및 마모뿐만 아니라 2차분사 및 케비테이션 침식 등에 의한 성능 악화를 초래하고 운전중 분사시기의 제어가 용이하지 않다.

그러나, 전자유압식 분사계에서는 고압화가 용이할 뿐 아니라 분사시기의 변경도 전기적 신호에 의해 운전중 쉽게 할 수 있는 특징이 있다. 전자유압식 분사계에는 축압 방식<sup>4)</sup>과 증압 방식<sup>5)</sup>이 있으며, 이들의 장점은 기관회전수나 부하에 관계없이 분사압력을 임의로 정할 수 있고, 또한 높은 분사압력을 실현하는 것이 용이하다. 특히 증압 방식에서는 부스터 피스톤에 50MPa 정도의 비교적 낮은 축압 압력으로 200MPa 이상의 초고압 분사를 실현할 수 있으며, 동시에 각 운전 조건에서도 최적화가 가능한 전자제어 시스템을 구성할 수 있다. 그러나 이러한 방법들은 실용화 단계에서 그 구조가 복잡하여 많은 개량이 요구되고 있으며, 신뢰성과 내구성에 문제점을 가지고 있다.

현재 범용되고 있는 기계식의 경우 분사시기 및 분사기간은 가버너와 원심진각장치 등에 의해 이루어지고 있으나, 기관의 운전 조건에 최적 대응이 힘들다. 이에 비해 전자유압식을 택할 경우 기관의 부하와 회전수에 대응하는 분사시기와 분사기간을 프로그램화한다면 프로그램에 의한 직접적인 제어가 가능할 것이다.

본 연구에서는 D.I. 디젤기관을 최적 제어하기에 앞서, 증압 방식의 고압연료분사 장치인 전자유압식 분사계<sup>6)</sup>를 D.I. 디젤기관에 장착하여 분사압력에 따른 분사시작점과 분사시연 등의 분사계 특성과, 연소시의 연소 특성인 착화점, 착화지연, 연소압력 및 압력상승율, 연소최고압력점과 열발생율등을 분석함과 아울러 본 분사계의 분사율 특성을 조사하고자 한다.

## 제2장 실험 장치 및 실험 방법

### 2.1 실험 장치

분사시기를 전자적으로 제어할 수 있고 분사압력을 임의로 조절할 수 있는 전자유압식 분사계를 구성하고, 이것을 디젤기관의 연소 특성을 파악할 수 있는 계측용 기관에 장착하였다. Fig.1은 장치의 개략도를 나타낸 것으로서, 크게 실험용 기관, 전자유압식 분사계 및 측정 장치의 3부분으로 구성되어 있다.

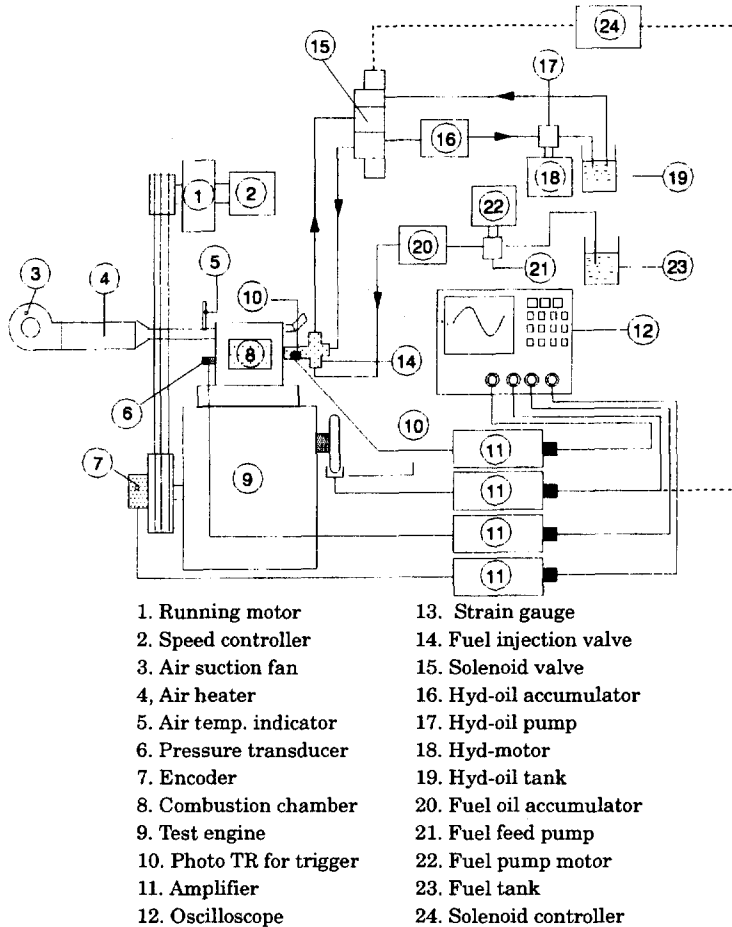


Fig.1. Schematic diagram of experimental apparatus.

### 2. 1. 1 전자유압식 연료분사계

Fig.2는 전자유압식 분사계의 구성을 나타낸 것으로서, 연료를 고압으로 분사시키기 위해 가압시키는 가압회로, 연료를 연료분사밸브로 공급하는 연료공급회로, 분사시기를 제어하는 전기회로로 구성되어 있다. 가압회로는 어큐뮬레이터①, 유압펌프②, 유압탱크③ 등으로 되어 있으며, 연료공급회로는 릴리프밸브④, 체크밸브⑤, 연료펌프⑥, 필터⑦, 연료탱크⑧로 구성되어 연료를 연료분사밸브에 공급한다. 전기회로는 분사 신호에 의해 동작되는 솔레노이드밸브 콘트롤러와, 솔레노이드밸브 콘트롤러에 의해 on, off되는 솔레노이드밸브로 구성되어 있다.

유압펌프 용량은 3.5 cm<sup>3</sup>/rev, 정격 사용압력은 25MPa이며, 솔레노이드밸브의 최고사용압력은 17.5MPa이다. 연료분사밸브에서 부스터 피스톤과 플런저의 면적비는 9.84 : 1이다.

연료 분사는 먼저 유압펌프②를 동작하여 유압유를 압축시켜 어큐뮬레이터에 저장시킨 다음, 솔레노이드밸브 콘트롤러⑫에 분사 신호를 주어 솔레노이드밸브 "A" 측 솔레노이드밸브를 on시키면, 압축유

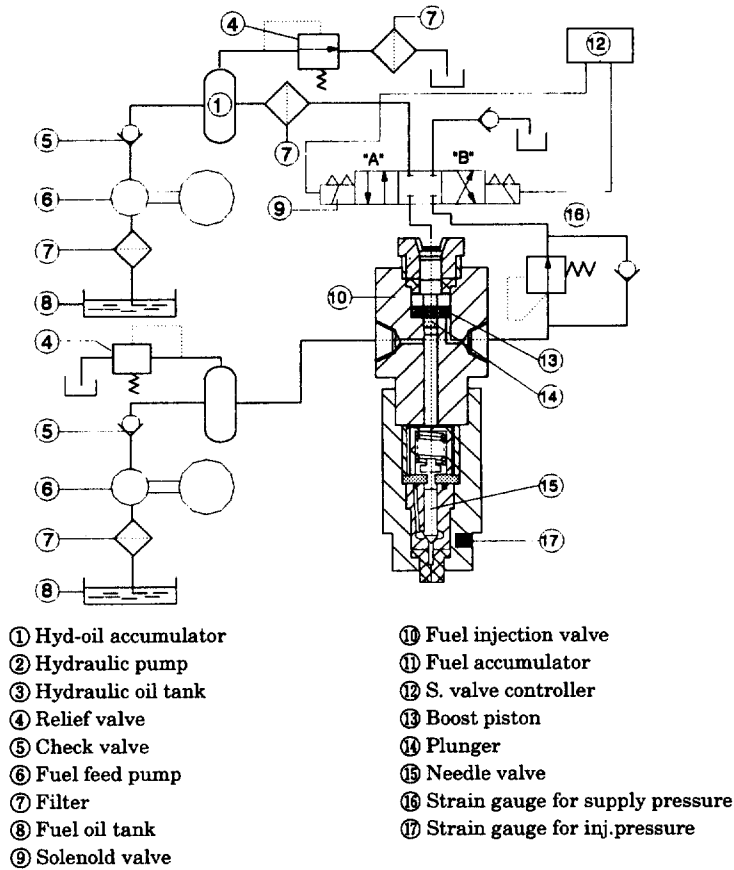


Fig.2. Schematic diagram of electro - hydraulic fuel injection system.

압유에 의해 플런저⑭가 하강하면서 플런저 하부에 유입되어 있던 연료는 면적비만큼 고압으로 압축되고, 개변압 이상이 되면 노즐을 통해서 분사된다. 그리고 복귀는 "B"측 솔레노이드밸브를 on시키면, 플런저 하부에 압축유압유가 유입되어서 플런저를 상승시킴으로써 이루어진다.

Table 1. Specifications of test engine

Type	4cylinder, D.I. diesel engine with rectangular combustion chamber
Bore × stroke	120 × 168mm
Combustion chamber size at TDC	80 × 40 × 26mm
Displacement volume	1900cm <sup>3</sup>
Compression ratio	18.1 : 1
Suction valve close	25° ABCD
Exhaust valve open	18° BBDC

### 2.1.2 시험용 기관

시험용 기관은 실린더 헤드의 형상이 사각형인 D.I. 디젤기관<sup>9)</sup>으로, 그 주요 제원은 Table 1과 같다. Fig.1에서 기관 구동용 전동기①과 전동기의 속도를 제어하여 기관의 회전수를 실험 조건에 맞게 조절하는 인버터컨트롤러②, 흡기를 공급하는 송풍기③와 흡기온도를 조절하는 흡기가열기④, 기관의 상사점의 위치와 크랭크 각도를 검출하기 위한 엔코더(3600pulses/rev)⑦을 크랭크축

끝에 설치하고, 캡축 끝에는 트리거용 포토인터럽터(photo interrupter)의 수광부와 발광부 사이를 단속하는 알루미늄 원판을 설치하였다.

연소실의 변동 압력을 측정하는 압력변환기는 최대허용압력이 20MPa인 스트레인게이지식 압력변환기를 사용하였다. 이 압력변환기는 연소가스에 노출되므로 냉각수 순환 장치가 달려 있는 수냉식이다. 압력변환기는 실린더 중심선과 직각이 되게 실린더 헤드의 연소실 벽면에 장착하였다.

## 2.2 실험 방법

전자유압식 연료분사계의 분사량을 결정하기 위하여, 부스터 피스톤과 플런저 사이의 삽입링의 두께로 플런저 양정을 조정하여 일정한 분사량이 되게 하였다. 분사량의 측정은 연속 50회 분사시킨 후 산술 평균하였으며, 측정 결과 40mg/cycle였다. 분사량을 결정한 후, 연료 분사압력을 측정하고, 결정된 분사량에 대한 분사율을 측정하여, 전자유압식 연료분사계의 분사 특성을 파악하였다. 그리고 전자유압식 분사계를 실험용 기관에 장착한 후 기관 회전수에 따른 연소실 변동 압력을 측정하였다.

### 2.2.1 분사압력의 측정

전자유압식 분사계의 성능을 파악하기 위해서 먼저 연료분사밸브의 플런저에 가해진 유압유의 가압압력(플런저 가압압력)과 연료 분사압력을 측정하였다. Fig.2에서 연료분사밸브의 상부바디에 부착된 스트레인게이지⑯로 측정하며, 연료 분사압력의 측정은 니들밸브 부근의 외측을 가공하여 부착한 스트레인게이지⑰로 측정하였다. 측정은 먼저 연료 어큐뮬레이터⑩의 연료 압력을 0.7MPa로 고정시키고 유압유 어큐뮬레이터(hyd-oil accumulator)의 압력을 릴리프밸브로 0MPa에서 20MPa까지 2MPa 씩 승압시켜 대기압 상태에서 연료를 분사시키면서 플런저 가압압력(부스터 피스톤의 상부압력)과 연료분사압력을 측정하였다. Fig.3은 플런저 가압압력과 출력전압을 나타낸 것이다. 실험기관의 경우 연료분사밸브 노즐이 연소실에 삽입되어 있으므로, 기관 운전중에는 연료분사압력의 측정이 불가능하다. 따라서 운전중의 연료분사압력은 플런저 가압압력을 측정하여, 플런저 가압압력과 연료분사압력과의 관계에 의해서 운전중의 연료분사압력을 결정하였다.

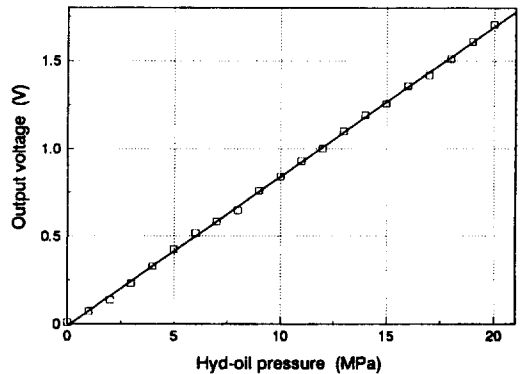
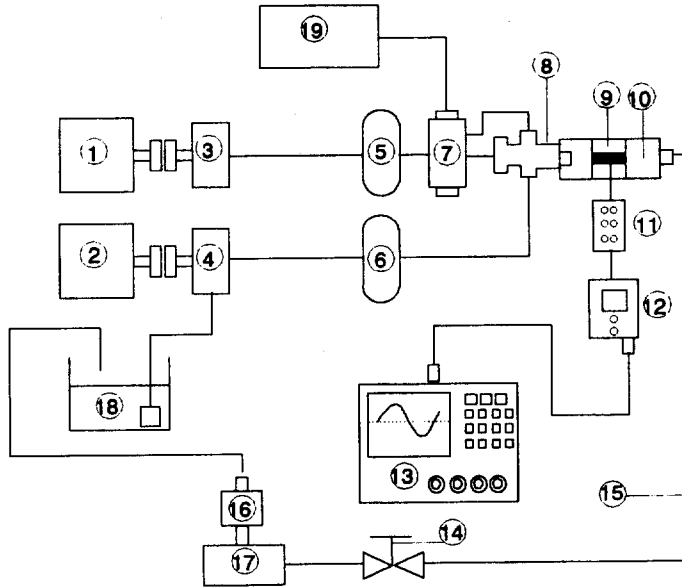


Fig.3. Calibration curve of strain gage for hyd-oil pressure.

### 2.2.2 분사율 측정

Fig.4는 분사율을 측정하기 위한 Bosch식 분사율 측정 장치<sup>7-9)</sup>이다. 파이프 끝에는 드로틀밸브와 압력용기를 달아서 반사파를 줄일 수 있게 하고, 배압을 실린더 압축압력으로 조정하는 릴리프밸브를 압



- |                         |                              |
|-------------------------|------------------------------|
| 1. Hyd-oil pump motor   | 10. Adapter                  |
| 2. Fuel pump motor      | 11. Bridge box               |
| 3. Hyd-oil pump         | 12. Dynamic strain amplifier |
| 4. Fuel oil pump        | 13. Digital oscilloscope     |
| 5. Hyd-oil accumulator  | 14. Throttle valve           |
| 6. Fuel oil accumulator | 15. Measuring tube           |
| 7. Solenoid valve       | 16. Relief valve             |
| 8. Combustion chamber   | 17. Accumulator              |
| 9. Fuel injection valve | 18. Fuel oil tank            |
|                         | 19. S. V. controller         |

Fig.4. Schematic diagram of the Bosch's experimental apparatus for testing injection rate.

력용기에 달았다. 연료분사밸브를 고정시키기 위한 어댑터에 스트레인게이지를 부착하고, 스트레인게이지에서 감지한 변형량(저항)을 전압 시그널로 바꿔 주는 브리지 회로기와 미세한 출력전압을 증폭시켜 주는 증폭기, 캠축의 트리거 신호와 연동되어 연료를 분사시키게 하는 솔레노이드밸브 컨트롤러, 데이터를 수집하는 디지털오실로스코프 등으로 구성하였다. 분사율 측정시에는 유압펌프와 연료펌프를 기동시킨 후, 어큐물레이터의 압력조절밸브로 연료분사압력을 측정하고자 하는 압력으로 조정하고, Bosch식 분사율 측정 장치의 압력실의 배압조절용 밸브로 측정관내의 배압을 실린더 압축압력(2.8MPa)으로 조정한 후, 기관을 회전시켜 솔레노이드밸브 컨트롤러에 동작 신호를 주어 연료를 연발 분사시켰다. 분사할 때의 데이터를 디지털오실로스코프로 수집하였다.

### 2. 2. 3 연소압력의 계측

Table 2는 실험 조건을 나타낸다.

연소실의 변동압력은 최대허용압력이 20MPa인 수냉식 압력변환기로 측정하였으며, 압력변환기의 압력 검정은 분동식 표준압력계로 하였다. 크랭크축 끝에 엔코더를 설치하여 엔코더에서 나오는 z펄스

**Table 2. Experimental conditions**

Engine speed	500 rpm
Injection quantity	40 mg/cycle
Injection pressure	23 MPa, 38 MPa, 51 MPa
Suction temperature	353K
Injection time	45 BTDC ~ 10 BTCD

로 TDC 시그널이 되게 하고, 캠축 끝에는 포토인터럽터를 단속하는 알루미늄 휠을 설치하여 기관의 회전수에 따라 포토인터럽터를 단속하여 트리거 신호와 크랭크각 180CA만큼의 데이터를 받는 시 작점이 되게 하였다.

연소압력을 측정할 때는 Fig.1의 압력변환기, 엔코더, 압력센서 등에 전원을 공급하고, 윤활유 펌프를 가동시켰다. 기관구동모터로 기관을 500rpm으로 모터링하면서 흡기계의 흡기송풍기로 흡기 공기를 연소실로 강제 송풍하고, 흡기가열기로 흡기온도가 주어진 온도(353K)에 도달할 때까지 난기운전을 하였다. 그리고 기관 회전수와 흡기온도가 실험 조건으로 일정하게 유지되었을 때, 실험 기관의 모터링 p-t 선도를 오실로스코프로 수집하였다.

연료분사압력은 전자유압식 연료분사계의 유압펌프와 연료펌프를 가동시킨 후, 실험조건에 따라 유압력을 조정하였다. 분사시기는 캠축 끝에 설치되어 있는 트리거 조절용 알루미늄휠로 포토인터럽터의 단속 위치를 변경시켜서 분사시기를 조정하였다. 이렇게 함으로써 연료의 분사는 포토인터럽터의 단속 신호에 의해 솔레노이드밸브의 콘트롤러가 동작되어 행해진다. 플런저 가압압력과 연료의 연소에 의해 생긴 연소실 변동압력은 플런저 가압압력 검출센서와 압력변환기로 동시에 검출하여 그 데이터를 오실로스코프로 수집하였다.

Fig.5는 연료를 분사하기 위한 트리거 신호로부터 연소압력을 측정하기까지의 과정을 나타내는 타임차트이다. 연료 분사 과정은 트리거 신호에 의해 솔레노이드밸브가 on 되면, 전기적인 지연  $T_{d1}$ 과 유압유가 부스터 피스톤에 작용해서 플런저 가압압력이 상승할 때까지의 기계적인 지연  $T_{d2}$ 가 있는 후에 플런저 가압압력이 상승하고, 플런저 가압압력이 연료분사밸브의 개변압 이상으로 되었을 때까지 분사지연  $T_{d3}$ 를 거친 후에 연료가 분사하기 시작한다. 여기서 분사지연  $T_{d3}$ 는 Fig. 6과 같이 플런저 가압압력과 분사울곡선을 동시에 수집하여 그 상승시작점으로부터 미리 구해둔다. 그리고 분사를 곡선에서 연소압력선도의 변곡점(착화점)까지의 기간이 착화지연기간이다.

#### 2.2.4 엔진의 연소 성능 해석

운전중인 기관의 크랭크각의 변화에 대한 실린더 내의 압력신호와 실린더 체적과 체적변화율로 근사적인 겉보기 정미열발생율을 구할 수 있다.<sup>10,11)</sup>

디젤기관의 연소 과정을 통해 발생하는 크랭크 각도당 연료의 화학적 에너지 발생, 즉 열발생율을 계산하기 위해서 경계면을 통한 질량 유동은 연료 뿐이고, 또 연소 과정중에 각 순간에 있어서의 실린더 내의 연소가스온도가 균일하다고 가정하면,

$$\frac{dQ}{d\theta} - P \frac{dV}{d\theta} + \sum m_f h_f = \frac{dU}{d\theta} \quad (1)$$

으로 나타낼 수 있다.

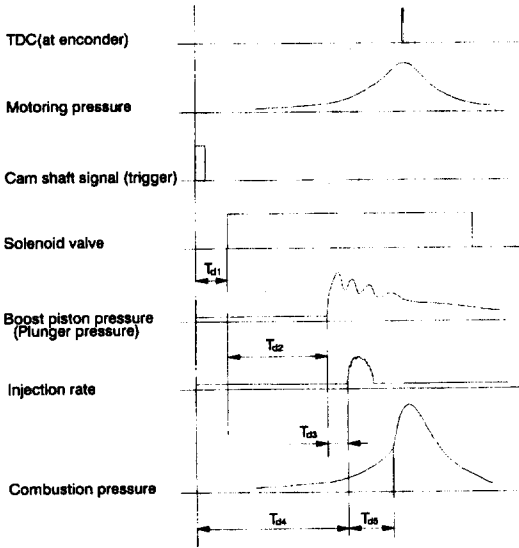


Fig.5. Time chart of each events for combustion test engine.

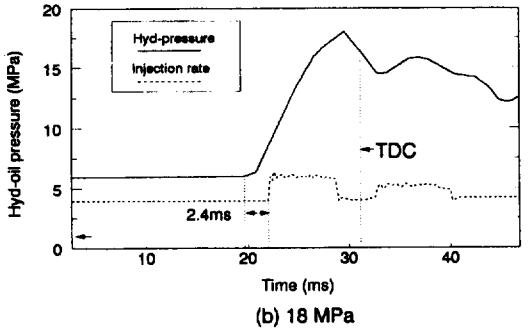
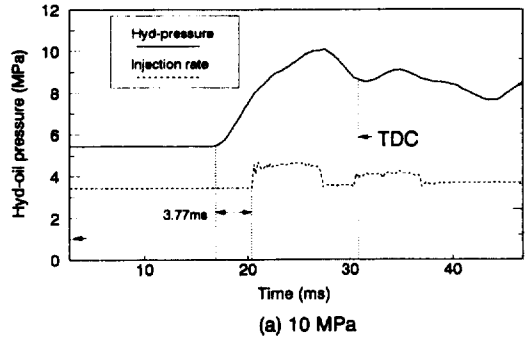


Fig.6. Curves of the hyd - oil pressure and injectio nrnate.

식(1)에서  $U$ 를 내부에너지,  $h_f$ 를 분사된 연료의 엔탈피라면  $dQ/d\theta$ 는 연료의 연소에 의해서 발생하는 화학적 에너지와 계로부터 외부로 전달되는 열전달율의 차이로서 겉보기 정미열발생율이 된다. 여기서  $m_f h_f \approx 0$  이므로,

$$\frac{dQ_n}{d\theta} = \frac{dQ_{ch}}{d\theta} - \frac{dQ_{ht}}{d\theta} = P \frac{dV}{d\theta} + \frac{dU}{d\theta} \quad (2)$$

식 (2)에서 실린더 내를 이상기체라 간주하면  $PV=mRT$  이므로,

$$\frac{dQ_n}{d\theta} = P \frac{dV}{d\theta} + mc_v \frac{dT}{d\theta} \quad (3)$$

으로 나타낼 수 있다.

이상기체방정식  $PV=mRT$  ( $R=constant$ )로부터 양변에 자연대수를 취해 미분하면,

$$\frac{dP}{P} + \frac{dV}{V} = \frac{dT}{T} \quad (4)$$



로 되고 식(4)을 변형하면,

$$\frac{1}{PV}(VdP+PdV)=\frac{dT}{T} \text{ 이고, } PV=mRT \text{ 관계식을 이용하여 } T \text{를 소거하면}$$

$$mdT=\frac{(VdP+PdV)}{R} \tag{5}$$

로 나타낼 수 있으며, 식(5)을 식(3)에 대입하여 풀면,

$$\frac{dQ_n}{d\theta}=(1+\frac{c_v}{R})P\frac{dV}{d\theta}+(\frac{c_v}{R})V\frac{dP}{d\theta} \tag{6}$$

이다. 또,  $c_p - c_v = R$  과  $\gamma = c_p / c_v$  의 관계식으로부터,

$$\frac{dQ_n}{d\theta}=(\frac{\gamma}{\gamma-1})P\frac{dV}{d\theta}+(\frac{1}{\gamma-1})V\frac{dP}{d\theta} \tag{7}$$

로 나타낼 수 있다.

그러므로 식(7)에서 비열비 $\gamma$ 의 영향이 적으므로  $\gamma$ 가 일정하다고 가정할 때 실린더 내에서 수집한 데이터와 압력상승을 및 기관의 실린더 체적과 체적변화율로서 걸보기 정미열효율을 구할 수 있다.

### 제3장 실험 결과 및 고찰

#### 3.1 분사압력 특성

Fig.7은 본 분사계에서 유압유 압력(플런저 가압압력)에 대한 연료분사압력을 나타낸다. 플런저 가압압력이 높아짐에 따라 연료분사압력이 높아지나, 플런저 면적비(9.84 : 1) 만큼 연료분사압력이 높아지지 않았다. 그 이유는 고압분사가 될수록 플런저 가공의 정밀도와 마모에 기인한 누설량이 커져 압력상승율이 낮아지기 때문으로 판단된다. 그림에서 가압압력이 18MPa일 때 51MPa의 분사압력을 나타내고 있다.

Fig.8은 분사압력 곡선을 나타낸 것이며, 분사압력이 높을수록 그 압력상승율은 높으며 분사기간은 6 ms 정도로 짧은 반면에, 분사압력이 낮으면 연료 분사기간이 길어지고 분사압력 곡선에 맥동이 일어날 수 있다.

#### 3.2 분사율 특성

Fig.9는 분사압력 변화에 따른 분사율의 곡선을 나타낸다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 분사압력이 높을수록 최고 분사율이 높게 나타나고 분사기간은 짧아짐을 알 수 있다. 그리고 최고 분사율이 나타나

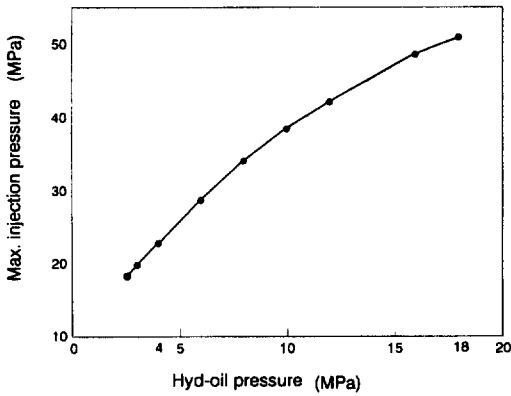


Fig.7. Curves of max. injection pressure vs. hyd-oil pressure.

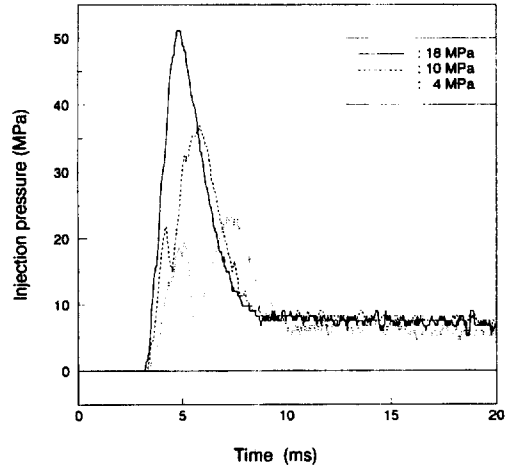


Fig.8. Injection pressure curve on boosting hyd-oil pressure.

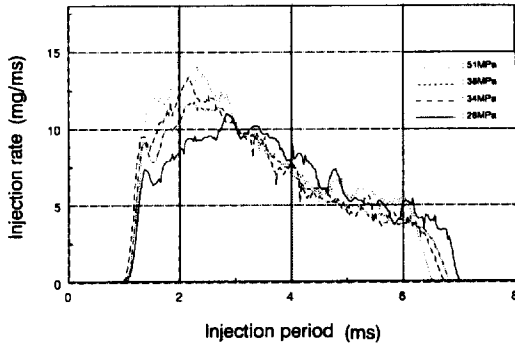


Fig.9. Comparison of injection rate on the change of fuel injection pressure( injection quantity : 40mg/cycle).

는 시기는 분사압력이 높을수록 빨리 나타난다. 이와 같이 분사압력이 높을수록 분사기간이 짧고 최고 분사율이 빨리 나타나는 것으로 보아 분사 초기에 다량의 연료가 연소실로 분사됨을 알 수 있다. 그러나 전체 분사율의 경향은 분사압력에 관계없이 초기에 많은 연료량이 분사되고 후기에는 완만하게 감소해 가는 현상을 보이고 있다.

### 3.3 연소 특성

#### 3.3.1 분사지연과 연소압력

연료가 분사될 때의 분사시기를 직접 계측할 수가 없으므로, 분사계를 실험용 기관에 장착하기 전에 분사율 곡선과 플런저 가압압력 곡선을 동시에 계측하여 Fig.6과 같은 방법으로 분사지연을 구하였다.

Fig.6에서 상부 곡선이 플런저 가압압력 곡선이고, 하부 곡선이 분사율 곡선이다. 플런저 가압압력 곡선이 상승하기 시작하는 점과 분사율 곡선이 상승하기 시작하는 점과의 거리가 분사지연이며, 본 실험의 결과 분사지연은 플런저 가압압력에 따라 상이하였으며, 플런저 가압압력이 18MPa(분사압력 51MPa)인 경우 2.4 ms, 10MPa(분사압력 38MPa)인 경우 3.77 ms, 4MPa(분사압력 23MPa)인 경우 10.34 ms 였으나 플런저 가압압력이 4MPa인 경우 오차가 커져 재현성이 나빴다. 그리고 분사시작 트리거로부터 분사시작점까지의 지연기간은 8ms 범위내의 큰 오차가 있음을 확인하였다. 이는 솔레노이드밸브의 전

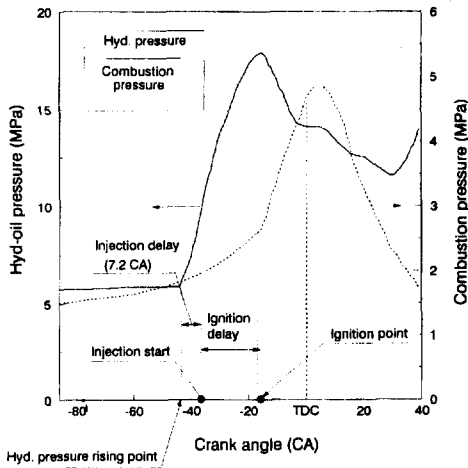


Fig.10. Curves of the hyd - oil pressure and combustion pressure.

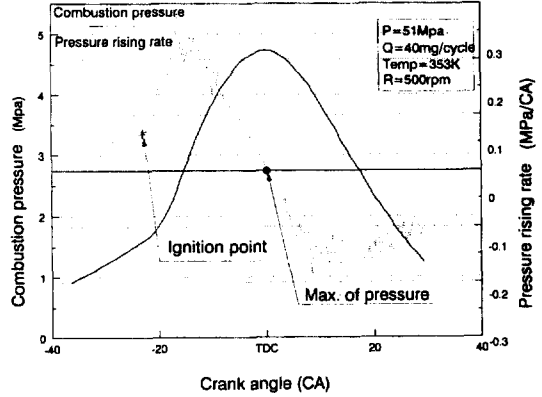


Fig.11. Curves of pressure rising rate and combustion pressure.

원을 교류 전원으로 사용하였기 때문이라 판단된다. 즉, 교류 솔레노이드의 경우 코일에 흐르는 전류가 60Hz로 변함에 따라 전류의 순시값은 위상차에 따라 달라지므로 이로 인해 기자력 크기가 변하기 때문으로 판단된다. 이러한 현상을 피하기 위하여 직류 전원의 솔레노이드밸브를 사용하였으나 충분한 기자력을 확보할 수가 없었다. 따라서 본 실험에서는 교류 솔레노이드를 사용하되 수십회 분사시킨 후 유사한 분사시기들을 군집하여 해석하였다.

Fig.10은 플런저 가압압력을 18MPa로 하여 분사시켰을 때의 플런저 가압압력 곡선과 연소압력 곡선을 동시에 검출한 압력선도이다. 분사를 위한 가압은 BTDC 약 43CA에서 시작되었다. 그리고 플런저 가압압력을 18MPa로 했을 경우 분사지연이 2.4ms이었으므로 실제 분사시작점은 BTDC 약 36CA임을 알 수 있다. 분사후 착화는 압력곡선이 급상승하는 점이며, 착화후에는 연료의 연소에 의해 압력이 최고 압력까지 상승한 후 감소되어 간다. 그림에서 착화점은 BTDC 약 18CA이고 최고압력은 ATDC 약 5CA에서 4.9MPa이다. 여기서 착화점과 최고압력점의 위치를 보다 정확히 알기 위해서는 압력상승률곡선이 주로 사용되며, 오실로스코프에서 수집한 연소압력곡선을 압력상승율로 계산하여 도시한 그림의 한 예가 Fig.11이다. 압력상승율이 상승하기 시작하는 점이 착화점, 압력상승율이 "0"인 점이 최고압력점의 위치이다.

### 3.3.2 착화지연 특성

전자유압식 분사계를 실험용 기관에 장착하여 실험을 한 결과, 분사계의 플런저 가압압력을 10MPa(분사압력 38MPa)이하로 하였을 경우 트리거로부터 분사시작점까지의 지연기간 중 분사지연기간의 오차가 매우 커져 착화지연에 대한 해석이 불가능하였다. 그러나 플런저 가압압력이 10MPa(분사압력 38MPa) 이상의 경우 착화지연에 대한 경향의 파악이 가능하였으며, 그 결과가 Fig.12와 Fig.13이다. Fig.12는 플런저 가압압력을 10MPa(분사압력 38MPa)로 한 경우이다. 그림에서 분사시기가 TDC

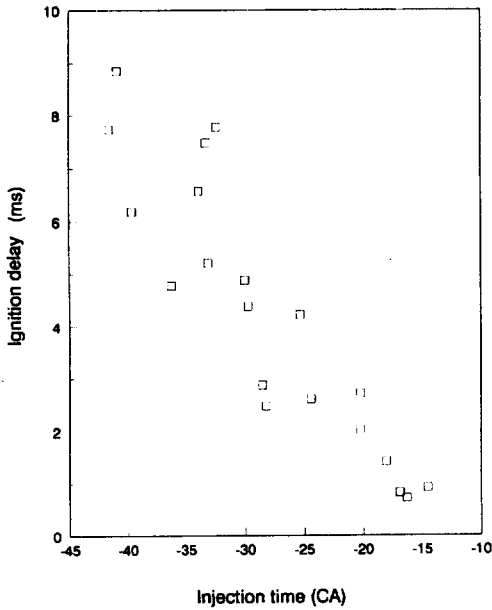


Fig.12. Ignition delay vs. injection time(Injection pressure : 38MPa).

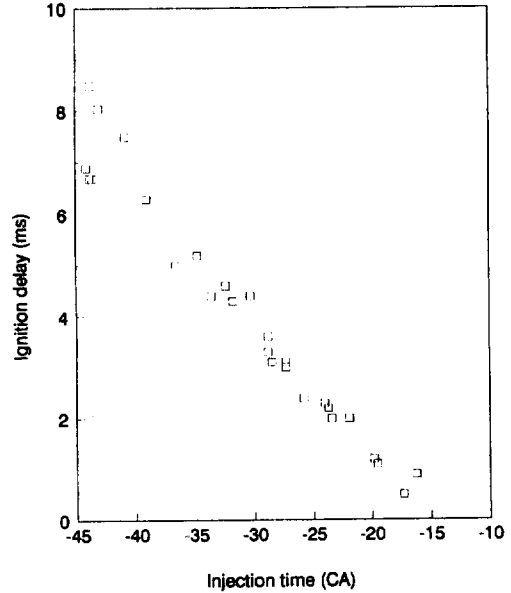


Fig.13. Ignition delay vs. injection time(Injection pressure : 38MPa).

에 가까울수록 착화지연 기간이 짧아지고 있으며 분사시기가 약 TDC전 15CA인 경우 1ms이하이다. 그리고 동일 분사시기에서 착화지연기간이 비교적 넓은 범위에 분포하고 있다. 이러한 이유는 분사압력이 낮아 혼합기 형성이 불량하고, 압력선도상에서 착화점의 판독 오차 때문이라 판단된다. Fig.13은 플런저 가압압력을 18MPa(분사압력 51MPa)로 했을 경우의 착화지연을 나타낸 것이다. 분사시기가 TDC로 갈수록 착화지연이 짧아진다. 플런저 가압압력을 10MPa(분사압력 38MPa)로 했을 경우보다 전반적으로 짧게 나타났으며, 분사시기 15BTDC에서 약 1ms이하의 착화지연값을 가졌다.

이와 같이 플런저 가압압력이 높을수록 착화지연이 짧게 나타나는 이유는 플런저 가압압력이 높을수록 분사압력은 높고, 또 분사압력이 높을수록 분무의 미립화가 양호하여 착화를 위한 가연혼합기 형성이 빨리 이루어지기 때문이라 판단된다. 그리고 동일 분사시기인 경우의 착화지연을 비교해보면 그 값이 유사한 범위에서 분포하고 있다. 이로서 본 전자유압식 분사계의 경우 플런저 가압압력이 18MPa에 이르면 재현성을 확보할 수 있고, 안정된 연소현상을 나타냄을 알 수 있다.

### 3.3.3 연소 특성

Fig.14는 연료를 51MPa로 분사시켰을 때의 정미열발생율 선도로서, 분사된 연료가 증발을 시작하여 열발생율의 기울기가 음(-)이 되는 점(BTDC 29CA)이 분사시작점과 대체로 일치하며, 가연혼합기가 착화되어 열을 발생하여 열발생율의 값이 다시 양(+)으로 되는 점(BTDC 19CA)을 착화점이라 할 때 착화지연 기간은 10CA(3.3ms)이다. 이는 분사압력이 51MPa일 때의 분사울곡선상의 분사기간 18CA(6ms)보다 짧다는 것을 말해주고 있다. 그리고 착화점으로부터 열발생율이 증가하여 BTDC 15CA

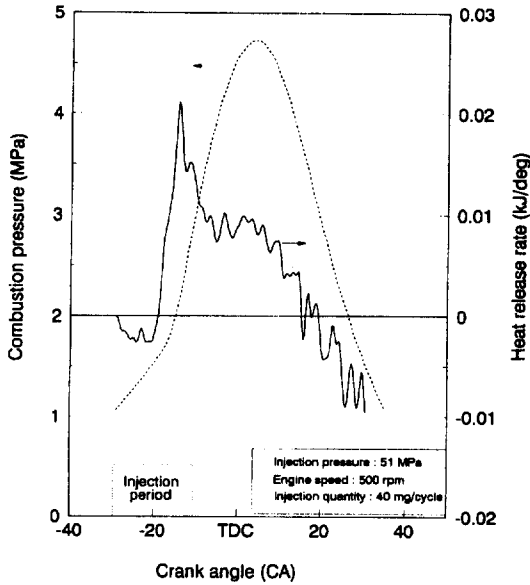


Fig.14. Combustion pressure and heat release rate curve.

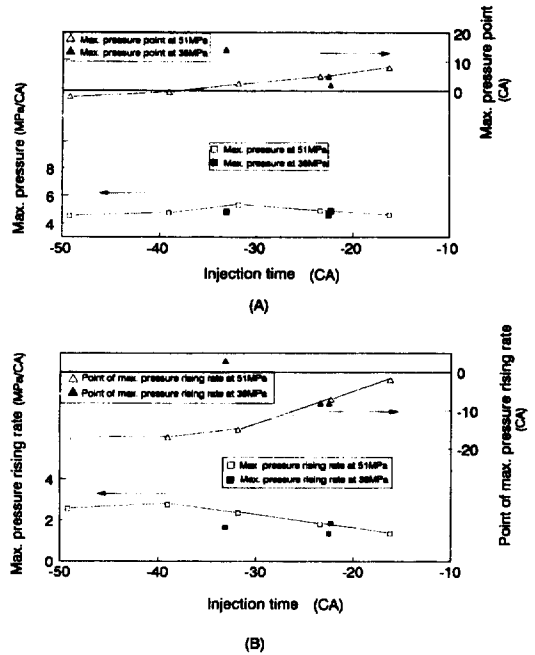


Fig. 15. Combustion characteristic curves on injection pressure and injection time.

에서 최대 열발생율(0.021kJ/deg)을 나타낸 후 열발생율이 점차 감소하다가 다시 증가하는 점까지가 예 혼합 연소기간에 해당하며, 예혼합 연소 후 열발생율이 증가하기 시작하는 점이 확산연소의 시작점이고, 이 점으로부터 열발생율의 값이 다시 음(-)으로 떨어지는 점까지가 확산연소 기간에 해당한다. Fig.15는 최고압력상승율, 최고압력상승율 위치, 최고압력값, 최고압력값의 위치 등을 나타낸다. 그림 A에서 분사압력을 51MPa로 했을 경우 최고압력값은 분사시기에 관계없이 약 5MPa의 값을 가지나, 분사시기 30 BTDC부근에서 최고값을 나타내고 있다. 그리고 최고압력이 나타나는 위치는 분사시기가 40 BTDC까지 당겨지면 TDC에서 최고압력값을 가진다. 그림 B에서 분사압력을 51MPa로 했을 경우 분사시기가 TDC에 가까워질수록 최고압력상승율은 낮아지며 최고압력상승율이 나타나는 위치는 TDC로 접근하고 있다. 한편 분사압력을 38MPa로 했을 경우에는 최고압력 및 최고압력상승율에 대응하는 위치가 불분명하여 일정한 경향을 보여주지 않고 있다.

#### 제4장 결 론

전자유압식 분사계를 시험용 기관에 장착하여 분사 및 연소 실험을 한 결과 아래와 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 연료의 분사는 전기적, 기계적 분사지연을 거친 후 분사되며 분사초기에 높은 분사율을 나타내었다.

- 2) 전자유압식 분사계의 플린저 가압압력이 18MPa(연료분사압력 : 51MPa)이상 일 때 분사계의 연소특성을 평가할 수 있는 안정된 착화지연을 가졌다.
- 3) 착화지연은 분사시기가 TDC에 가까울수록 빨라지며, 분사시기 15BTDC에서 약 1ms이하의 착화지연값을 가졌다.
- 4) 연소시 최고압력상승율은 분사시기가 늦을수록 낮아지고, 연소최고압력값은 분사시기에 관계없이 약 5MPa의 값을 가졌다.

### 참고문헌

1. Yamaguch, "Spray Characteristics and Combustion Improvement of D.I. Diesel Engine with High Pressure Fuel Injection", SAE Paper 890265.
2. Lauvin, et al., "Electronically Controlled High Pressure Unit Injector System for Diesel Engines", SAE Paper 911819.
3. 장세호, "전자유압식 연료분사계와 초고압디젤분무의 특성에 관한 연구", 부경대학교 대학원, 박사학위논문, 1997.
4. Y. Kijiro, et al., "Development of Electronically Controlled Two Stroke Diesel Engine", 內燃機關 Vol. 30, No. 384, 1991.
5. M. Miyaki, Y. Yamamoto, et al., "Development of New Electronically Controlled Fuel Injection System ECD - U2 for Diesel Engines", SAE Paper 910202.
6. 라진홍, "가시화 방법에 의한 직분식 디젤기관의 분무 및 화염의 특성과 그울음 생성에 관한 연구", 부경대학교 대학원, 박사학위논문, pp.22~27, 1996.
7. Wilhelm Bosch, "The Fuel rate Indicator : A New Measuring Instrument for Display of the Characteristics of Individual Injection", SAE Paper 660749.
8. Takeyuki Kamimoto, "Development of a New Measurement Tool for Fuel Injection Rate in Diesel Engine", SAE Paper 890317.
9. Takeyuki Kamimoto, "A Study on Precise Measurement of Diesel Fuel Injection Rate", SAE Paper 920630.
10. Heywood, John. B., "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw - Hill Book Company, pp.508 ~510, 1988.
11. 한국기계연구소, "엔진 성능 시험 기법 개발", UCE 621.43, pp.6~11, 1986.

# **A Study on Injection and Combustion of D.I. Diesel Engine with Electronic – hydraulic Fuel Injection System**

Hyun – Gu KIM · Jin – Hong RA\* · Soo – Kil AHN\*

(Jumunjin Vocational Highschool, \*Pukyong National university)

Diesel engine is widely used for ship and industry source of power because of its high thermal efficiency and reliability and durability. However it lead to air pollution due to exhaust gas, and it is important to develop diesel engine of lower air – pollution to decrease the hazardous exhaust gas emissions.

As one of the ways, the study for practically using the high pressure of fuel injection and variable injection timing system is being processing. The high pressure injection, which is said to be an effective means for reducing both NOx and particulate emissions, and great improvements in combustion characteristics have been reported by many researchers.

In this study, electronic – hydraulic fuel injection system and hydraulic fuel injector system have been applied to the D.I. test engine for high pressure injection and variable injection timing. The injection pressure and injection rate depending upon accumulator pressure were measured with strain gage and Bosch injection rate measuring system before fitting the system into test engine, and analyzed the characteristics of the injection system.

The combustion characteristics with this injection system has been analyzed with data concerning heat release rate, pressure rising rate, ignition point, ignition delay and maximum pressure value.