직접분사식 압축점화 디젤엔진의 연소 및 배기특성에 관한 연구

A Study on Combustion and Emission Characteristics in Compression Ignition CRDI Diesel Engine

김기복[1], 최일동[2], 하지훈[2], 김치원[3], 윤창식[3]
Gi-Bok Kim, Il-Dong Choi, Ji-Hoon Ha, Chi-Won Kim, Chang-Sik Yoon

〈Abstract〉

Recently it has been focused that the automobile engine has developed in a strong upward tendency for the use of the high viscosity and poorer quality fuels in achieving the high performance, fuel economy, and emission reduction. Therefore it is not easy to solve the problems between low specific fuel consumption and exhaust emission control at motor cars.

In this study, it is designed and used the engine test bed which is installed with turbocharger and intercooler. In addition to equipped using CRDI by controlling injection timing with mapping modulator, it has been tested and analyzed the engine performance, combustion characteristics, and exhaust emission as operating parameters, and they were engine speeds(rpm), injection timing(bTDC), and engine load(%).

From the result of an experimental analysis, peak cylinder pressure and the rate of pressure rise were increased, and the location of it was closer toward top dead center according to the increasing of engine speed and load, and with advancing injection timing. The combustion characteristics are effected by fuel injection timing due to be enhanced the mass burned fraction. Using the engine dynamometer for analyzing the engine performance, the engine torque and power have been enhanced according to advancing the fuel injection timing. In analyzing of exhaust emission, there has been a trade-off between PM and NOx with increasing of engine speed and load, and with advanced injection timing. The experimental data are shown that the formation of NOx has increased and PM, vice versa.

Keywords : Specific fuel Consumption, CRDI(common rail direct injection), Combustion characteristics, Exhaust emission, Rate of pressure rise, Mass burned fraction, Fuel injection timing, Compression Ignition(CI), ECU(Electronic Control Unit)

1* 정회원, 교신저자, 경대학교 첨단공학과, e-mail : gibok.kim@renaultsamsung.com
2 정회원, 경남대학교 첨단공학과
3 정회원, 경남대학교 기계공학부 교수, 工博

1* Corresponding Author, Advanced engineering Dept.,graduate school, kyungnam Univ.
2 Advanced engineering Dept.,graduate school, kyungnam Univ.
3 Prof., School of Mechanical Engineering, Kyungnam University, Ph. D.

1. 서 론

최근 산업의 급속한 발전에 따라 다량의 화석연료 사용으로 인한 온실가스 배출량의 급증으로 대기 공해와 기후변화에 심각한 영향을 미치게 되었다. 온실가스와 유해 연소가스의 규제가 국제적으로 강화되고 있으며, 화석연료자원의 고갈이 심각하게 대두되고 있다.

전 세계적으로 자동차 산업은 고유가 시대를 맞이하여 고성능, 저연비 차량에 대한 소비자 욕구 상승 및 소비패턴의 변화에 따라 신모델 개발의 주기는 더욱 짧아지고 있다. 따라서 각 완성차 제작업체들은 소비자 욕구에 부응하고 자동차 시장을 선점하기 위해 자동차의 심장이라 할 수 있는 엔진 개발에 막대한 연구비를 투자하고 있다. 또한 배기량은 작아지고 엔진출력은 더욱 증대 시키는 다운사이징 엔진들을 제작하여 고출력 저연비를 도모하고 있다. 고출력엔진 증가와 더불어 온실가스 주범인 CO_2 배출량도 증가하고 있는 실정이며, 지구 온난화 현상으로 자연재해를 줄이기 위해 세계 각국에서는 자동차 배출가스 규제도 매우 강도 높게 진행되고 있으며 2014년 Euro-VI 기준에 의거 배출가스 규제는 더욱 강화되고 있다.

연비향상과 차량 승차감 향상 등의 요구에 부응하기 위하여 디젤엔진의 연료 분사기구도 부 연소실식 에서 직접 분사실식 으로의 비율이 증가하고 있고, 고출력을 실현할 수 있는 터보차저 및 인터쿨러가 주류를 이루고 있으며, 고압, 고송유화라는 분사 특성의 개선과 최적, 고정밀도로 제어하는 전자제어화가 활발하게 적용되고 있다.[1][2]

압축점화식 디젤엔진은 스파크점화 가솔린엔진에 비하여 열효율이 우수하고, 탄소의 배출을 줄일 수 있으므로 한정된 화석연료자원과 최근 지구 온난화 문제로 심각하게 대두되고 있는 환경 규제를 생각해 볼 때 현재 및 미래의 동력원 중에서 가장 중요한 기술이다.[3][4][5] 또한 디젤엔진은 선박용, 산업용 및 자동차용 등의 동력원으로 널리 사용되고 있으며 고출력화가 가능하기 때문에 그 수요가 점점 증가하고 있는 추세이다. 따라서 스파크점화 가솔린 엔진에 비하여 질소산화물과 매연이 비교적 많이 발생되므로 이를 저감하고, 연소 및 출력을 향상시킬 수 있는 기술에 대한 연구가 절실히 필요하다.

압축점화 디젤엔진의 연소특성에 미치는 인자로는 연료의 분사시기, 분사율, 연료분무의 무화성, 관통성, 공기과잉율, 실린더 내 온도와 압력, 연료의 세탄가 등이 있으며, 이러한 인자들은 매우 유기적인 관계를 가지고 있으므로 성능특성을 연구할 필요가 있다.

본 연구에서는 연료분사의 시기 및 특성을 고찰하고 연소 및 배기특성을 해석하기 위하여 엔진을 설계 개조하여 실험에 사용하였다. 연소특성에 미치는 인자 중 연료의 분사시기를 ECU 맵핑 장비를 통하여 실시간으로 변화시킴으로써 이로 인한 연소실 압력 및 압력상승률, 열발생률, 질량연소율 등의 엔진 연소 특성에 미치는 영향과 이와

병행하여 질소산화물 및 매연 등 배기배출물의 생성기구에 관하여 실험을 통하여 분석 및 고찰하고자 한다.

2. CI(Compression Ignition) 디젤엔진의 연소특성 및 배기생성 메카니즘

2.1 CI 디젤엔진의 연소특성

CI(Compression Ignition) 디젤엔진은 흡입 압축 폭발 및 배기의 각 행정이 하나의 사이클을 이루는 것은 SI 가솔린엔진과 동일하나, 흡입과정에서 공기만을 흡입한 후, 압축말기에 실린더 내 연료를 분사하여 자연착화를 하는 것이 작동원리상 상이하다.[6][7]

연료분사 시스템에서 공급된 연료는 분사기(injector)의 노즐을 통해 압축행정 말기에 고압으로 실린더 내로 분사된다. 액체상태의 연료는 고속 분무형태로 연소실 내를 퍼져나가게 되며, 이때 공기온도가 연료의 자기착화 온도보다 높으면 분사된 연료는 압축된 고온공기 중에서 무화, 증발되므로 자기착화가 가능한 최적의 혼합비로 연소실내에 형성되어 연소가 시작된다.

이것을 자기착화(self ignition)라 하며, 그 후 계속하여 분사되는 연료는 분무제트를 형성하여 주위의 공기와 혼합함으로써 연소가 계속 진행된다. 실린더 내 압력상승률, 최대압력값 및 최대압력의 발생시기는 사이클당 열발생과 일에 관련이 있다. 여기서 연소에 기인된 압력상승은 피스톤운동, 열전달, 가스누설 등에 의한 것과 평행을 이루었을 때 열발생 시기에 영향을 미친다. 그리고 실린더 압력상승 과정의 두 가지 요인은 크랭크축 회전으로 피스톤 변위에 따른 연소실의 체적변화와 연소에 의한 열발생에 따라 진행되는 것으로 구분할 수 있다.[8][9]

연소특성의 해석시 보통 압축점화기관의 연소기간은 착화지연, 급속연소기간, 제어연소기간 그리고 후기연소기간으로 구분되어지며, 이 연소과정은 특성을 나타내는데 질량연소율(mass burned fraction)곡선으로 해석하였다. 질량연소율은 열역학 제1법칙에서 유도된 열 발생률(rate of heat release)로부터 산출 식을 구하였다. 즉, 질량연소율은 전 연소기간에 대한 임의의 크랭크 각에서 연소율을 나타내었다.

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{K}{K-1} \cdot P\frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{K-1} \cdot V\frac{dP}{d\theta}$$
$$= \frac{1}{K-1}\left(KP\frac{dV}{d\theta} + V\frac{dP}{d\theta}\right) \quad (2\text{-}1)$$

$$\frac{dm}{d\theta} = \sum_{\theta a}^{\theta i} dQ \Big/ \sum_{\theta a}^{\theta b} dQ \quad (2\text{-}2)$$

여기서,

θ_i : 연소기간 중의 임의의 크랭크 각(deg)

θ_a : 연소시작점의 크랭크 각(deg)

θ_b : 연소종료점의 크랭크 각(deg)이다.

2.2 CI 디젤엔진의 배기생성메카니즘

직접분사식 압축점화 디젤엔진은 공기만을 실린더에 흡입, 압축시킨 후 연료를 분사시킬 때 연소가 일어나므로 공회전시와 같이 많은 힘이 요구되지 않는 운전조건에서는 적은 양의 연료를 분사하여도 연소가 일어난다. 그러므로 공기가 충분한 상태에서 연소되어 일산화탄소(CO) 및 미연탄화수소(UHC) 배출량은 가솔린엔진에 비해 아주 적은반면, 소음과 진동이 심하고 질소산화물(NO_X)과 입자상물질(PM) 이 다른 엔진에 비하여 많이 배출된다. 실린더 내에서 연소 시 배출되는

질소산화물(Nitrogen Oxides, NO)은 주로 NO이며, 약간의 NO_2와 합해서 NO_X로 배출된다. 고온시의 N_2와 O_2로부터 NO을 발생하는 기구는 Zeldovich mechanism이라고 하며 다음의 2개의 화학 반응이 지배한다.

$$K_1 \quad N_2 + O \leftrightarrows NO + N \quad (2\text{-}3)$$

$$K_2 \quad N + O_2 \leftrightarrows NO + O \quad (2\text{-}4)$$

여기서 K_1, K_2 는 정 반응시의 속도정수이다.

$$K_1 = 7 \times 10^{\left(\frac{-75,500}{RT}\right)} \quad (cm^3 / mol \cdot s)$$

$$K_2 = 13.3 \times 10^{\left(\frac{-7,080}{RT}\right)} \quad (cm^3 / mol \cdot s) \quad (2\text{-}5)$$

여기서 T : 온도 (K)

R : 가스정수 $(= 1.986\ cal/mol \cdot K)$

일산화질소(NO) 생성은 당량비가 큰 경우는 산소농도에 의존성이 강하고, 당량비가 작은 경우는 연소온도의 영향이 크다. 당량비가 크게 되면 산소가 부족하게 되고 당량비가 작게 되면 공기의 과잉에 따른 열용량이 증대하기 때문에 화염온도가 저하되고, 따라서 일산화질소는 감소하는 것으로 생각된다. 또한 화학 평형상태에 달하는 데는 상당한 시간을 요하므로 연소온도가 동일한 경우에도 연소지속기간이 짧으면 일산화질소의 생성량은 감소한다. NO의 생성을 지배하는 인자는 연소온도, 산소농도 및 연소 지속시간이므로 일산화질소를 저감시키기 위해서는 연소온도(화염온도)의 저하, 과농 또는 과희박 혼합기 연소 시 연소지속시간 단축이 중요하다.

입자상물질(Particulate Matters, PM)은 연료나 엔진오일의 불완전연소에 의해 발생된다. 입자상물질은 엄격히 일반적으로 말하는 매연(black smoke, 검은 고체탄소성분)과 고비점 탄화수소를 주성분으로 하는 입자상물질과는 구분되지만 편의상 입자상물질 또는 매연으로 통칭한다. 입자상물질은 유기용제에 따라 비유기성 용해물질(Insoluble Organic Fraction, IOF)과 유기성 용해물질 (Soluble Organic Fraction, SOF)로 분리한다. 비용해성 유기물질은 크게 매연과 황산염으로 나눌 수 있다.

매연은 공기부족의 상태에서 연소할 때에 연료분자는 열분해 반응에 의해 탈수소반응을 하여 미립자의 핵을 생성하고, 핵의 응집을 통하여 매연을 생성한다. 압축점화 디젤엔진의 연소에서는 확산연소 중에 대량의 매연이 생성되지만, 연소 후 화염 속으로 공기가 도입되어 재연소가 일어나므로 매연은 급속히 감소한다. 입자상물질의 형성은 연료의 열분해, 핵형성, 성장, 흡수 및 응고 등의 과정을 거쳐서 생성되며, 이러한 과정이 시간적으로 중복되어 복잡하게 연관되어진다.

일반적으로 입자상 물질의 생성메카니즘을 4단계로 나누어 설명하였다. 1단계는 불완전연소된 디젤연료의 입자들이 서로 합치거나 먼지 등과 중복 결합하여 선두분자(precursor molecules)를 형성한다. 2단계는 선두분자끼리 응고하면서 핵화가 진행되고 표면적이 증가되어 매연핵(soot nuclei)이 형성된다. 3단계는 이 입자상물질의 핵끼리 응고하여 소구(spherules)를 형성한다. 4단계는 소구들이 서로 사슬(chain)형태로 모이면서 매연입자를 형성하는데 이것은 선두분자가 고갈되거나 실린더의 팽창이나 냉각에 의해 그 형성된다.

3. 실험장치 및 방법

3.1 실험장치의 설계 및 구성

본 실험에 사용된 실험장치의 설계와 구성은 다음과 같다. 디젤연료의 분사시스템은 고압펌프, 압력조정밸브, 고압라인, 커먼레일 및 고압분사용 인젝터로 구성된다. 연료탱크에서 연료펌프를 이용하여 공급된 연료는 필터를 통과하여 고압펌프를 거쳐 커먼레일(*CR*) 내 압력이 고압으로 가압되고, 고압연료는 인젝터를 통하여 엔진 내 실린더로 분사되며, 분사제어를 위해 ECU(Electronic Control Unit)에 의해서 제어되도록 고압펌프, 레일압력센서 및 ECU 는 폐회로로 설계되어 있다. 커먼레일 내 압력편차를 최소화 하기 위해서 공급되는 연료량을 제어할 수 있도록 되어있다.

커먼레일 시스템의 핵심요소는 고압의 연료를 분사하는 인젝터를 전기적으로 제어 할 수 있다는 것이며, 각종 센서로부터 들어오는 정보를 종합하여 운전조건에 따라서 적절한 분사량, 분사압력, 분사시기 및 분사방식을 선택 수 있다는 장점이 있다.

Fig. 3.1 은 CRDI 디젤엔진에 터보과급기 중간냉각기 및 연료분사시기 조절을 위한 제어장치를 부착하여 엔진성능과 연소 및 배기특성에 관한 연구를 위한 실험장치의 개략도이다. 실험장치에서 엔진은 와전류식 동력계(eddy current dynamometer)에 유니버설 조인트로 연결하여 동력을 측정하였다.

본 연구에 사용된 실험장치는 4실린더 수냉식 CRDI 디젤엔진, 동력계(DYTEK-2000), 연소 해석장치(DYTEK-5200), 가스 분석기(CGA-6000HN), 매연측정기(CSM-2500) 및 ECU 컨트롤 장치인 Unichip 으로 구성되었다.

실험으로부터 각종 데이터를 얻기 위해 사용된 시험 및 계측기기 로서는 연소분석기, 배기가스 분석기, 엔코더가 있으며 제원은 Table 3.1과 같다.

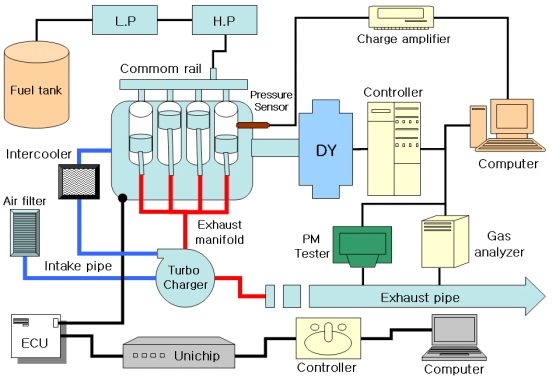

Fig. 3.1 Schematic diagram of experimental setup.

본 실험에 사용된 맵핑(mapping)장비인 DASTEK 사의 유니칩은 자동차의 엔진과 ECU 사이에 설치되어 엔진의 주요 기능을 실시간으로 제어할 수 있는 보조 컴퓨터(piggy back computer) 이다. 유니칩은 단순한 칩이 아닌 빠른 처리속도의 프로세서들과 메모리들로 이루어진 컴퓨터시스템이다.

ECU와 연결되어 있는 다양한 센서 들의 신호를 분석, 연산, 제어하여 32비트 CPU를 탑재한 컴퓨터 모듈, 외부 컴퓨터와 통신이 가능한 전용 통신포트, 그리고 특별히 각각의 차량에 맞게 정밀튜닝이 가능한 소프트웨어로 이루어져 있고, 작동되도록 배선으로 연결되어 엔진이 구동 중 일 때 실시간(real time)으로 분사시기 분사율 등을 조절할 수 있다.

분사시기 조절을 위한 유니칩 장치의 설치는 ECU(Electronic Control Unit)의 신호선 중 접지선과 전원선, 공기유동 센서(air flow sensor)입출력 신호선, 분사시기(injection timing)입출력 신호선, 커먼레일 압력센서(common rail pressure sensor) 입출력 신호선 및 가속위치센서(acceleration position sensor)입출력 신호선과 연결하였고, 수동으로 분사시기 및 분사량을 조절할 수 있는 컨트롤러와 각 센서의 출력 값을 모니터링 하거나,

Table 3.1 Specification of measurement apparatus

Apparatus		Item	Specification
Combustion analyzer		Model	DYTEK-5200
		Measurable variables	$P-\theta, P-V$ Curve, $\frac{dP}{d\theta}$ $\frac{dQ}{d\theta-\theta}$, $x-\theta$, Poly$-\theta$ IMEP Cycle, Pmax/Pmin Cycle
Emission analyzer	HC & CO	Model	CGA-6000HN, Jastek
		Measuring gas and range	HC : 0~1000 ppm vol CO : 0~5.00 % vol CO2 : 0~18.0 % vol O2 : 0~25.0 % vol
		Indication method	LCD
	NO_x	Model	JNDNO-1000
		Measuring gas and range	NO_x : 0~10,000 ppm vol
	PM	Model & maker	CSM 2500, Jastek
		range	0~99.9 %
Encoder		Model	E6BZ-CWZ3E
		Pulse	360(A,B), 1(Z)
		Power	DC 4.75 ~ 30V
		Resolution	1800 P/R

원하는 분사시기 데이터를 실시간으로 전달할 수 있는 프로그램이 설치된 컴퓨터와 연결하여 실험을 수행하였다.

3.2 실험방법

본 실험에서는 압축점화 디젤엔진의 연소 및 배기특성에 관한 실험적 연구를 수행하기 위하여 Table 3.2와 같이 기관 운전변수를 연료 분사시기, 기관회전수 및 부하로 하였으며, 기관회전수는 각 조건에서의 운전 가능한 범위 내에서 변화시키며 실험하였으며, 연료 분사시기의 변화는 주분사시기(main injection timing)로부터 aTDC 5° ~ bTDC 15°까지 5° 간격으로 실험하였다. 실험을 하는 동안 수냉식 열교환기를 사용하여 엔진의 냉각수와 윤활유 온도를 일정하게 유지하였고, 차량 주행시와 유사한 냉각효과를 얻기 위해 라디에이터 및 인터쿨러 정면에 냉각팬을 설치하여 온도를 각 실험조건에 따라 일정하게 유지하면서 엔진실험을 수행하였다.

연소실 압력 측정은 압전식(piezo-electric type)으로 실험에서는 매우 높은 주파수 응답이 요구되거나, 혹은 그에 상응하는 매우 빠른 속도의 압력측정용으로 광범위하게 사용되고 있는 압전식 센서를 사용하였다.

배기가스 분석기와 매연측정기를 "0"점 조정과 표준가스(측정범위의 98 %인 보정 용 가스)농도와 일치하도록 보정 한 후에 각종 배기 배출물을 측정하였다.

실험 및 운전조건에서 배출가스의 성분 및 함량을 측정하기 위해서 배기가스 분석기 (CGA-6000HN, JNDNO-1000)와 매연측정기(CSM-2500)를 사용하였다. 측정방법은 배기관으로부터 배기가스를 흡입하여 NO_X 및 PM의 생성농도를 분석하였다. 질소산화물의 분석은 비분산 적외선 분광법(Non-Dispersive Infrared, $NDIR$)을 사용하였다. 측정원리는 적외선을 시료가스에 조사하여 가스 중에 포함된 쌍극자 분자가 흡수하는 특정 파장에서 적외선이 흡수되어 배기가스를 통과한 적외선의 에너지가 특정파장에서는 낮게 검출되는 방법을 이용한다. 검출기에 조사된 적외선 광도(light intensity)의 차이는 시료가스 중의 질소산화물의 농도 차이에 의해 발생되는 것이므로 광도 차에 의해 검출기(detector)의 전압 변화로부터 농도측정이 가능하다.

Table 3.2 Engine operating condition

Engine operating condition	Operating change
Engine speed (rpm)	1500, 2000
Injection Timing	before 15° , 10° , 5° , main, after 5°
Engine load (%)	15 %, 30 %

매연측정은 대기환경보전법의 규정에 의한 정도검사에 적합하게 조정한 광 투과식 매연측정기(CSM-2500)를 사용하였다. 따라서 수광부 센서의 전압을 측정하여 빛의 투과 량에 대한 표준 매연도를 미리 맵핑하여 내장하게 되면, 배기가스 중의 매연농도를 측정할 수 있게 된다.

4. 결과 및 고찰

4.1 엔진의 연소특성

실린더 내 연소실압력은 두 가지 요인에 의해 결정되는데, 첫째로 피스톤 변위에 따른 실린더 내 체적변화에 의한 압력과 연소에 의한 열 발생의 결과로 야기된 연소가스의 팽창에 의해 압력은 상승하게 된다. 따라서 엔진의 출력성능 변화와 연소해석에 있어서는 100사이클 동안의 실린더 내의 압력변화를 취득하여 산술평균한 압력 값을 이용 하였으며, 여기서 실린더 내의 압력은 피스톤 변위에 의한 체적변화와 연소에 의한 열 발생률의 변화가 부가되어 나타나는 결과로서 연소특성을 실린더 내 연소압력을 분석하였다.

연료 분사시기별 기관회전수 1,500 및 2,000 rpm 그리고 15% 및 30% 엔진부하시의 압력 변화를 크랭크 각도 bTDC 30° 에서 aTDC 50° 까지 나타낸 것이다. 연료 분사시기를 진각시킴으로서 최대 압력 값이 전 영역에서 상승하고, 그 발생 시기도 상사점 쪽으로 이동하고 있음을 알 수 있다. 주 분사시기(main injection)와 주 분사시기에서 5° 지각 시킨 경우의 압력데이터에서 상승 곡선이 두 번 생성되는 것은 파일럿 분사에 의한 것이며, 분사시기를 5° ~15° 진각 시킬 경우는 출력 증가에 따른 ECU제어에 의해 파일럿 분사를 하지 않고 주 분사만 시킴으로 압력 상승이 한번만 이루어지게 된다. 기관회전수 1,500 rpm 및 15% 부하에서 분사시기를 5° 씩 앞당김에 따라 10.5 bar, 27.0 bar, 34.1 bar 정도 압력상승이 나타났으며, 30% 엔진부하에서는 17.4 bar, 32.0 bar, 44.3 bar 정도의 압력 상승이 타나났고, 5° 지각 시킨 경우는 정량적으로 변화를 보이지 않았다.

기관회전수 2,000 rpm 및 15% 엔진부하에서는 12.5 bar, 25.8 bar, 32.5 bar의 압력상승이 되었고, 30% 엔진부하에서는 18.9 bar, 33.6 bar, 38.9 bar 정도 최고 압력이 상승 하였고, 주 분사시기에서 5° 지각시킨 경우는 1,500 rpm과 마찬가지로 큰 변화를 보이지 않았다. 또한 실린더 내 압력 값으로부터 계산한 압력상승률($dP/d\theta$)도 비슷한 경향을 나타내며, Fig. 4.1~Fig. 4.4에 나타내었다. 즉 연료 분사시기가 진각 됨에 따라 압력상승률도 증가하므로, 압력상승이 급격함을 알 수 있다. 또한 압력이 최대가 되면 압력상승률의 값이 “0”이 되고, 그때의 크랭크 각도가 최대 압력이 발생하는 시기를 의미한다. 따라서 최대 압력 발생 시기가 상사점으로 이동하고 있음을 모든 회전수 영역에서 확인할 수 있다. 그리고 실린더 내 연료와 공기의 혼합기는 착화 후, 크랭크 각도의 변화에 따른 열 발생률(rate of heat release)을 해석함으로써 혼합기의 질량연소율(mass burned fraction)을 유도할 수가 있으며, 이를 통하여 연소와 관련된 점화 지연(ignition delay)과 주 연소 기간(combustion duration)의 변화를 판

단할 수 있게 된다.

실린더 내의 압력 데이터를 얻으면 그 압력 데이터로부터 계산된 열 발생률로부터 질량 연소율을 계산할 수 있게 되며, 압축행정 말에 연료가 착화한 후 연소에 의한 열 발생률이 최종적인 음의 값에서 양의 값으로 되는 크랭크 각도를 연소 시작점으로 하였고, 팽창행정에서 최초로 양의 값에서 음의 값으로 되는 점을 연소 종료 점으로 하였다.

연료 분사시기가 진각 될수록 그 기울기가 급경사가 되고 있음을 알 수 있고, 이것은 연소실 내의 연료의 질량이 급속히 연소하고 있다는 것을 확인할 수 있다. 이는 열 발생률과 질량연소율 해석 결과를 기관회전수와 부하, 그리고 착화지연과 연소기간에 대하여 분사시기의 영향을 나타낸 것이 Fig. 4.5~Fig. 4.8 이다. 즉 질량 연소율 곡선에서 연소 개시 후, 연료의 질량이 10 % 연소한 지점까지를 착화지연으로, 그리고 90 %가 연소한 시점을 연소가 끝난 것으로 해석하고 있으므로, 연소기간은 질량연소율이 10 %에서 90 %에 도달할 때까지의 기간으로 하였다. 그 결과 분사시기가 진각 됨에 따라 착화지연기간과 연소기간이 짧아지고 있음을 알 수 있다.

착화지연은 크랭크 각도로 엔진의 작동조건 2,000 rpm, 30% 엔진부하에서 최대 2° 정도 단축되었고, 연소기간은 1,500 rpm, 15% 엔진부하에서 최대 10.2° 짧아지고 있다. 주 분사시기에서 5° 지각시킨 경우는 착화지연 및 연소기간이 0.1° ~0.7° 의 미세한 변화를 보였으며, 분사시기를 15° 진각 시킨 경우 착화지연이 증가하는 이유는 분사시기를 무리하게 앞당김으로써 가연한계(combustible limit)에 도달하지 못하여 이상연소가 일어난 것으로 판단된다.

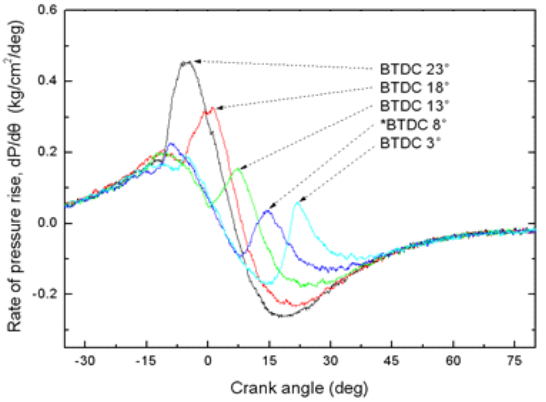

Fig. 4.1 Rate of pressure rise - crank angle for various injection timing (1,500 rpm, 15% load).

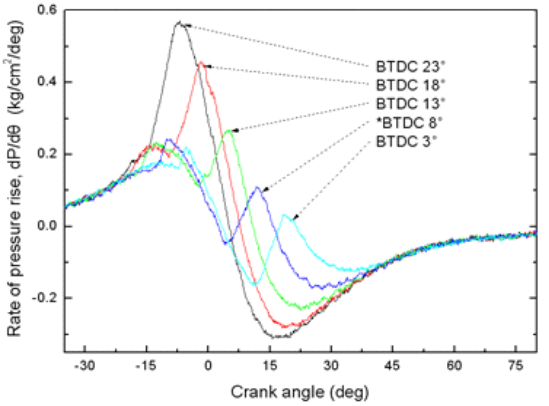

Fig. 4.2 Rate of pressure rise - crank angle for various injection timming (1,500 rpm, 30% load).

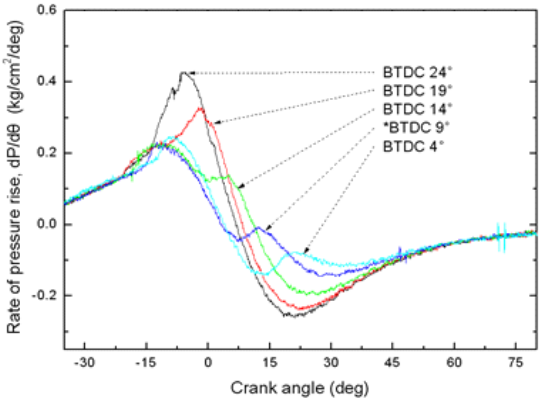

Fig. 4.3 Rate of pressure rise - crank angle for various injection timing (2,000 rpm, 15% load).

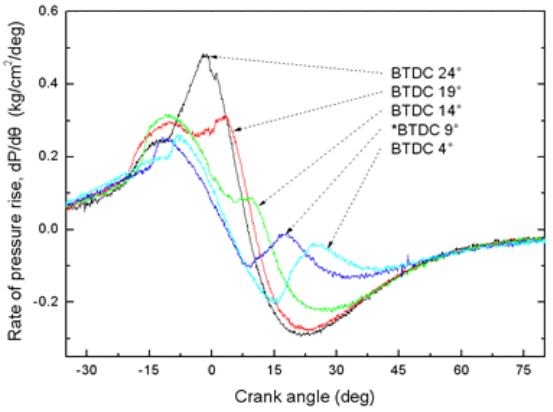

Fig. 4.4 Rate of pressure rise - crank angle for various injection timing (2,000 rpm, 30% load).

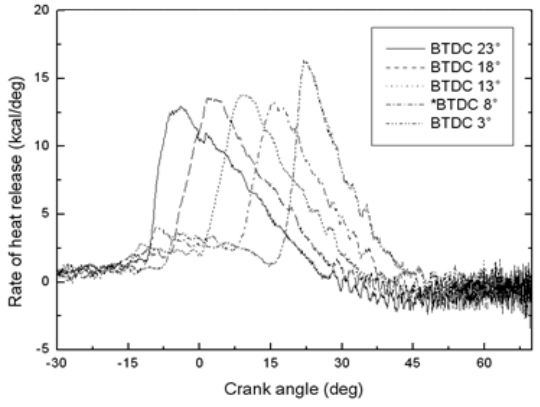

Fig 4.5 Rate of heat release - crank angle for various injection timing (1,500 rpm, 15% load).

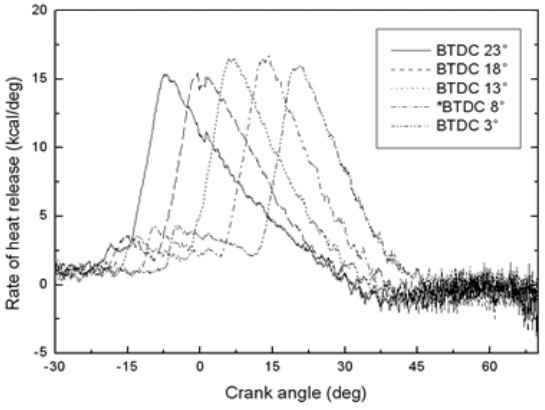

Fig. 4.6 Rate of heat release - crank angle for various injection timing (1,500 rpm, 30% load).

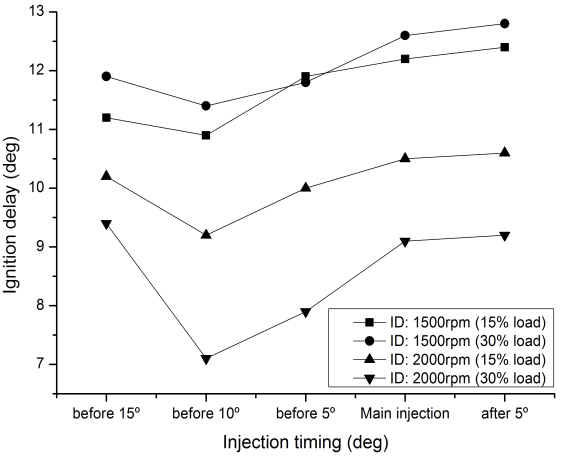

Fig. 4.7 The change of ignition delay(ID) for injection timing(deg).

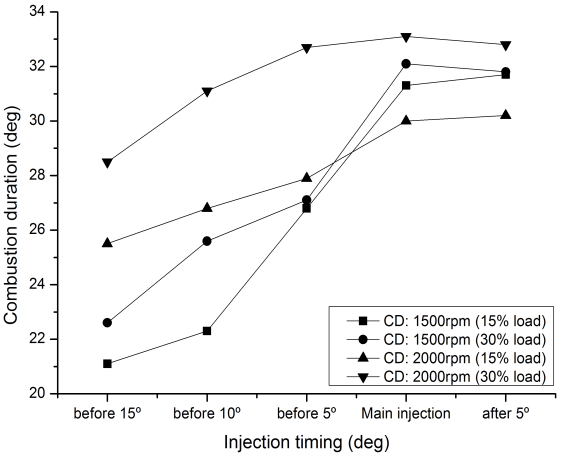

Fig. 4.8 The change of combustion duration(CD) for injection timing(deg).

4.2 엔진의 배기특성

질소산화물(NO_X)의 생성을 지배하는 것은 온도, 산소의 국부농도 및 연소의 지속시간이며, 질소산화물은 확산연소단계 동안 반응영역의 희박한 쪽에서 많이 생성된다. 그리고 연료 분사시기를 앞당기면 착화지연이 점점 증가하며, 착화지연이

증가할수록 연소실 온도는 높아지게 된다.

Fig. 4.9 ~ Fig. 4.10은 분사시기와 엔진회전수, 그리고 부하에 따른 NO_X 배출농도를 나타낸 그래프로 부하가 증가하면 NO_X 생성도 증가하였고, 연료분사시기가 앞당겨 질수록 더욱 많이 발생하는 경향을 보였다.

분사시기를 5° 지연시킨 경우에 질소산화물 배출가스의 생성은 주 분사시기와 큰 차이를 보이지 않았으며, 이 결과는 분사시기가 상사점에 도달한 후 피스톤의 하강행정으로 연소압력의 상승이 둔화되었음을 알 수 있었다. 입자상물질(PM) 배출가스의 생성을 나타낸 그래프로 부하가 증가하면, 입자상물질의 농도 역시 증가하는 경향을 보이고 있으며, 연로분사 시기가 앞당겨 질수록 적게 나타났다. 일반적으로 직접분사식 디젤엔진에서 연료분사시기를 앞당기면 매연의 배출이 감소한다는 내용과 일치한다. 즉, 연료분사시기가 주 분사시기에서 5° ~15° 앞당겨짐에 따라, 기관회전수 1,500 rpm 및 2,000 rpm에서 정량적으로 매연이 감소되었다. 이와 같은 감소경향은 착화지연기간 다음 예 혼합 연소기간 동안 질량연소율이 대부분 진행되고, 확산연소기간 즉 혼합 제어연소기간에 연소가 양호한 결과로 확인되었다.

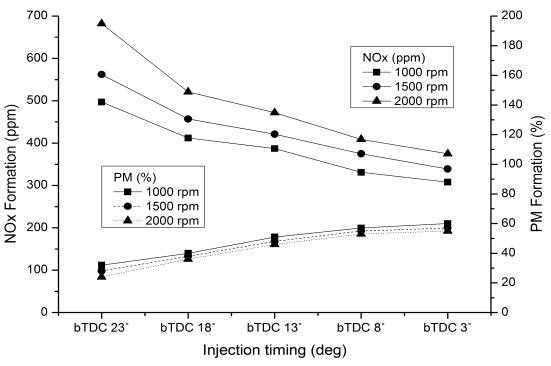

Fig. 4.9 NOx formation and PM formation according to injection timing.

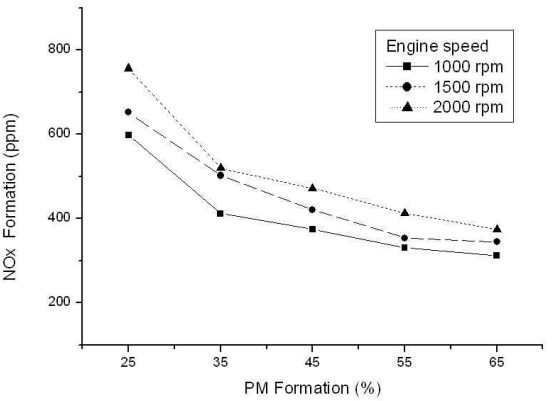

Fig. 4.10 Correlation of NOx and PM for changing engine speed(rpm).

5. 결 론

압축점화 디젤엔진의 연소 및 배기특성에 미치는 인자 중 연료의 분사시기를 변화시키기 위하여 전자제어 맵핑 장비를 직접분사 디젤엔진에 장착하였다.

실험엔진의 작동 인자로 연료분사시기, 엔진회전수와 부하변화로 설정하고, 해석인자로 압력상승률, 질량연소율 그리고 배기 배출물 생성의 영향을 해석한 결과, 연료 분사시기를 진각시킴으로써 최대 압력 값이 전 영역에서 상승하고, 그 발생 시기도 상사점 쪽으로 이동하고 있음을 알 수 있었다.

질량연소율의 해석결과는 분사시기가 진각 될수록 그 기울기가 급경사가 되고 있음을 보이는데, 이것은 연소실 내의 연료가 급속히 연소하고 있다는 것을 확인 할 수 있었다. 이는 피스톤 변위에 의한 체적변화와 더불어 연소에 의한 열 발생율의 변화가 압력 상승을 가져오는 큰 요인이 됨을 알 수 있었다.

연료분사시기를 변화하면서 연소 중 질소산화물 및 입자상 배기 배출물의 생성은 분사시기를 진각시킬수록 실린더 내 압력상승으로 인한 연소실가스 온도의 상승으로 질소산화물 생성은 증가하는 반면, 연소과정에서 산화반응속도가 향상되기 때문에 입자상물질은 감소하였다.

본 연구에서는 실험엔진을 개조 설계한 후 실험 모드를 설정할 수 있는 제어장치를 적용하였고 계측장비를 설계 장착하여 실험을 수행하여 데이터를 획득하여 해석한 결과로부터 압축점화 디젤엔진의 연소과정을 해석하고, 배기특성을 분석하여 엔진의 최적 운전조건을 파악하였고, 엔진의 성능특성을 향상시키는 최적의 연료 분사시기를 결정할 수 있는 결과를 얻을 수 있었다.

참고문헌

1) Stump, G. "Reduction of Exhaust Emissions of Diesel Engine by means of the Injection Equipment", CIMAC'73, pp. 441-456, SAE.

2) Needham, J. R., et. al., "Injection Timing and Rate Control a Solutionfor Low Emissions," SAE 900854, 1990.

3) Soon-Ik Kwon, et. al., "Effects of cylinder Temperature and pressure on Ignition Delay in Direct Injection Diesel Engine", Bulletin of the M.E.S.J., Vol.18, pp. 3-16, 1990.

4) Kamimoto, T., and Bae, M. H., "High Combustion Temperature for the Reduction of Particulate in Diesel Engines", SAE 880423, pp. 1~10, 1998.

5) European Communities, “Directive 99/96/EC relating to measures to be taken against air pollution by emissions from motor vehicles”, European Communities, European Union, 2005.

6) R. S. Benson, "Advanced Engineering Thermodynamics", pp. 120~201, Pergamon Press, 1967.

7) J. B. Heywood, "Internal Combustion Engine Fundamentals", pp.863-867, 1988.

8) Flagan, R. C., " Fundamentals of Air Pollution Engineering", Prentice Hall, 1998.

9) Chiwon Kim, “New Vehicle Engineering”, Chongmungak, 2003.

(접수:2014.08.27. 수정:2014.09.10. 개제확정:2014.09.17.)