

## 성층희박연소 운전조건에서 분사압과 분사시기에 따른 분무유도식 직접분사 가솔린엔진의 연소특성

오희창\* · 이민석\* · 박정서\* · 배충식\*†

\* 한국과학기술원 기계공학과

### Effect of Injection Pressure and Injection Timing on Combustion Characteristics of Spray-Guided Direct-Injection Spark-Ignition Engine under Lean Stratified Combustion Operation

Hee Chang Oh\*, Min Seok Lee\*, Jung Seo Park\* and Choong sik Bae\*†

\* Dept. of Mechanical Engineering, Korea Advanced Institute of Science and Technology

(Received November 29, 2010 ; Revised July 27, 2011 ; Accepted August 9, 2011)

**Key Words:** DISI(가솔린 직접분사식 엔진), GDI(가솔린 직접분사) Gasoline Engine(가솔린 엔진), Direct Injection(직접 분사), Spray Guided(분무 유도)

**초록:** 단기통 직접분사 가솔린엔진의 성층연소 조건에서 연소실험을 수행하였다. 각 분사압조건마다 실화가 발생하지 않는 성층연소가능 분사시기영역이 존재하였으며 이는 혼합기 형성과정의 분위기압에 따른 영향으로 판단하였다. 연소효율은 분사시기를 지각할수록 증가하며 32~28 CAD BTDC에서 최대값을 갖고 이후 감소하는 경향을 보였고 분사압이 높을수록 높은 연소효율이 나타났다. 이러한 연소효율의 경향은 IMEP와 다른 경향을 보였으며 그 이유는 높은 연소효율 조건에서 연소상이 진각되어 음의 일이 증가하였기 때문으로 판단된다. Smoke의 배출은 분사시기가 지각됨에 따라 증가하였으며 높은 분위기압에서 국부적으로 농후한 영역이 증가하였기 때문으로 생각된다. NOx 배출도 분사시기를 지각함에 따라 감소하였으며 연소상의 지각으로 최대 연소실압력과 온도가 감소하였기 때문으로 생각된다.

**Abstract:** In this study, single cylinder engine experiment was carried out to investigate combustion characteristics spray guided direct injection spark ignition engine. In the result of engine experiment, it was shown that flammable window of injection timing was existed. The combustion efficiency increased with retarding injection timing, reaching a peak value, subsequent to decrease again. These results were likely due to the effect of ambient pressure on stratified-premixed mixture preparation. 150 bar injection pressure condition and retarded injection timing from the best combustion efficiency injection timing showed the highest IMEP value due to the advanced combustion phase of the maximum combustion efficiency condition. HC emission showed same trend of combustion efficiency, and smoke emission was increased as injection timing was retarded due to the increased locally rich area in the high ambient pressure. NOx emission showed decreasing trend as injection timing was retarded. This is likely due to the maximum in-cylinder temperature was decreased with retarded combustion phase.

### 1. 서론

오늘날 자동차업계에서는 온실가스 배출저감과 연료경제성 향상을 위하여 실린더 내에 연료를 직접 공급하여 연료소비율을 저감할 수 있는 DISI (direct injection spark ignition) 엔진에 주목해왔다. 2000년대 초중반까지 벽면유도(wall guide) DISI 엔진이 활발히 연구되어왔다. 벽면유도방식

은 운전조건에 따라 크게 변화하는 실린더 내부 유동을 이용하여 혼합기를 형성함으로 인해 넓은 운전 영역에서의 성층연소 구현이 어렵고 피스톤에 충돌하는 연료가 탄화수소(HC)로 배출되기 쉬운 점이 문제점으로 지적되었다. 이에 따라 오늘날 분무의 운동량을 이용하여 혼합기를 형성하고 이를 점화하여 연소하는 분무유도(spray guide) 방식이 성층연소 DISI엔진 연구개발의 주류를 이루고 있다.<sup>(1-4)</sup>

본 연구에서는 성층연소 운전조건의 분무유도식

† Corresponding Author, csbae@kaist.ac.kr

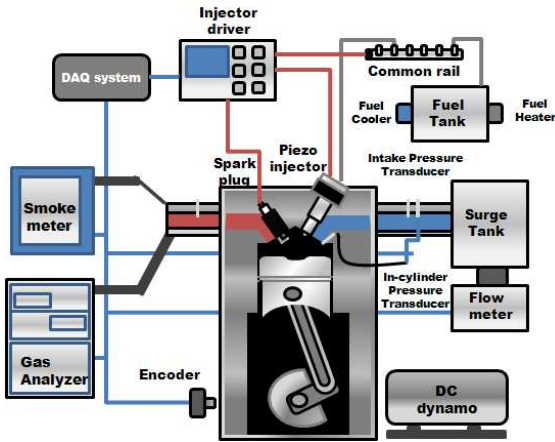


Fig. 1 Experimental apparatus

DISI 엔진에서 분사압과 분사시기를 주요인자로 하여 연소특성을 파악하고 출력, 연소안정성 및 배기배출 특성의 개선안을 제시하고자 하였다.

## 2. 실험 장치 및 조건

### 2.1 단기통 실험용 엔진

실험에 사용된 엔진은 4행정 단기통 분무유도 DISI 엔진으로 연료 분사기로는 Continental VDO의 피에조 외향 개방 분사기를 사용하였으며 범용 피에조 분사기 드라이버(Zenobalti Co.)를 사용하여 구동하였다. 배기가스 배출물은 배기가스 분석기(Horiba, Mexa 1500d)를 이용하여 탄화수소(HC), 질소 산화물(NOx), 일산화탄소(CO)를 측정하였으며 스모크의 배출을 측정하기 위하여 스모크미터(AVL,416SG002)를 사용하였다.

### 2.2 실험 조건

Table 1에 엔진 실험조건을 나타내었다. 분사량을 사이클당 11 mg으로 고정하였고 100, 150, 200 bar의 분사압으로 분사하였다. 각 분사압당 분사시간은 Table 2에 나타내었다. 냉각수 온도는 80°C, 연료 온도는 40 °C, 흡기온도는 30 °C로 고정하였다. 스톨은 완전개방한 상태에서 분사시기를 2 CAD(crank angle degree) 만큼 변화하며 실험을 수행하였다. 각 분사시기마다 점화시기를 50 μs 씩 변화시키면서 실화가 일어나는 점화시기로부터 100 μs 이상 떨어진 점화시기 중 가장 큰 출력을 보이는 시기를 최적값으로 정의하였다. 실험조건인 1200rpm 에서 50 μs는 0.36 CAD에 해당한다.

Table 1 Experimental conditions

Injection quantity [mg/str]	11
Injection pressure [bar]	100, 150, 200
Coolant temperature [°C]	80
Ignition timing	50 μs sweep
Injection timing	2 CAD sweep
Throttle	wide open
rpm	1200

Table 2 Injection duration

Injection pressure [bar]	Injection duration [μs]
100 bar	450
150 bar	420
200 bar	402

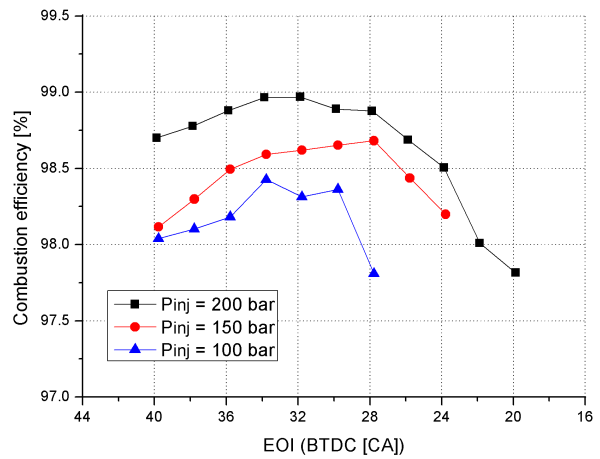


Fig. 2 Combustion efficiency for different injection pressure and EOI

## 3. 실험 결과 및 토의

### 3.1 분사시기와 분사압에 따른 연소효율

Fig. 2는 실화가 발생하지 않는 영역에서 분사압과 분사시기에 따른 연소효율을 나타낸 것이다. 연소효율은 엔진에서 소모된 연료가 완전 산화물로 연소되었는가를 나타내는 지표<sup>(5)</sup>로서 식 (1)과 같이 정의된다. 각 분사시기와 분사압마다 2.2에 기술한 방법으로 결정한 대표 점화시기에서의 배기배출 데이터를 이용하여 계산하였으며 대표 점화시기를 Fig. 3에 나타내었다.

$$\eta_{com} = 1 - \frac{\sum_{i=HC,CO} x_i Q_{i,HHV}}{Q_{LHV} \times \dot{m}_f / (\dot{m}_f + \dot{m}_{air})} \quad (1)$$

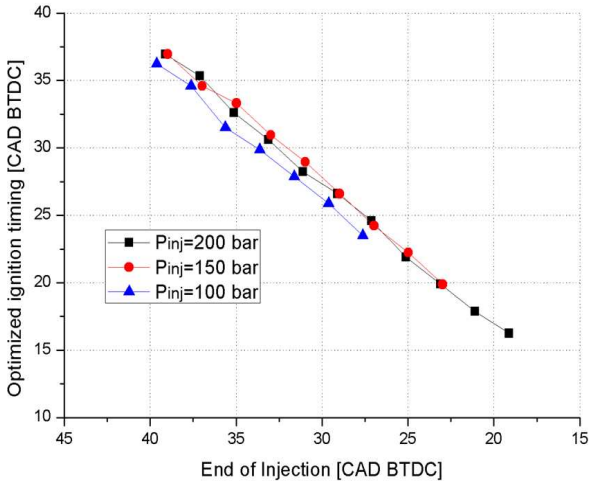
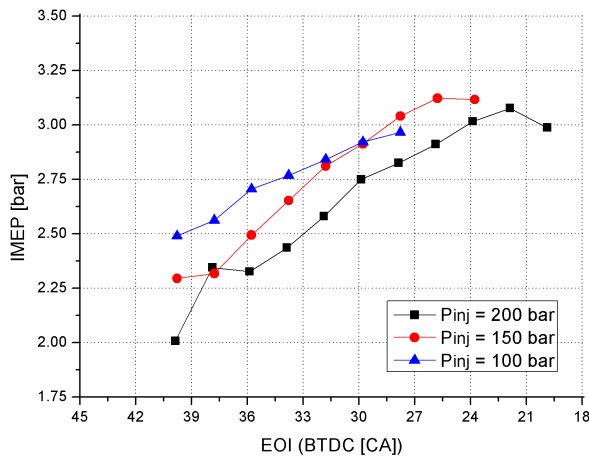
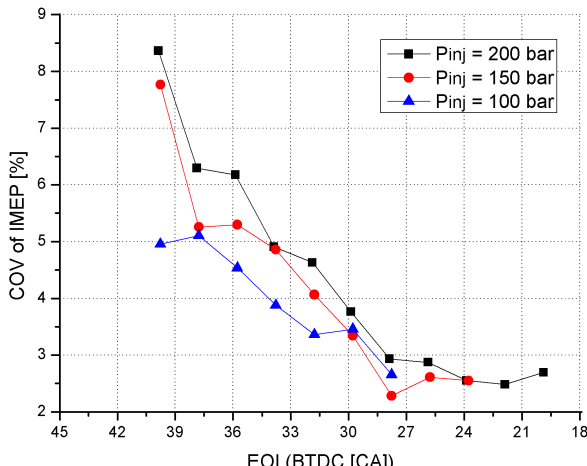


Fig. 3 Optimized Ignition timing for different injection pressure and EOI



(a) IMEP



(b) COV of IMEP

Fig. 4 IMEP and COV of IMEP for different injection pressure and EOI

Fig. 2에서 연소효율이 나타나지 않은 부분은 실화가 발생한 조건으로 모든 분사압 조건에서

44 CAD BTDC 이전의 분사시기에서, 18 CAD BTDC 이후의 분사시기에서 실화가 발생하였다. 일정한 분사시기외의 영역에서 실화가 발생하는 이유를 다음과 같이 생각해 볼 수 있다. 분사가 연소가능영역보다 진각된 경우, 분무가 확산하여 성층화에 실패하고 플러그 근처에 지나치게 희박한 혼합기가 형성되어(over-mixing) 안정적인 연소가 실패할 수 있다. 그리고 분사가 연소가능영역보다 진각된 경우 분무가 높은 분위기압력에 정체되면서 공기와의 혼합이 부족하게 되고 이에 따라 혼합기 내에서 국부적으로 지나치게 농후한 지점이 증가하여(under-mixing) 실화가 발생할 수 있다.<sup>(6)</sup> 이와 같이 분무유도식 DISI 엔진에서 분사시기에 따라 연소가능영역이 존재하는 것은 분위기 압에 따른 혼합기 형성과정에 의한 영향으로 판단된다.

Fig. 2에서 연소효율은 분사시기를 지각함에 따라 증가하여 32~28 CAD BTDC에서 가장 큰 효율을 갖고 이후 감소하는 경향을 보였다. 이것은 앞의 실화조건에서 설명한 것과 같이 진각된 분사시기의 경우 연소가 시작하는 시기의 압력과 온도가 낮고, 낮은 분위기압에서 혼합기가 확산함에 따라 연소효율이 감소하는 것으로 판단된다. 그리고 진각된 분사시기의 경우에 성층화된 혼합기내에 국부적으로 농후한 영역이 증가하여 이로 인한 HC 및 CO의 배출이 발생함에 따라 연소효율이 감소한 것으로 판단된다. 또한 분사압이 높을수록 높은 연소효율을 보였다. 이것은 높은 분사압의 경우가 성층혼합기의 국부적 균질도가 우수하고 난류강도가 높아<sup>(6)</sup> 연소에 적합하였기 때문으로 생각된다.

### 3.2 분사시기와 분사압에 따른 출력과 연소불안정성

Fig. 4는 100, 150, 200 bar의 분사압조건으로 분사시기를 2 CAD씩 지각하면서 실화가 발생하지 않는 영역에서의 IMEP와 COV of IMEP를 나타낸 것이다. Fig 3-5(a)에 나타낸 IMEP는 40~30 CAD BTDC의 분사종료시기 구간에서 낮은 분사압의 순으로 큰 값을 나타내었다. 분사시기를 지각함에 따라 26~22 CAD BTDC의 영역에서 200 bar와 150 bar의 분사압의 경우가 3.1 bar까지 증가하였다. 각 분사압별 최대 MEP는 150bar 분사압에서 가장 높은 값을 보였고, 모든 분사압에서 분사시기를 지각할수록 IMEP 증가하는 경향이

나타났다. 이것은 앞 절에서 설명한 연소효율의 경향과 큰 차이를 보인다. 이러한 IMEP의 경향은 연소속도 및 연소상의 위치, 그리고 연소효율이 복합적으로 작용한 것으로 판단되며 이후의 열방출률 해석에서 설명하려 한다.

연소불안정성을 나타내는 COV of IMEP 는 가능한분사시기부터 분사시기가 지각함에 따라 감소하는 경향을 보였으며 30 CAD BTDC 이후에는 3 % 이내의 낮은 COV of IMEP 값을 나타내었다.

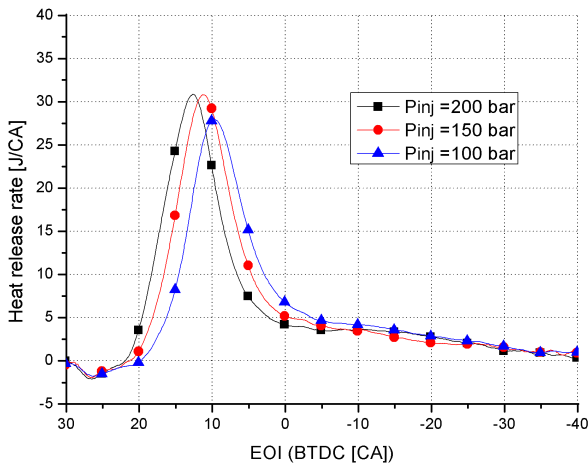
3.3 열방출률의 변화

연소시 발생하는 열방출량은 다음과 같이 유도될 수 있다.<sup>(7)</sup>

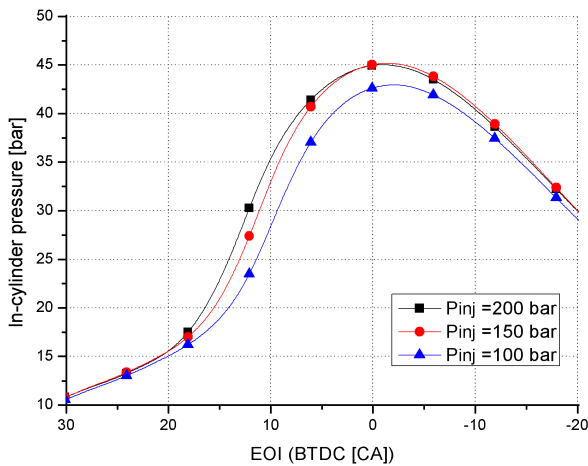
$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P_c \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dP_c}{d\theta} - C_p T \frac{dm}{d\theta} + \frac{dQ_{ht}}{d\theta} + h_{cr} \frac{dm_{cr}}{d\theta} \quad (2)$$

이 식을 이용하여 크랭크각도 당 열방출률을 계산하였으며 비열비는 Heywood에 의하여 제시된 식<sup>(8)</sup>을 이용하였다. 열방출량 계산시 크레비스(crevice)를 통한 손실은 무시하였으며 열전달은 Woschini가 제안한 식<sup>(9)</sup>을 이용하여 계산하였다. 열전달량과 비열비를 계산할 때 필요한 연소실 온도는 실린더 압력데이터를 이용하여 계산한 단열화염온도를 이용하였다.

Fig. 5는 30 CAD BTDC에 분사한 분사압 100, 150, 200 bar의 열방출률을 나타낸 것이다. Fig. 3-7(a)에서 분사압이 증가할수록 열방출량의 크기

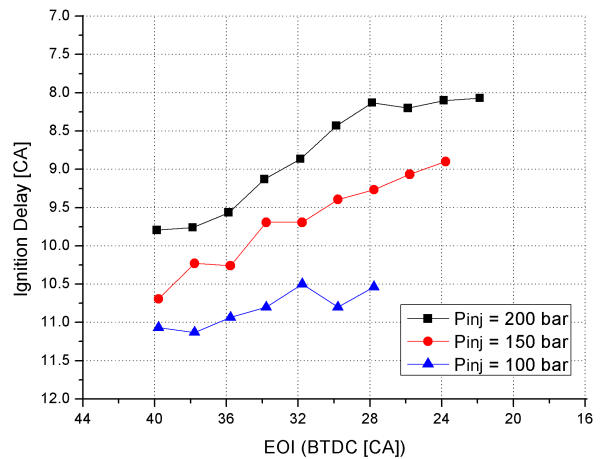


(a) Heat release rate

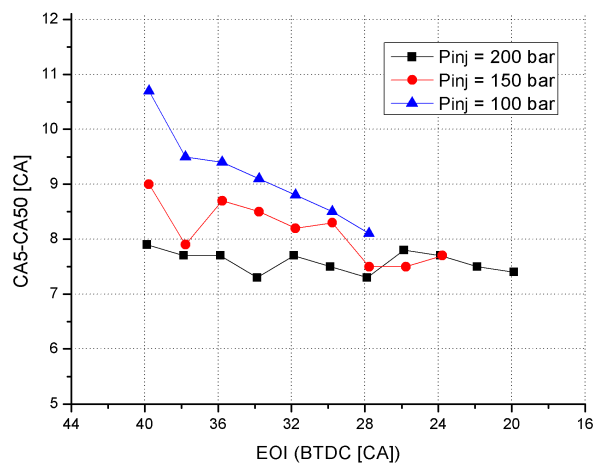


(b) In-cylinder pressure trace

Fig. 5 Heat release rate and In-cylinder pressure curve for different injection pressure at 30 CAD BTDC of EOI

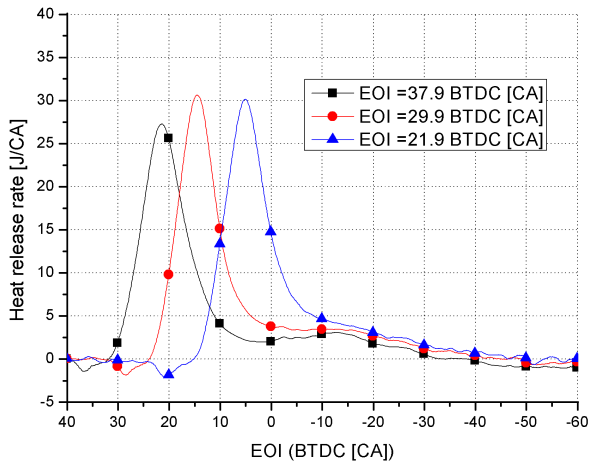


(a) Burn delay

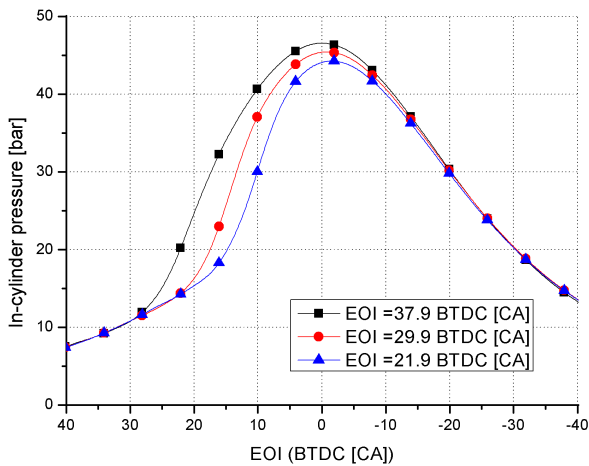


(b) CA5-CA50

Fig. 6 CA50, Burn delay, CA5-CA50 for different injection pressure and EOI



(a) Heat release rate

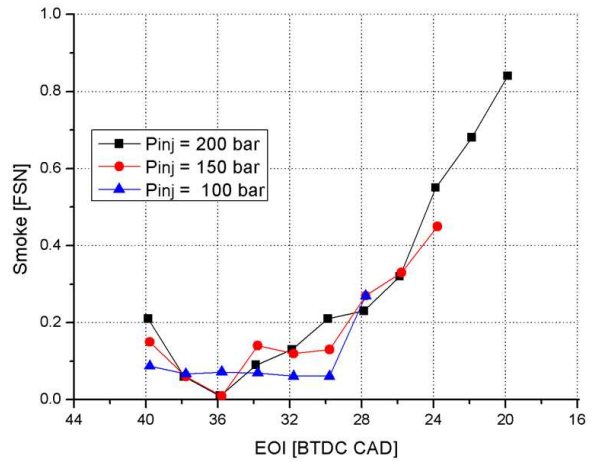


(b) In-cylinder pressure

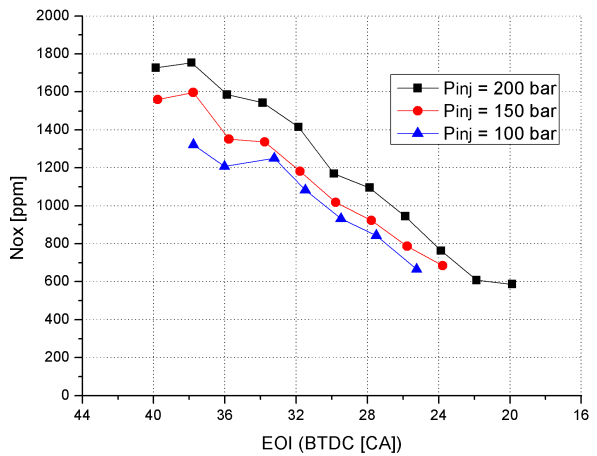
**Fig. 7** Heat release rate and In-cylinder pressure curve for different EOI at 200 bar injection pressure condition

가 증가하며 연소상이 진각되는 것을 살펴볼 수 있다. 이에 따른 영향으로, Fig. 4(b)에서 나타난 것처럼 실린더 압력의 상승도 진각되는 것을 살펴볼 수 있다. 특히, 200 bar와 150 bar 분사압의 경우를 비교하면 200 bar 분사압의 경우에서 열방출량의 크기가 약간 큰 값을 가지지만 연소상이 진각됨에 따라 TDC이전의 압력상승으로 인한 음의 일이 증가하는 것을 관찰할 수 있다. 따라서, 분사압에 의한 연소효율상승과 IMEP의 결과가 상이하게 나타난 것은 이와 같은 연소상의 진각 때문인 것으로 생각된다.

Fig. 6(a)는 점화시기로부터 열방출량이 전체 열방출량의 5%에 이르는 지점인 CA5까지를 연소지연기간(burn delay)으로 정의하여 나타낸 것이다.<sup>(8)</sup> 그리고 Fig. 6(b)는 CA5부터 CA50까지를 나



(a) Smoke emissions



(b) NOx emissions

**Fig. 8** Effect of Injection pressure and EOI on exhaust emission

타낸 것이다. Fig. 6을 통해서 분사압이 증가함에 따라 연소지연기간이 감소하고 연소속도가 증가하여 연소기간이 짧아지는 것을 살펴볼 수 있다. 이러한 결과는 분사압이 증가함에 따라 분무의 증발과 혼합 등 혼합기 형성의 물리적 과정이 향상되고, 증가한 분무의 운동량으로 인하여 난류강도가 증가하였기 때문으로 설명할 수 있다.<sup>(8,19)</sup> 따라서 200 bar 분사조건에서 IMEP가 150bar의 경우보다 감소한 것은 이와 같은 연소상의 진각 때문인 것으로 판단된다.

Fig. 7은 분사압 200 bar의 조건에서 37.9, 29.9, 21.9 CAD BTDC의 분사 종료시기의 열방출률 곡선과 실린더 압력을 나타낸 것이다. 열방출률의 크기는 연소효율이 높았던 29.9 CAD BTDC의 분사종료시기 경우가 가장 큰 것으로 나타났다. 그러나 분사시기가 지각됨에 따라 연소실 압력

곡선은 지각하게 되고 음의 일이 감소하면서 21.9 CAD BTDC 분사종료시기 경우가 가장 높은 IMEP를 갖게 됨을 알 수 있다.

이상 결과에서 최대 연소효율이 나타나는 지점에서는 연소상이 진각되어 음의 일이 증가함에 따라 최대 연소효율을 가지는 분사종료시기보다 지각된 분사종료시기와 150 bar 분사압의 경우에서 IMEP가 더 크게 나타남을 알 수 있었다.

#### 3.4 분사시기와 분사압에 따른 배기배출의 변화

Fig. 8은 100, 150, 200 bar의 분사압 조건으로 각 분사 시기의 smoke, NOx 배출을 나타낸 것이다. Fig. 8(a)에서 smoke의 배출 경향은 분사시기가 지각될수록 크게 증가하였으며 이는 앞에서 설명한 것과 같이 분사시기가 지각될수록 smoke가 발생하는 국부적으로 농후한 영역이 증가하였기 때문으로 생각된다. 그리고 200 bar, 150 bar의 분사압조건에서 40 CAD BTDC 근처의 분사시기에서 smoke 배출이 약간 증가하는 경향이 나타났다. 이 부분에 대해서는 향후 분무 및 화염 가시화 실험 등을 통한 고찰이 필요할 것으로 생각된다. 그러나 이러한 경향은 분사시기 지각에 따른 smoke의 증가경향에 비하여 비교적 작았다.

Fig. 8(b)는 NOx의 배출경향을 나타내고 있다. 분사시기가 지각될수록 NOx가 감소하는 경향을 살펴볼 수 있다. 이것은 분사시기를 지각함에 따라, 연소상이 지각하고 최대 연소실압력과 최대 연소실온도가 감소하였기 때문으로 생각된다.

#### 3.5 분무유도식 직접분사 가솔린엔진의 성층 연소특성 개선방안

실험엔진의 NOx 배출량과 Fig. 7(b)에 나타난 기존 PFI 엔진의 NOx 배출량을 비교하면, 성층 연소 조건의 DISI 엔진에서 NOx의 배출량이 높은 것을 알 수 있다. 특히 DISI엔진의 NOx배출량이 Fig. 8에 나타난 것처럼 농도단위로 더 높았으나 DISI 엔진의 경우 WOT에서 실험하였으므로, 절대량으로는 더 증가한 배출량을 나타낼 것을 알 수 있다. 이러한 경향은 기존연구에서 성층혼합기에서 발생하는 국부적인 NOx의 발생 때문으로 알려져 있다.<sup>(1)</sup> 특히 희박연소로 동작하는 엔진의 경우 삼원촉매를 이용하지 못하는 단점이 있으므로,<sup>(1)</sup> 이와 같은 높은 NOx의 배출은 상용화에 큰 문제점이 될 수 있다. 따라서 성층연소

DISI 엔진에서는 EGR 등의 NOx 감소 대책이 필요할 것으로 사료된다. 특히 앞 절에서 설명한 것과 같이 최대 연소효율이 나타나는 지점에서 EGR을 사용하는 경우, 연소상을 지각하여 출력을 증대시키는 효과와 함께 NOx의 배출 또한 감소할 수 있어 성층연소조건의 DISI엔진에서 시너지효과가 나타날 것으로 판단된다.

또한 최대 IMEP가 나타나는 분사시기에서 국부적으로 농후한 혼합기의 발생으로 인하여 HC, CO의 배출이 감소하는 경향을 살펴볼수 있었다. 따라서 최대 IMEP가 나타나는 분사시기에서 다단분사를 적용하여 성층혼합기의 국부적 균질도를 향상시킨다면 HC, CO의 배출을 저감함과 동시에 연소효율의 상승으로 인한 출력증대의 효과를 기대할 수 있을 것으로 생각된다.

## 4. 결 론

단기통 분무유도식 직접분사 가솔린엔진 실험을 통하여 분사시기와 분사압에 따른 연소 및 배기특성에 대하여 다음과 같이 고찰해보았다.

(1) 분사압조건마다 분사시기에 따른 연소가능 영역이 존재하였다. 연소효율은 분사시기를 지각함에 따라 증가하기 시작하여 가장 큰 값을 나타낸 후 감소하였다. 이것은 분위기 압에 따른 혼합기 형성과정에 의한 영향으로 판단된다. 또한 높은 분사압의 경우가 높은 연소효율을 보였다.

(2) IMEP는 150bar 분사압이 가장 높은 값을 보였고, 분사시기를 지각할수록 증가하는 경향을 보였으며 연소효율의 경향과 차이가 나는 이유는 연소상의 진각 때문으로 판단되었다. COVof IMEP 는 가능한 분사시기부터 분사시기가 지각함에 따라 꾸준히 감소하는 경향을 나타내었다.

(3) NOx 배출은 분사시기를 지각할수록 연소상의 지각과 함께 감소하는 경향을 나타내었다. 또한 기존 PFI엔진과 비교하여 높은 배출경향을 나타내었다. smoke 배출은 분사시기를 지각할수록 증가하는 경향이 나타났다. 이는 높은 분위기압에서 혼합기의 국부적 농후영역의 증가하였기 때문인 것으로 생각된다.

(4) 최대 연소효율이 나타나는 지점에서 EGR을 사용하는 경우, 연소상을 지각하여 출력을 증대시키는 효과와 함께 NOx의 배출을 감소하는 시너지효과가 있을 것으로 판단된다. 또한 최대 출



력이 나타나는 지점에서 다단분사를 적용하는 경우 HC, Smoke의 배출을 감소시키고 출력을 증가시킬수 있는 효과가 있을 것으로 기대된다.

### 후 기

The authors would like to thank the Center for Eco Friendly Vehicles (CEFV) in Korea for their financial support of the project, "Development of Next Generation Gasoline Direct Injection Engine System Technology". They also thank the Zenobalti Co. for supporting the construction of the fuel injection system.

### 참고문헌

- (1) Zhao, F., Harrington, D. L. and Lai, M., 2002 "Automotive Gasoline Direct-Injection Engines" SAE
- (2) Brehob, D.D., Fleming, J.E., Haghgoie, M. and Stein, R. A., 1998, "Stratified-Charge Engine Fuel Economy and Emissions Characteristics," SAE Paper 982704.
- (3) Schwarz, C., Schunemann, E., Durst, B., Fischer, J. and Witt, A., 2006, "Potentials of the Spray-Guided BMW DI Combustion System," SAE Paper 2006-01-1265.
- (4) Doll, G., Waltner, A., Lückert, P. and Kemmler, R., 2010, "The New 4.6 l V8 Gasoline Engine from Mercedes-Benz," *ATZ*, Vol. 71, pp. 12~19.
- (5) Kook, S., Bae, C., Miles, P. C., Choi D. and Reitz, R. D., 2007, "The Effect of Swirl Ratio and Fuel Injection Parameters on CO Emission and Fuel Conversion Efficiency for High-Dilution, Low-Temperature Combustion in an Automotive Diesel Engine," SAE paper 2007-01-0197.
- (6) Oh, H., Bae, C. and Min, K., 2010, "Spray and Combustion Characteristics of Ethanol Blended Gasoline in a Spray Guided DISI Engine under Lean Stratified Operation" SAE Paper 2010-01-2152.
- (7) Heywood, B., 1989, "Internal Combustion Engine Fundamentals," McGrawhill.
- (8) Lee, S., Jeong, K., Jeon C. and Chang, Y., 2005, "A Study on the Comparison of the Combustion Characteristics among an IDI, a HSDI Diesel Engine and a SI Engine using One-zone Heat Release Analysis," *Transactions of KSAE*, Vol. 13, No. 6, pp. 21~30.
- (9) Woschni, G., 1967, "A Universally Applicable Equation for Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine," SAE Paper, 670931.
- (10) Koch, T., Schanzlin, K. and Boulouchos, K., 2002, "Characterization and Phenomenological Modeling of Mixture Formation and Combustion in a Direct Injection Spark Ignition Engine, SAE Paper 2002-01-1138.