

디젤 예혼합 압축착화 엔진에서 EGR 및 수소농후가스의 영향

박철웅*¹⁾ · 조준호²⁾ · 오승묵¹⁾

한국기계연구원 그린동력연구실¹⁾ · 명지대학교 기계공학과²⁾

The Effects of EGR and Hydrogen Enriched Gas on Diesel HCCI Engine

Cheolwoong Park*¹⁾ · Junho Cho²⁾ · Seungmook Oh¹⁾

¹⁾Environmental Systems Research Division / Engine Research Team, Korea Institute of Machinery and Materials,
104 Sinseongno, Yuseong-gu, Daejeon 305-343, Korea

²⁾Department of Mechanical Engineering, Myongji University, Gyeonggi 449-728, Korea

(Received 12 August 2009 / Accepted 8 June 2010)

Abstract : In recent years, there has been an interest in early-injection diesel engines as it has the potential of achieving a more homogeneous and leaner mixture close to TDC compared to standard diesel engine. The more homogeneous mixture may result in reduced NO_x and soot emissions and higher efficiency in homogeneous charge compression ignition engines. While earlier studies have shown that a reduction in NO_x emissions from HCCI engine is possible, there are some significant problems including the control of ignition timing and combustion rate. In order to investigate the effect of EGR and hydrogen enriched gas on combustion characteristics and emissions, an experiments with single cylinder CRDi engine were carried out concerning the formation of various premixed charge, which can achieved by early injection, EGR and hydrogen enriched gas. EGR was not effective to further reduce NO_x and PM emissions. It was found that NO_x emissions were decreased with an introduction of hydrogen enriched gas and an adequate diesel fuel amount.

Key words : HCCI(예혼합압축착화), Early injection(조기분사), EGR(배기가스재순환), Hydrogen enriched gas(수소농후가스)

Nomenclature

IMEP : indicated mean effective pressure, MPa

Subscripts

IN : intake

ATM : atmosphere

EX : exhaust

1. 서론

환경문제와 석유자원의 고갈이 세계적인 문제로

대두되면서 자동차의 배출가스 저감과 열효율 증가에 대한 요구가 증대되고 있다. 이러한 관점에서 디젤 엔진은 연료 소비율 면에서 열효율이 높고 CO₂ 배출이 적은 매력을 가지고 있으나 연소 특성상 국부적인 고온 반응 구간인 예혼합 연소 기간에서의 NO_x 생성과 확산 연소 기간에서 입자상 물질(Particulate matter, PM)이 필연적으로 배출되는 문제점을 가지고 있다. 1990년대 이후 디젤엔진에서 배출되는 NO_x와 PM을 저감시키기 위하여 고압 연료 분사 시스템, 신연소 개념 및 EGR 등과 같은 다양한 엔진관련 기술들이 개발되어 적용되어 왔으며, 그중에서도 연료와 공기가 충분히 혼합된 예혼합기를 연소실내에서 동시 다점 착화시키는 연소

*Corresponding author, E-mail: cwpark@kimm.re.kr

방식인 예혼합 압축착화 연소가 주목을 받고 있다.¹⁻³⁾

예혼합 압축착화 연소기술은 연료의 흡기포트 분사 혹은 이른 시기에 행해지는 실린더 내 직접분사 방식 등으로 균질 혼합기를 형성하면, 착화전 농후 영역이 없기 때문에 입자상 물질이 생성되지 않고 연소실내 모든 혼합기가 희박연소 과정을 거치면서 낮은 연소온도로 인해 NOx의 발생이 크게 저감되는 장점을 가지고 있다.

착화이전에 예혼합기를 형성하는 방법으로는 현재 가장 폭넓게 사용되고 있는 연료분사 시스템의 직접 활용이 가능한 연소실내 조기분사가 널리 시도되었다.^{4,7)} 조기분사를 통한 예혼합기 형성 시 연료의 wall-wetting 현상을 최소화하기 위한 협각분사기를 사용한 연구도 보고된 바 있으나,^{4,8)} 이 경우에도 분사시기 진각에 따른 착화시기 진각 및 연소 효율의 감소 등의 엔진 운전애 악영향을 미치는 단점이 있다. 조기분사 시 나타나는 착화시기 진각현상을 저압축비 운전이나 EGR의 적용을 통해 해소하고자 하는 시도가 이루어져 왔으나, 운전영역에 따라 유연하게 변경하기 어렵기 때문에 효율적이지 못하다.

따라서 본 연구에서는 조기분사가 적용된 디젤

엔진에 수소와 일산화탄소 및 질소가 포함되어 있는 수소농후가스를 혼합하여, EGR이 적용된 운전 조건에서의 출력 및 배출성능과 비교하였다. 엔진의 운전조건에 적합한 예혼합기 형성 방안을 설정하여 출력성능 및 배기특성 등의 고찰결과를 제시하였다.

2. 실험장치 및 방법

본 연구에서는 승용 디젤엔진에 적합한 예혼합기 형성 기법과 효율적인 연소제어 방안을 검토하기 위해서 단기통 디젤엔진을 설치하여 주요 엔진 성능에 대한 실험을 실시하였다.

2.1 실험장치

Fig. 1에 본 연구에 사용된 시험장치의 전체적인 구성을 나타내었다. 기존 2000cc 엔진을 기초로 하여 효율적인 수소농후가스 공급 및 제어를 위한 여러 시스템을 추가하였으며, 엔진의 제원을 Table 1에 나타내었다. 실험에 사용된 엔진은 자연흡입식, CRDi, SOHC 방식의 단기통 디젤엔진으로서 별도의 오일 순환펌프 및 냉각수온 조절장치를 이용하여 실제 대기통엔진의 조건을 모사할 수 있도록 하였다.

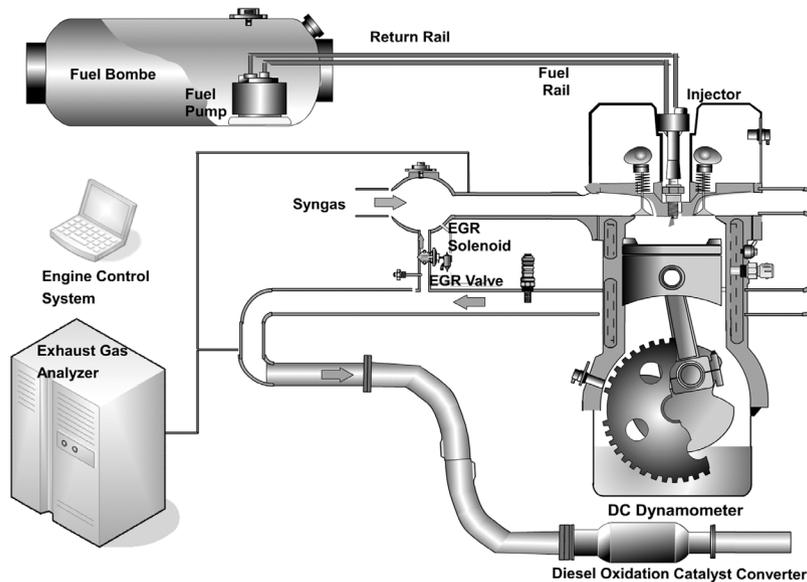


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

Table 1 Test engine specifications

Item	Specifications	
Bore	83 mm	
Stroke	92 mm	
Displacement volume	498 cc	
Compression ratio	18.4	
Idle speed	750 ± 20 rpm	
Valve system	SOHC 4 valves	
	Intake	7° / 43°
	Exhaust	52° / 6°
Fuel supply system	Common rail direct injection	

엔진의 속도는 직류모터식 동력계를 이용하여 제어하였고, delay generator(DG535, SRS)와 전용 injector driver(TDA-3200H, TEMS)를 이용해 연료 분사량과 분사시기를 임의로 조절이 가능하도록 하였다. 엔진에 공급되는 수소농후가스는 원활한 공급을 위하여 개질장치로부터 생성되는 가스를 직접 사용하지 않고, Diesel 연료 개질시 예상되는 H₂, CO 등의 수소농후가스 성분비(H₂ 18%, CO 15%, CO₂ 12%, N₂ 50%)에 해당하는 모사가스를 사용하였다. 수소농후가스의 유량은 MFC (mass flow controller, Brooks)를 이용하여 측정, 제어하였다.

EGR은 흡기 매니폴드에 어댑터를 장착하여 흡입공기와 EGR가스의 원활한 혼합을 위해 흡기포트에서 약 100mm 상류에서 공급되도록 구성하였다. 정밀한 제어와 신속한 작동기 가능한 E-EGR(전자제어방식 EGR)밸브를 사용하여 EGR 가스 라인중간에 설치하였고, EGR율을 측정할 수 있도록 가스추출라인(Gas sampling line)을 설치하여 CO₂ 농도를 독립적으로 측정할 수 있도록 하였다. LA4 lambda meter(ETAS Co.)를 이용해 공연비를 측정하였고, 연소특성 분석은 실린더에 장착된 실린더압력 센서와 연소분석기를 통해 이루어졌다. 배기 라인에 가스 추출라인(gas sampling line) 설치하여 배출가스 농도를 독립적으로 측정할 수 있도록 하였다.

2.2 실험방법

엔진의 회전속도를 1,500 rpm로 고정하였을 때 Diesel연료와 수소농후가스 공급 비율변화에 대하여 연소상태와 배기 배출물 특성을 살펴보았다. 동일한 조건에서의 EGR율의 변화에 따른 특성과 비

Table 2 Energy share ratio and flow rate ratio of hydrogen enriched gas for different diesel fuel amount

Diesel fuel amount	Hydrogen enriched gas energy, %	Diesel energy, %
6.75 mg/stroke	0.22	78.09
11.37 mg/stroke	0.14	85.72
20.20 mg/stroke	0.09	91.43
Flow rate ratio of hydrogen enriched gas	5.15%	

교하여 수소농후가스의 적용성을 검토하였다.

엔진이 충분히 warm-up 된 상태에서 냉각수 온도가 82.5 ± 2.5°C에서 유지되도록 냉각수 온 조절 시스템을 설정하고, Diesel 연료의 압력을 120 MPa로 고정하고 6.75, 11.37, 20.20 mg/stroke로 바꾸며 공급하였다. 각각의 실험조건에 대해 분사시기, 수소농후가스 공급량 및 EGR을 등을 변경하며 이에 따른 출력, 배기 배출물 특성, 연소안정성 등을 검토하였다.

수소농후가스가 적용된 경우 공급량을 15 LPM으로 일정하게 하여 디젤 연료분사량 및 분사시기에 대한 변화를 관찰하였다. Table 2에 각각의 디젤 연료분사량에 대한 수소농후가스의 에너지 비율 및 흡입공기 유량에 대한 체적 비율을 정리하였다. 다른 결과와 비교를 위해 단일분사만이 적용된 경우와 동일한 량의 연료량으로 표기하였으나, 실제 실험 시에는 수소농후가스의 에너지 비율만큼이 감소된 연료량이 사용되었다.

전용 컨트롤러를 사용하여 전자제어식 EGR 밸브의 개도를 제어하여 목표 EGR율을 결정하였으며, EGR율의 측정은 가스분석기를 사용하여 측정된 CO₂ 값을 이용하여 식 (1)로부터 산출하였다.

$$EGRrate(\%) = \frac{[CO_2]_{IN} - [CO_2]_{ATM}}{[CO_2]_{EX} - [CO_2]_{ATM}} \quad (1)$$

여기서, [CO₂]_{IN} : 흡입공기 중의 CO₂ 농도

[CO₂]_{ATM} : 대기 중의 CO₂ 농도

[CO₂]_{EX} : 배기가스 중의 CO₂ 농도

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 분사량과 분사시기에 의한 영향

Fig. 2는 분사시기의 변화에 따른 엔진의 출력성

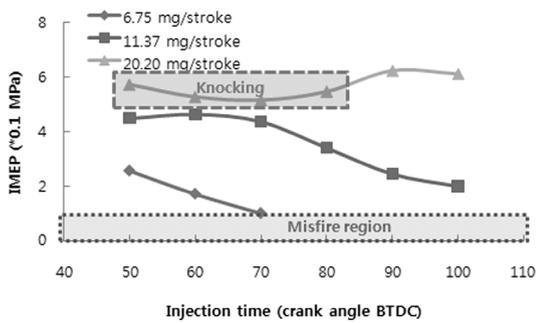


Fig. 2 Effect of injection timing on IMEP with different injection quantity of diesel fuel

능 변화를 IMEP로 나타낸 것이다. 연료 분사량이 6.75 mg/stroke와 11.37 mg/stroke로 비교적 적은 경우에는 분사시기가 진각되면서 실린더 내부에 조기 분사로 인한 예혼합기가 형성되지만, 전체적으로 희박한 혼합기가 형성됨으로 인해서 연소 효율이 감소되고 출력도 낮아졌다. 그러나 연료 분사량이 20.20 mg/stroke인 경우는 오히려 분사시기가 늦은 조건에서 출력이 감소되었는데, 이는 Fig. 3에서 볼 수 있는 것과 같이 예혼합기의 착화시기가 빨라짐에 따라 노킹현상을 동반하였기 때문이다. 특히, 70° 내외의 분사각을 갖는 일반적인 연료분사기를 사용할 경우 BTDC 70 CA 이후의 연료 분사는 분사된 연료가 피스톤 상부와 볼 영역에 충돌하여 보울 영역의 농후한 혼합기 형성을 돕기 때문에 조기착화의 가능성이 높다.

연료 분사량이 적을 때 상기와 같은 분무가 보울 입구에 도달하여 피스톤 상부 및 보울 내부로 균등하게 분포되는 현상은 분사된 연료가 주변공기와 효과적으로 혼합될 수 있는 가능성을 높여주며 예혼합 연소를 위한 희박혼합기 형성에 유리하게 작용할 것으로 판단된다.⁹⁾ 이와 같은 영향으로 연료 분사량이 11.37 mg/stroke인 경우 BTDC 70 CA 이후의 연료분사는 분사시기에 관계없이 거의 일정한 출력을 유지하고 있음을 알 수 있다. 그러나 6.75 mg/stroke인 경우는 이른 시기에 분사된 소량의 연료가 보울 내부로 들어오지 못하고 혼합기가 연소실 전체에 균일하게 분포하여, 낮은 당량비의 혼합기를 형성하기 때문에 착화성이 감소되었다.

일반적인 디젤연소에 비해 이른 시기에 연료를

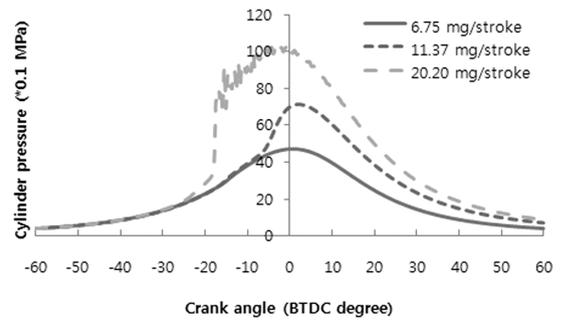


Fig. 3 Pressure trace with different injection quantity of diesel fuel for the injection timing of BTDC 70 CA

분사하게 되면 상대적으로 낮은 연소실 압력과 밀도로 인해 분무도달거리가 증가하게 된다.¹⁰⁾ 분무도달거리가 증가하면 분사된 연료의 연소실 벽면에서의 wall-wetting 현상이 증가하게 되고 연소압의 감소와 함께 엔진 출력의 손실을 가져오게 된다. 연료 분사량이 20.20 mg/stroke인 경우 분사시기가 BTDC 80 CA보다 빠르더라도 노킹현상의 감소로 인해 오히려 출력이 증가하는 경향을 보이고 있으나, 여전히 일반적인 디젤연소에 비해서는 낮은 값이다. 20.20 mg/stroke의 연료분사량과 같이 연료량이 많을 경우 wall-wetting 현상이 발생하더라도 그 외의 혼합기를 형성하는 연료로 인한 연소가 일어나 노킹현상이 일어나는 조건과 비슷한 출력을 나타내었다. 그러나 연료 분사량이 11.37 mg/stroke 이하인 경우에는 연소효율이 낮아져 출력이 감소하였다.

Fig. 4와 Fig. 5는 분사량 및 분사시기의 변화에 따른 NOx와 PM의 배출특성을 나타낸 그래프이다. 11.37 mg/stroke 연료분사시 분사시기가 진각됨에 따라서 NOx 배출이 감소하는데, 이는 분사된 연료가 충분히 예혼합되어 희박연소를 일으킴으로 인해 연소온도가 저감된 결과로 판단된다. 그러나 BTDC 80 CA 이전의 분사시기 조건에서는 낮은 연소효율로 인한 연소실 내부온도의 감소에 의한 영향으로 보는 것이 타당하다. 연료 분사량이 20.20 mg/stroke인 경우는 급격한 연소반응으로 인한 연소온도 증가를 동반하는 노킹현상이 발생하기 때문에 높은 NOx 배출특성을 보인다.

PM의 발생은 일반적으로 농후한 혼합기 영역에서 그 경향이 강하게 나타나기 때문에, 균일한 예혼

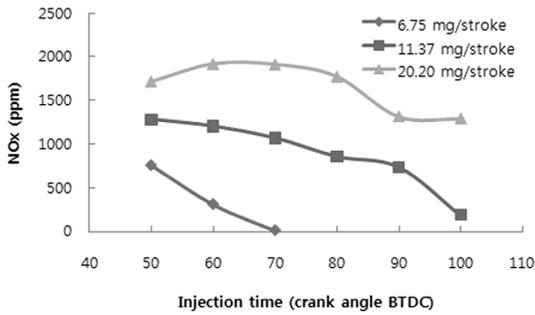


Fig. 4 Effect of injection timing on NOx emissions with different injection quantity of diesel fuel

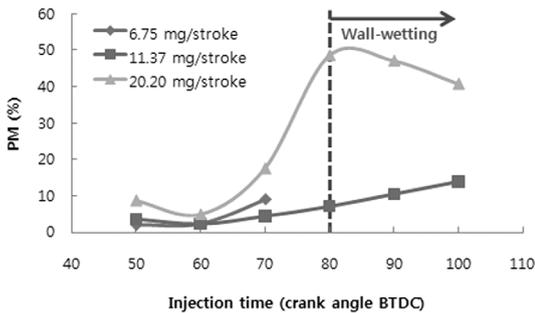


Fig. 5 Effect of injection timing on PM emissions with different injection quantity of diesel fuel

합기의 연소가 일어날 경우 PM의 배출을 저감할 수 있다. 그러나 조기분사로 인한 분무도달거리의 증가는 연료의 피스톤 또는 실린더 벽면과 충돌 위치에 따라 예혼합기의 형성정도를 다르게 만든다. 즉, 실린더 벽면에 연료가 충돌하여 wall-wetting 및 국부적으로 농후한 혼합기가 형성되는 경우에는 PM이 급격하게 증가하였다. BTDC 80 CA이전의 분사 조건에서 11.37 mg/stroke 연료분사시 PM이 크게 증가하지 않은 것은, 연소효율이 감소하여 PM생성을 위한 온도에 이르지 못하고 대부분 HC형태로 배출되었기 때문으로 판단된다.

3.2 EGR에 의한 영향

연료의 조기분사를 통한 예혼합기 형성 방법은 연소실벽면에서 발생하는 wall-wetting 및 노킹현상의 발생으로 인하여 조기분사만을 이용한 예혼합연소 구현이 제한되기 때문에, 분사기 또는 연소실의 변경과 같은 추가적인 연소인자의 제어가 요구된다. 그중에서도 EGR은 간단한 흡배기의 구조 변경

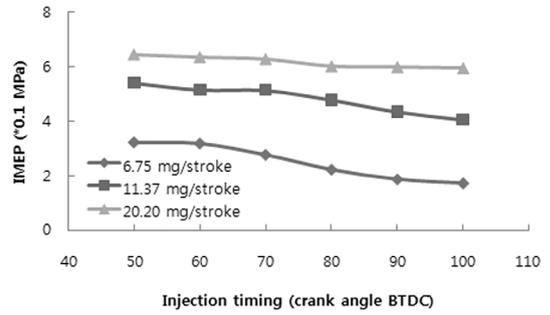


Fig. 6 Effect of EGR on IMEP with different injection quantity and timing of diesel fuel

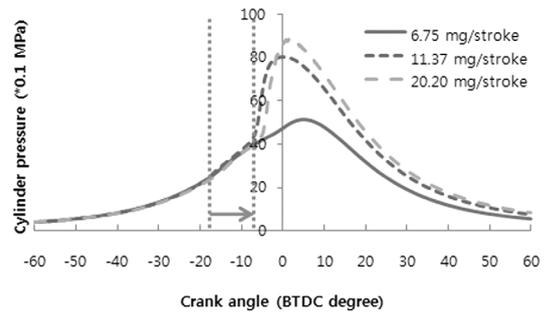


Fig. 7 Pressure trace with the introduction of EGR for the injection timing of BTDC 70 CA

을 통하여 혼합기의 특성을 바꿀 수 있는 매우 유용한 방법이다. EGR을 적용할 경우에는 연소온도를 낮추어 NOx의 생성을 억제할 뿐 아니라 혼합기의 질량당 에너지를 낮춤으로써 노킹을 방지할 수 있다.¹¹⁾

Fig. 6은 단일분사 조건에서 EGR율을 38%로 고정하였을 때의 분사시기의 변화에 따른 출력 성능을 나타낸 것이다. EGR을 이용할 경우 공기이용율의 저하로 출력악화가 예상되었으나, 연료분사량이 많은 경우는 Fig. 7과 같이 10 CA 정도 착화 지연이 나타나면서 IMEP값이 EGR이 적용되지 않은 경우에 비해 약간씩 증가하였다. 연료분사량이 11.37 mg/stroke 이하일 때는 착화시기의 변경은 나타나지 않았으나, 최대 압력의 증가가 출력의 상승으로 나타났다. 이는 고온의 EGR 가스의 유입으로 인해 분사된 연료의 증발이 잘 일어나게 되어 연소 효율이 증가하였기 때문으로 판단된다. 낮은 착화성으로 인해 단일분사 만으로는 실험이 불가능했던 6.57 mg/stroke 분사량 및 BTDC 80 CA이전의 분사시기

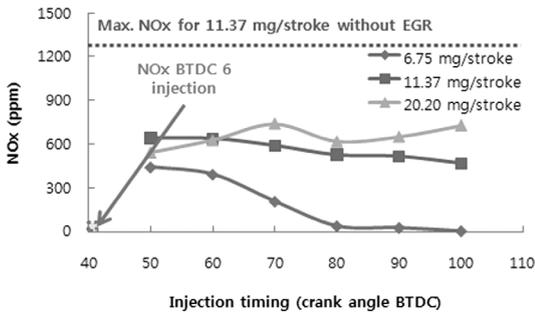


Fig. 8 Effect of EGR on NOx emissions with different injection quantity and timing of diesel fuel

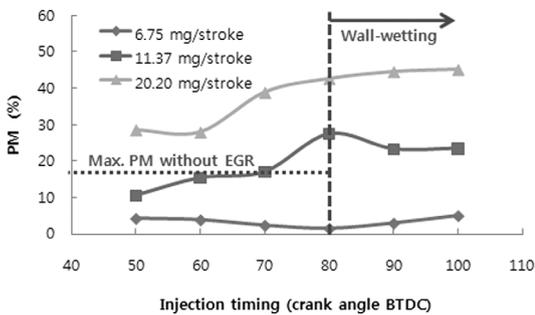


Fig. 9 Effect of EGR on PM emissions with different injection quantity and timing of diesel fuel

조건에서도 0.1 MPa 이상의 IMEP 값을 확인하였다. 그러나 앞선 실험결과와 마찬가지로 너무 이른 시기의 연료분사는 출력의 저하로 인한 연비악화를 초래하였다.

EGR을 적용하였을 때 분사량 및 분사시기의 변화에 따른 NOx와 PM의 배출특성을 Fig. 8과 Fig. 9에 나타내었다. 일반적으로 EGR의 적용은 흡입공기의 희석효과로 인한 NOx의 저감을 기대할 수 있다. 이와 같은 이유로 전체적인 NOx의 배출은 감소하였으나 여전히 약간 높은 수준의 배출값을 유지하였다. 본 실험에서와 같이 조기분사로 인한 예혼합기가 형성된 경우 예혼합기 형성 영역에서는 연소온도의 감소로 인한 NOx의 배출이 저감될 수 있으나, 연료의 충돌이 일어난 실린더 벽이나 피스톤 부근의 농후한 혼합기는 EGR이 효과적으로 작용하지 못한 것으로 보인다. 상기와 같이 국부적으로 형성된 농후한 혼합기는 PM의 발생에도 영향을 미치며, 특히 EGR가스가 혼합된 경우 공기이용율의 저하 및 EGR 가스내의 미립자 핵으로 인하여 PM 배

출이 증가할 가능성이 높다. 그림에서 보는 바와 같이 보울내부에 농후한 혼합기가 형성되는 BTDC 80 CA이후의 분사시기 조건에서도 EGR이 적용되지 않은 경우에 비해 PM의 배출이 증가하였다. 많은 분사량에도 불구하고 연소효율이 좋지 않은 20.20 mg/stroke 분사조건인 경우 EGR 적용에 따른 PM의 증가가 두드러지게 나타났다.

3.3 수소농후가스에 의한 영향

디젤엔진에 수소농후가스를 적용할 경우 희박한 혼합기영역에서도 수소첨가에 의한 연소안정성 향상으로 NOx 배출의 저감과 함께 열효율이 증대되지만, 유입되는 수소농후가스의 체적만큼 공기이용율이 저감되거나 국부적인 고온영역에서 조기착화되어 효율이 감소하는 경향이 있다. 특히, 수소농후가스는 수소 이외에도 여러 종류의 성분을 포함하고 있으므로 순수한 수소만을 첨가하는 경우와 비교해서 연소성능 측면에 불리하게 작용할 것으로 예상된다.

Fig. 10은 수소농후가스의 공급량을 일정하게 하였을 때의 디젤 연료분사량 및 분사시기에 대한 출력의 변화를 나타낸 것이다. 20.20 mg/stroke 분사량 조건인 경우 디젤 연료 대비 수소농후가스의 공급량이 많지 않기 때문에, 수소농후가스내의 CO₂ 및 N₂와 같은 불활성가스에 의한 희석효과보다는 수소첨가로 인한 초기연소 촉진효과가 지배적으로 나타났다. 그 결과 Fig. 11에서 볼 수 있는 것과 같이 착화 지연기간의 변화 없이 연소가 일어나게 되면, 이어 수소가 빠른 속도로 연소를 일으키면서 노킹현상이 증가하여 출력이 감소하였다. 연료분사량이 11.37 mg/stroke인 조건에서는 희석효과로 인해 EGR을 적용한 것과 같이 착화지연이 길어지고 최대압력값이 감소하면서, TDC이후에 안정적인 연소가 부드럽게 나타났다. 그러나 BTDC 80 CA이전의 분사 조건과 같이 이른 시기의 분사는 wall-wetting 현상을 동반하여 수소의 점화원으로 작용하는 디젤연료의 착화가 어렵게 만들기 때문에, 연소가 불안정하게 되어 출력이 감소하였다. 같은 이유로 6.75 mg/stroke 분사량 조건은 과도하게 희박한 예혼합기를 형성하기 때문에 연소가 잘 일어나지 않고, 따라서 수소의 이용율도 감소하였다.

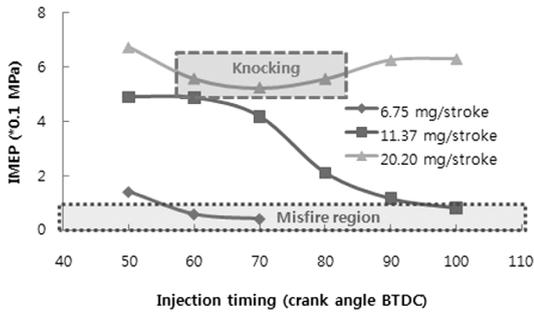


Fig. 10 Effect of hydrogen enriched gas on NOx emissions with different injection quantity and timing of diesel fuel

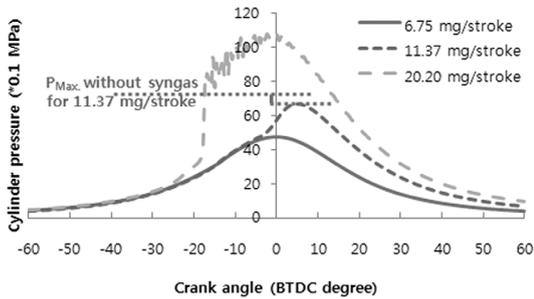


Fig. 11 Pressure trace with the introduction of hydrogen enriched gas for the injection timing of BTDC 70 CA

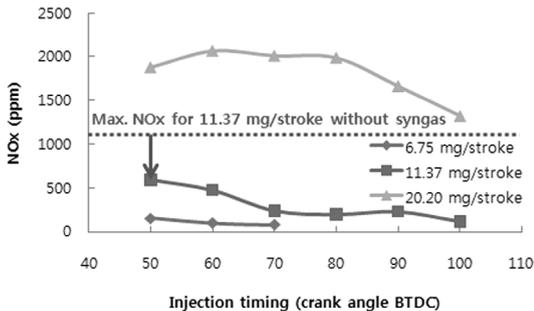


Fig. 12 Effect of hydrogen enriched gas on NOx emissions with different injection quantity and timing of diesel fuel

수소농후가스를 적용하였을 때 분사량 및 분사시의 변화에 따른 NOx의 배출특성을 살펴보면, 연료 분사량이 많은 20.20 mg/stroke인 경우는 조기착화로 인한 노킹현상과 함께 단일분사만 적용된 경우와 비교하여 NOx의 배출이 그다지 감소되지 않았다. 연료분사량이 11.37 mg/stroke일 때 NOx의

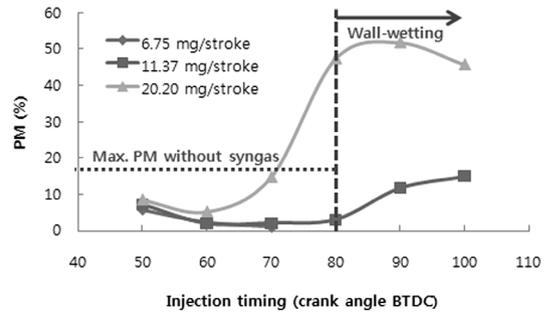


Fig. 13 Effect of hydrogen enriched gas on PM emissions with different injection quantity and timing of diesel fuel

배출은 불활성가스에 의한 희석효과 및 수소의 희박연소효과로 인해 안정적인 출력이 유지되는 운전 조건에서 크게 감소하였다.

Fig. 13은 수소농후가스를 적용하였을 때 분사량과 분사시의 변화에 따른 PM의 배출특성을 나타낸 그래프이다. 단일분사만 적용된 경우와 유사하게 분사된 연료가 주로 보울 내부에서 예혼합기를 형성하는 조건에서는 PM이 거의 배출되지 않았다. 그러나 분사시기가 BTDC 80 CA보다 이른 경우는 PM의 배출이 증가하는 것으로 보아, 연소효율이 낮은 영역에서의 수소농후가스 적용이 PM의 생성 방지 또는 산화에 도움을 주지 못하는 것으로 판단된다.

4. 결론

본 연구에서는 단기통 디젤엔진을 대상으로 EGR 또는 수소농후가스를 적용하여 실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 실린더 내부에 조기분사를 이용하여 형성된 예혼합기는 전체적으로 희박한 혼합기의 형성 또는 노킹현상으로 인한 연소효율의 감소를 가져왔다.
- 2) 조기분사로 인해 wall-wetting 및 국부적으로 농후한 혼합기가 형성되는 경우에는 PM이 급격하게 증가하였다.
- 3) 조기분사 시 EGR을 적용할 경우 착화 지연 및 EGR 가스의 열에너지로 인한 예혼합을 증가로 인해 출력이 개선되었으나, 공기이용율의 저하

로 인해 PM이 증가하였다.

- 4) 기존 디젤연료 대비 수소농후가스량은 예혼합 연소에 영향을 미치는 중요한 인자이며, 적절한 비율의 수소농후가스의 공급은 안정적인 출력을 유지하는 조건에서 배출가스의 저감시킬 수 있음을 확인하였다.

References

- 1) M. Noguchi, Y. Tanaka, T. Tanaka and Y. Takeuchi, "A Study on Gasoline Engine Combustion by Observation of Intermediate Reactive Products during Combustion," SAE 790840, 1979.
- 2) R. H. Stanglmaier and C. E. Roberts, "Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI): Benefits, Compromises, and Future Engine Application," SAE 1999-01-3682, 1999.
- 3) H. Yukota, Y. Kudo, H. Nakajima, T. Kakegawa and T. Suzuki, "A New Concept for Low Emission Diesel Combustion," SAE 970891, 1997.
- 4) S. H. Kook, C. W. Park and C. S. Bae, "The Effect of Two-Stage Diesel Fuel Injection on Combustion and Exhaust Gas Characteristics in a Single-Cylinder HCCI Engine Equipped with Common-Rail Injection System," Spring Conference Proceedings, KSAE, pp.404-409, 2003.
- 5) H. Akagawa, T. Miyamoto, A. Harada, A. Sasaki, N. Shimazaki, T. Hashizume and K. Tsujimura, "Approaches to Solve Problems of the Premixed Lean Diesel Combustion," SAE 1999-01-0183, 1999.
- 6) H. M. Kim, J. D. Ryu, K. H. Lee and B. S. Kim, "An Experimental Study on the Characteristics of Combustion and Emission in HCCI Engine Using a Early Injection Method," Spring Conference Proceedings, KSAE, pp.405-410, 2004.
- 7) Y. Iwabuchi, K. Kawai, T. Shoji and Y. Takeda, "Trial of New Concept Diesel Combustion System-Premixed Compression-Ignited Combustion," SAE 1999-01-0185, 1999.
- 8) B. Walter and B. Gaterllier, "Development of the High Power NADITM Concept Using Dual Mode Diesel Combustion to Achieve Zero NOx and Particulate Emissions," SAE 2002-01-1744, 2002.
- 9) S. I. Park, S. H. Kook, J. S. Kong and C. S. Bae, "Effect of Compression Ratio, Engine Speed and Injection Timing on Mixture Preparation and Combustion in a Diesel HCCI Engine," Spring Conference Proceedings, KSAE, pp.291-296, 2006.
- 10) J. S. Kang and C. S. Bae, "Diesel Spray Development from VCO Nozzles for High Pressure Direct-injection," Transactions of KSAE, Vol.8, No.3, pp.28-36, 2002.
- 11) S. Diana, V. Giglio, B. Iorio and G. Police, "A Strategy to Improve the Efficiency of Stoichiometric Spark-ignition Engines," SAE 961953, 1996.