

디젤 예혼합 압축착화 엔진에서 배기가스 재순환과 과급의 영향

박 세 익¹⁾ · 국 상 훈¹⁾ · 배 충 식^{*1)} · 김 장 현²⁾

한국과학기술원 기계공학과¹⁾ · 현대자동차²⁾

Effect of EGR and Supercharging on the Diesel HCCI Combustion

Seik Park¹⁾ · Sanghoon Kook¹⁾ · Choongsik Bae^{*1)} · Jangheon Kim²⁾

¹⁾Department of Mechanical Engineering, KAIST, Daejeon 305-701, Korea

²⁾Hyundai Motor Company, 772-1 Jangduk-dong, Hwaseong-si, Gyeonggi 445-706, Korea

(Received 3 January 2006 / Accepted 6 March 2006)

Abstract : Homogeneous charge compression ignition(HCCI) combustion is an advanced technique for reducing the hazardous nitrogen oxide(NOx) and particulate matter(PM) in a diesel engine. NOx could be reduced by achieving lean homogeneous mixture resulting in combustion temperature. PM could be also reduced by eliminating fuel-rich zones which exist in conventional diesel combustion.

However previous researches have reported that power-output of HCCI engine is limited by the high intensive knock and misfiring. In an attempt to extend the upper load limit for HCCI operation , supercharging in combination with Exhaust Gas Recirculation(EGR) has been applied: supercharging to increase the power density and EGR to control the combustion phase. The test was performed in a single cylinder engine operated at 1200 rpm. Boost pressures of 1.1 and 1.2 bar were applied. High EGR rates up to 45% were supplied. Most of fuel was injected at early timing to make homogeneous mixture. Small amount of fuel injection was followed near TDC to assist ignition. Results showed increasing boost pressure resulted in much higher power-output. Optimal EGR rate influenced by longer ignition delay and charge dilution simultaneously was observed.

Key words : EGR(Exhaust Gas Recirculation, 배기가스재순환), HCCI(Homogeneous Charge Compression Ignition, 예혼합압축착화), Supercharging(과급)

Nomenclature

- τ_1 : ignition delay
- τ_2 : premixed burn duration
- A : total heat release (J)
- B : heat release during τ_2

1. 서론

예혼합 압축착화 연소기술은 연료를 흡기포트 부

사 혹은 이른 시기에 행해지는 실린더 내 직접 분사 방법 등으로 균질(homogeneous) 혼합기가 형성되도록 함으로써 입자상물질(PM: Particulate meter)의 발생이 없고 희박연소로 인해 연소온도가 낮아 질소산화물(NOx: nitrogen oxide)발생이 크게 저감되는 장점을 가지고 있다. 즉 예혼합 압축착화 엔진 기술을 디젤엔진에 적용할 경우, 압축착화를 위한 고압축비 운전으로 열효율이 높을 뿐 아니라 부분부하에서의 희박연소를 통한 연비개선을 보이는 기존 디젤 엔진의 장점을 유지하면서도 PM과 NOx의 동시 저감이 가능하며 착화 방법의 구분이 없어지므

*Corresponding author, E-mail: csbae@kaist.ac.kr

로 가솔린, 디젤, dimethyl ether(DME), 천연가스, liquefied petroleum gas(LPG) 등 가용 연료의 범위가 넓다는 장점도 가지게 된다.^{1,2)}

그러나 HCCI의 연소기술은 크게 두 가지의 난제를 안고 있다. 그 중 하나가 저속 저부하 영역에서는 연료의 경제성을 달성할 수 있으나 고부하 영역에서는 노킹(knocking)과 실화(misfiring)의 문제로 인해 그 운전범위가 제한된다는 것이다.^{3,4,7)} 이를 해결하기 위해 과급이 도입되었으며 이를 통해 엔진출력이 향상되는 결과가 보고되었다.³⁾ 다른 하나는 저온산화반응에 이은 이른 착화시기의 문제로, 엔진으로부터 최적의 출력을 얻기 위한 연소상 제어에 어려움이 있다. 이 현상은 과급으로 인해 더욱 심화되며,³⁾ 문제의 해결을 위해 배기가스재순환(EGR: Exhaust Gas Recirculation)을 통한 희석가스의 형성으로 착화시기를 지연시키는 방법이 이용되고 있다.⁵⁻⁷⁾

본 연구에서는 출력과 연소 상 제어에 동시에 영향을 미치는 과급과 배기가스재순환(EGR)을 함께 디젤 예혼합 압축착화엔진에 적용하였다. 과급압력은 1.2 bar까지 적용하되 각 과급 수준별로 EGR 적용 비율을 늘려 실험하였다. 각 실험 조건별로 실린더 내 압력과 배기가스(NO_x , HC, CO)가 측정되었다.

2. 실험 장치 및 실험 조건

실험에 사용된 엔진과 분사 시스템의 제원을 Table 1과 Table 2에 각각 나타내었다. 엔진은 배기량 498 cc, 압축비 14.8인 단기통 가시화 디젤 엔진을 사용하였다. 분사 시스템은 분사 압력을 0~150 MPa 범위에서 조절 가능한 커먼레일 분사 시스템을 사용하였으며 분무 미립화에 유리하고 연료의 벽면 부착현상을 최소화하기 위해 14공, 분사각 70°인 협각인젝터(narrow angle injector)를 사용하였다.²⁾

Fig. 1는 실험장치의 개략도를 보여 주고 있다. 단기통 엔진의 구동을 위해 엔진의 크랭크축을 동력계(dynamometer)에 연결하고 회전수를 제어하였다. 엔진의 캠축에 장치되어 있는 엔코더(3600 pulse/rev)의 신호를 이용하여 분사시기를 제어하였고 연료 분사량을 제어하기 위해 전용 분사기 구동장치 (TDA 300H, TEMS Ltd)를 사용하였다. 커먼레

일의 압력은 압력 조절 장치(PCV driver, TEMS Ltd)를 통하여 제어하였다.

NO_x , HC, CO는 배기가스 분석장치(MEXA-1500d, HORIBA)를 사용하여 분석하였다. 실린더 헤드에 장착한 piezo-electric(6052A, kistler) 형 압력 센서를 통해 실린더 내부의 압력을 측정하였다.

Table 3은 본 연구에서 적용된 실험 조건을 나타낸다. 연소 실험은 동력계(dynamometer)를 이용해 1200rpm로 속도를 제어하며 수행하였다. 연료 분사 방법은 2단 분사법(two-stage injection)을 적용하되 연료량은 11.5 mm³/stroke으로 고정하였으며 초기 분사(first injection)는 10 mm³/stroke를 후기분사는 1.5 mm³/stroke를 각각 분사하였다. 저부하에서 정해진 회전수에 2단 분사법을 적용하여 EGR율, 과급압력을 변화시키면서 배기성능 및 출력성능에 미치는 영향을 평가하여 향후 보다 넓은 부하조건에서

Table 1 Specifications of single cylinder diesel engine

Engine type	Single cylinder direct injection
Bore × Stroke	83 × 92 mm
Displacement	498 cc
Compression ratio	14.8

Table 2 Specifications of fuel injection system

Fuel injection type	Common rail injection system
Injection pressure	60 MPa
Number of nozzle hole	14
Nozzle hole diameter	0.100 mm/hole
Injection angle	70 °

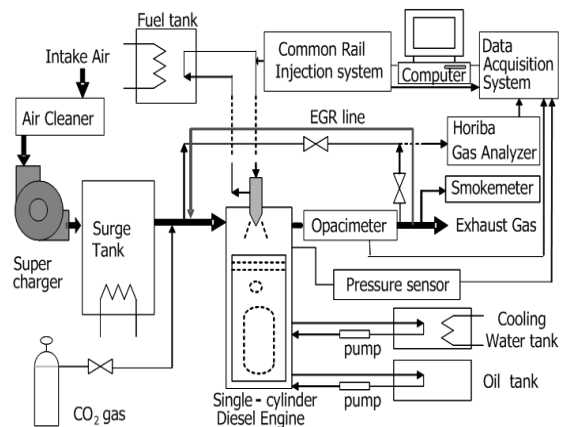


Fig. 1 Schematic diagram of experimental facility

Table 3 Experimental condition

Engine speed	1200 rpm
Engine load	Idling
Main only injection quantity	11.5 mm ³ /stroke
First injection quantity	10 mm ³ /stroke
Second injection quantity	1.5 mm ³ /stroke
First injection timing	60°CA BTDC
Second injection timing	10°CA BTDC
Injection pressure	60 MPa
EGR rate	0 ~ 50 %
Boosting pressure	1.1 bar, 1.2 bar

예혼합 압축착화구현을 위한 기초자료를 제공하고
자 하였다.

3. 실험 결과

3.1 분사시기 변화에 따른 출력 및 배기 특성 변화

연료의 분사방법은 2단분사법으로 처음 주분사
시기(first injection timing)에 연료의 대부분을 분사
하고 후분사(second injection timing)의 경우는 상사
점(TDC: top dead center) 부근에서 소량의 연료를 분
사하여 연소를 촉진시키는 방법이다.^{1, 2)} 연료의 분
사시기를 확인하기위해 주분사의 경우 130° ~ 50°
BTDC(before TDC), 후분사의 경우 20° BTDC, 10°
BTDC, TDC의 조합으로 분사시기별 출력 및 배기
성능을 비교하여 최적의 분사시기 도출에 이용하였
다. Fig. 2에서 보는 바와 같이 주분사 시기가 변화합
에 따라 50° BTDC 인근에서는 확산연소에 의한
NO_x의 발생이 급격히 증가하고, 60° ~ 70° BTDC인
근에서부터 예혼합연소가 이루어져 NO_x의 배출량
이 줄어드는 것을 확인할 수 있다. 최종적으로 출력
(IMEP: indicated mean effective pressure)면에서 다소
유리하고 CO의 배출특성 면에서 유리한 60° BTDC
를 최적의 주분사 시기로 선정하였다. Fig. 3에서는
주분사 시기를 60° BTDC로 고정하고, 후분사시기를
20° BTDC, 10° BTDC, TDC로 나누어 출력성능과
배기성능을 평가한 결과이다. 후분사시기가 진각
됨에 따라 소량의 연료가 예혼합 기간 없이 확산연
소로 이어져 NO_x의 배출을 증가시킨 결과를 보였으
며 10° BTDC의 후분사시기에서 CO와 HC의 배출
특성에서 좋은 결과를 보였다. 그리고 10° BTDC에

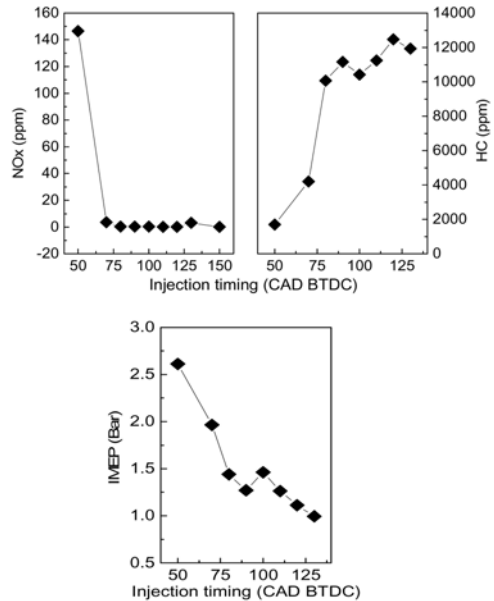


Fig. 2 Effect of main injection timing on power-output and emissions

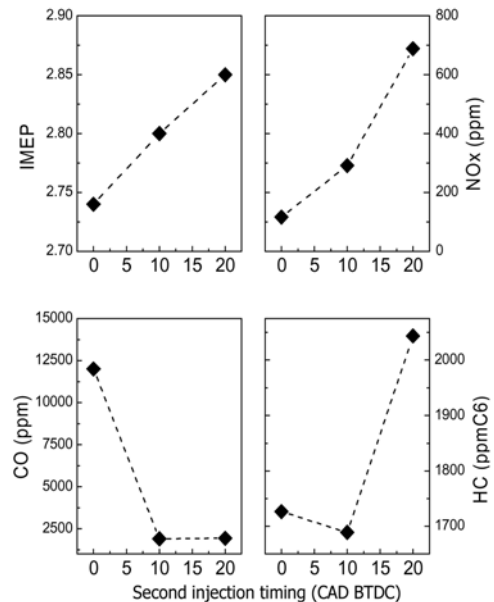


Fig. 3 Effect of second injection timing on power-output and emissions

서 NO_x가 다소 많이 배출되었지만 향후 적용될 배
기가스재순환의 변수가 NO_x의 배출을 줄이는 연구
결과⁸⁾에 근거하여 출력면에서 유리한 10° BTDC를
최적의 후분사시기로 선정하였다.

3.2 과급과 배기가스재순환(EGR) 적용에 따른 연소상의 변화

Fig. 4는 60 MPa로 연료를 분사 하였을 경우 과급 압력 변화에 따른 실린더 내 압력과 열방출률의 변화 경향을 보여주고 있다. 그래프의 하단부에 injection signal은 2단분사법을 적용하되 각각의 분사시기에 분사기로 인가된 전류 과형을 의미하며, 조기분사의 경우는 예혼합기 형성을 위한 주분사로 이용되며 미량의 후기분사는 연소 촉진제로써의 역할을 수행한다. 이 경우 과급 압력이 자연흡기(N/A: natural aspiration) 상태보다 1.2 bar로 과급된 상태에서 연소실내 최고 압력과 열방출률 최고값도 증가하는 것을 확인 할 수 있다. 특히 열방출률의 경우 최고값이 증가함과 동시에 진각 되는 경향을 확인 할 수 있다. 이는 과급에 의해 흡입 행정 시에 흡입 공기량의 증가로 인해 혼합기의 공기밀도 증가로 이어져 연소조건이 이른 시기에 형성되어 나타난 결과이다. Fig. 5는 자연흡기 상태에서 연료량을 $11.5 \text{ mm}^3/\text{stroke}$ 으로 고정하여 2단분사법으로 분사 하며 배기가스재순환량(EGR) 변화에 따른 압력과 열방출률 변화경향을 보여주고 있다. 자연흡기 상태에서 배기가스는 배기와 흡기의 압력 차에 의해 재순환이 용이하지만 과급이 적용될 경우 배기가스 재순환 유량 확보가 힘들어져 추가적인 CO_2 가스를 흡기에 강제로 공급해 흡기를 희석시키는 모사된 EGR법을 적용하였다. Fig. 3은 흡기에 CO_2 의 몰분율(mole fraction)이 증가할수록 (O_2 concentration이 감소할수록) 착화지연 기간이 길어짐을 보여주고 있다. 이는 EGR로 인해 흡입 공기 내 산소 농도가 낮아져 화학반응 속도가 떨어졌기 때문이다. EGR율이 증가함에 따라 흡기의 산소 분율이 바뀌고 그에 따라 이론 공연비(stoichiometry air fuel ratio)가 달라져 같은 연료량에 대해서도 공기 과잉율(air excess ratio)이 줄어드는, 즉 더 농후한 조건으로 연소함에도 열방출률의 최대값은 줄어드는 경향을 보였다. 과급 및 배기가스재순환에 의한 화학반응속도의 변화는 착화지연 기간 및 예혼합 연소율 해석을 통해 심화 분석하였다.

Fig. 6에서는 연료분사시기로부터 연소압력(실선의 압력선도)이 모터링 압력(점선의 압력선도)을 넘어서는 그 순간까지를 착화지연 기간(τ_1)으로 정의

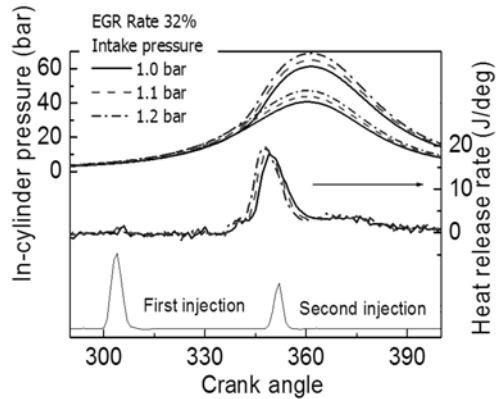


Fig. 4 Effect of boosting pressure on in-cylinder pressure and heat release rate

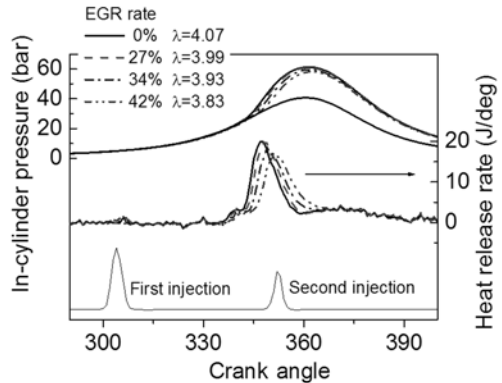


Fig. 5 Effect of EGR rate on in-cylinder pressure and heat release rate

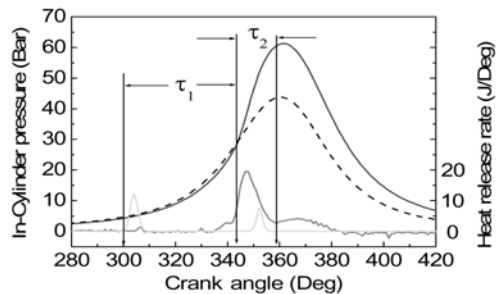


Fig. 6 Definition of ignition delay on combustion characteristic curves

하였다. 이는 연소압력선도의 경우는 연료의 기화 잠열에 의해 연소실내 온도가 떨어져 모터링 압력선도 보다 다소 낮으며 이후 착화되는 시점에서부터는 모터링 압력을 넘어서는다. 압력선도에서 뿐만

아니라 열방출률 곡선에서도 냉염이 발생하고 이후에 급격한 열발생 구간이 존재한다. 이에 예혼합된 혼합가스가 급격한 열방출을 보이는 구간을 예혼합 연소구간(τ_2)로 정의하여 해석에 이용하였다. Fig. 7는 예혼합 연소구간 동안 방출된 열량(A)을 보여 주고 있다. 이를 이용해서 분사된 연료가 방출한 열에너지와의 비(mass burn fraction)를 해석에 사용하였다. Fig. 8은 해석결과로서 과급에 무관하게 EGR율의 증가에 따라 τ_1 이 증가하며 각 EGR율에 대해 과급압력이 증대 될수록 τ_1 이 짧아지는 특성을 보이고 있다. 이는 각각 흡기희석에 따른 반응속도 감소와 과급에 따른 빠른 실린더 압력 상승에 의한 결과이다. 함께 도시된 τ_2 기간 동안 방출된 열량의 비(mass burn fraction during τ_2 , A/Q_{Total})은 EGR율 25% 정도까지는 증가한 후 다시 감소하는 특성을 보여 주고 있다. 이는 EGR 율 0~25% 까지는 착화지연시간의 증가, 즉 예혼합 시간의 증가에 따른 결과로 판단된다. EGR의 적용비율이 25% 이상인 경우에는 흡기희석

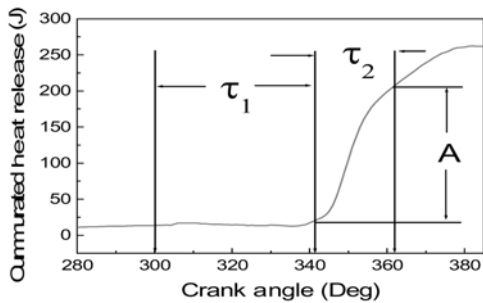


Fig. 7 Definition of mass burn fraction during premixed combustion

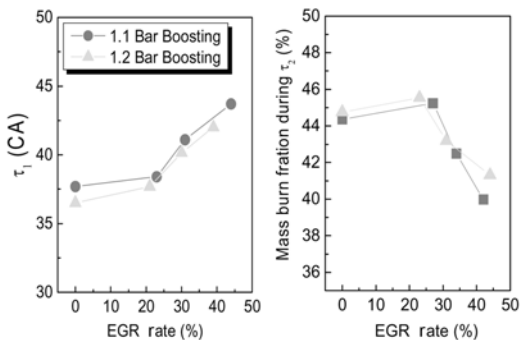


Fig. 8 Effect of EGR Rate and boosting pressure on mass burn fraction during premixed combustion

의 효과가 지배적으로 작용하여 예혼합 연소율은 감소한다.

3.3 과급과 배기가스재순환(EGR) 적용에 따른 출력 및 배기특성

과급 및 EGR이 출력(IMEP)에 미치는 영향은 Fig. 9의 그래프에 나타나 있다. 출력은 계측된 실린더 내 압력을 이용해 계산하였고 동일 연료량에 대해 연료변환효율(fuel conversion efficiency)는 출력의 변화경향과 정확히 일치한다. 그래프는 과급압력이 증가할수록 출력이 증가하는 단편적 결과와 함께 배기가스재순환(EGR)율이 30% 인근일 때 최고 출력(IMEP)이 계측됨을 보여 주고 있다. 이는 일변환 효율 및 연소효율의 상충관계(Trade-off)를 통해 설명될 수 있다. 즉, 일변환효율(work conversion efficiency)은 엔진 한 사이클당 방출된 전체 열방출량(Q_{Total})에 대해 엔진이 행한 일(W)의 비로 같은 열이 방출되더라도 연소상의 위치에 따라 달라지는 출력의 변화를 해석하는데 유용하다. Fig. 8을 통해 일변환효율은 과급압력뿐 아니라 배기가스재순환(EGR)율의 증가에 따라서는도 증가하는 것을 확인할 수 있다. 연소효율은 HC 및 CO의 배출특성으로부터 유추할 수 있는데, Fig. 11와 Fig. 12에 나타난 바와 같이 배기가스재순환가스 재순환(EGR)율이 증가함에 따라 연소효율은 감소(HC, CO 증가)하지만 일변환 효율이 증가하므로 약 30%의 배기가스재순환(EGR)율에서 최고의 출력이 얻어졌다. NO_x 의 경

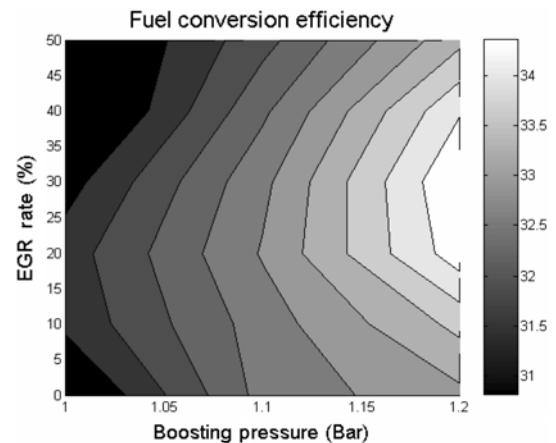


Fig. 9 Effect of EGR and boosting pressure on power output

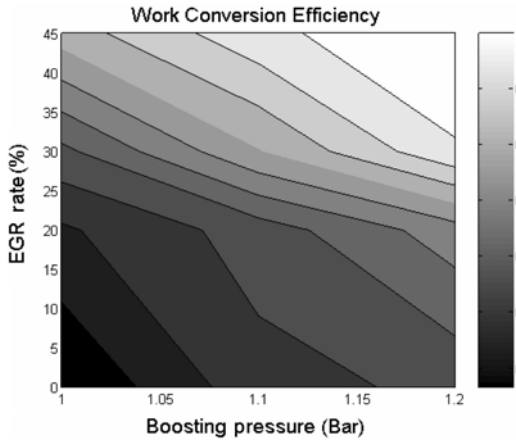


Fig. 10 Effect of EGR and boosting pressure on work conversion efficiency

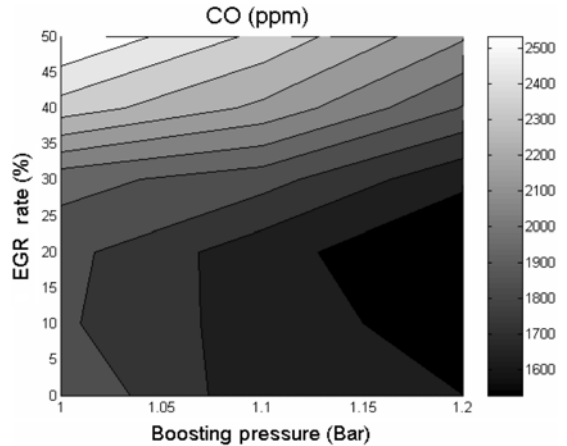


Fig. 12 Effect of EGR and boosting pressure on exhaust gas

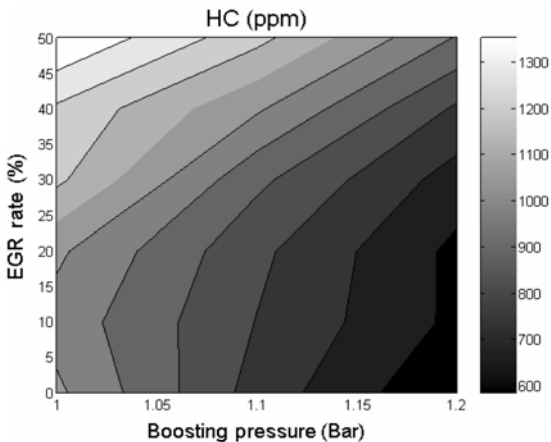


Fig. 11 Effect of EGR and boosting pressure on exhaust gas

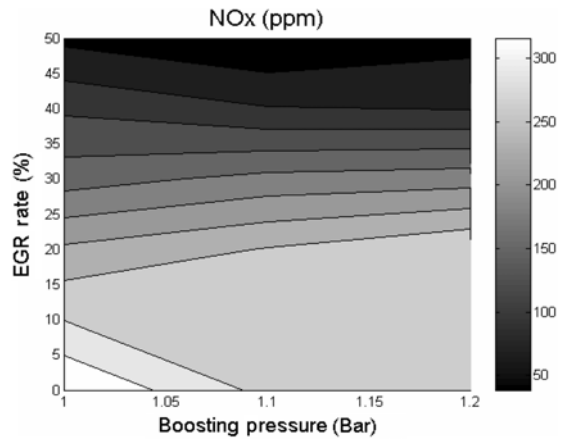


Fig. 13 Effect of EGR and boosting pressure on exhaust gas

우는 Fig. 13의 결과와 같이 과급 압력에는 거의 영향을 받지 않고 배기가스재순환(EGR)율에 지배적으로 영향을 받는다는 것을 확인 할 수 있다.

$$\eta_{nuc} = \frac{w}{Q_{Total}} \quad (1)$$

where, w : 엔진이 행한 일
 Q_{Total} : 연소된 연료에 의해 방출된 열에너지

4. 결론

단기통 디젤 HCCI 엔진에서 EGR과 과급을 2단 분사법과 함께 적용하여 저부하에서 엔진 성능과 배기가스 생성에 미치는 영향을 분석하였다.

- 1) 배기가스재순환(EGR)율이 낮을 경우는 착화 지연의 증가가 지배적으로 작용하여 예혼합 연소의 비율이 증가한다. 그러나 EGR 율이 더 증가하면 흡기희석효과가 지배적으로 작용하여 예혼합 연소의 비율이 줄어든다.
- 2) 1200rpm, IMEP 2.8 bar수준의 운전조건 중 일정한 과급압력 하에서 최고의 출력을 얻기 위한 최적의 배기가스재순환(EGR)율이 30% 인근에 존재하며, 이는 최적화된 연소상 제어에 의한 결과이다. 이러한 특성은 일변환 효율 분석으로 수치화 되었다.
- 3) 과급압력이 높고 배기가스재순환(EGR)율이 낮을수록 HC와 CO의 배출량이 줄어드는 경향을 보였고, NO_x의 경우는 과급압력에는 거의 영향

을 받지 않고 배기가스재순환(EGR)율에 지배적으로 영향을 받는다.

후 기

본 연구는 현대자동차 및 미래형 자동차기술개발사업단의 연구비지원에 의해 수행된 결과입니다.

References

- 1) S. H. Kook, C. W. Park and C. S. Bae, "Effects of Two-Stage Injection on Combustion and Exhaust Emission Characteristics in a HCCI Engine," Transactions of KSAE, Vol.12, No.5, pp.32-39, 2004.
- 2) S. H. Kook and C. S. Bae, "Combustion Control using Two-Stage Diesel Fuel Injection in a Single-Cylinder PCCI Engine," SAE Transactions: Journal of Engines, Vol.113, Section 3, SAE 2004-01-0127, pp.563-568, 2005.
- 3) M. Christensen and B. Johansson, "Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition," SAE 980787, 1998.
- 4) M. Araki, T. Umino and T. Obokata, "Effects of Compression Ratio on Characteristics of PCCI Diesel Combustion with a Hollow Cone Spray," SAE 2005-01-2130, 2005.
- 5) M. Christensen and B. Johansson, "Supercharged Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) with Exhaust Gas Recirculation and Pilot Fuel," SAE 2000-01-1835, 2000.
- 6) D. Kawano, H. Suzuki, H. Ishii, Y. Goto and M. Odaka, "Ignition and Combustion Control of Diesel HCCI," SAE 2005-01-2132, 2005.
- 7) T. W. Ryan III and T. J. Callahan, "Homogeneous Charge Compression Ignition of Diesel Fuel," SAE 961160, 1996.
- 8) C. S. Lee, K. H. Lee, D. S. Kim and S. K. Heo, "Combustion Characteristics of Premixed Charge Compression Ignition Diesel Engine with EGR System," Transactions of KSAE, Vol.10, No.2, pp.66-72, 2002.