

바이오에탄올 적용 스파크 점화엔진의 운전조건에 따른 배출가스 특성

이 경 환*, 김 재 수†

*순천대학교, 기계공학과

†조선대학교, 항공우주공학과

Exhaust Emissions with Operating Conditions from Bio-Ethanol Fuelled Spark Ignition Engine

Kyung-Hwan Lee*, Jaesoo Kim†

*Department of Mechanical Engineering, Sunchon National University, Sunchon, Korea

†Department of Aerospace Engineering, Chosun, Chosun University, Gwangju, Korea

(Received : May. 18, 2018, Revised : Jun. 18, 2018, Accepted : Jun. 25, 2018)

Abstract : Bioethanol has been applied to spark ignition engine as an alternative fuel to gasoline since it is renewable bio-based and oxygenated fuel. It can provide the potential to reduce the harmful exhaust emissions such as HC, NOx, CO, CO₂ and particulate matters. It can also improve the power and thermal efficiency due to its higher octane number and heat of vaporization. In order to apply bioethanol as a fuel in a gasoline engine, it is necessary to clearly grasp exhaust gas emission characteristics near the stoichiometric air-fuel ratio in order to sufficiently secure the conversion efficiency of the catalytic converter while changing the air-fuel ratio and ignition timing under partial load conditions. It was found that the peak NOx emissions occurred at near stoichiometry due to oxygen contained in bioethanol and lower than gasoline. HC, CO and CO₂ were also emitted lower than gasoline due to contained oxygen and highert H/C ratio.

Keyword : Bioethanol, exhaust emissions, spark ignition engine, combustion pressure, fuel economy

1. 서 론

화석연료는 지구 온난화를 야기 시키고 있는 온실
가스와 미세먼지의 배출이 심각하여 이들의 배출량을
줄일 수 있는 대안으로서 비교적 안정적인 공급이 가
능하고 어느 정도 가격 경쟁력을 갖춘 연료가 요구되
고 있다. 바이오에탄올은 다양한 식물 원료에서 생산
될 수 있는 재생 가능한 바이오 기반 자원이며 연소에
의한 유해한 배출가스를 상대적으로 저감시킬 수 있고
미세먼지 배출을 줄일 수 있는 가능성을 제공하기 때
문에 대체 연료로서 장점을 갖고 있다 [1-3]. 바이오

에탄올은 이러한 이점 때문에 자동차에 주로 사용되고
있는 가솔린 및 디젤과 같은 석유 기반 화석 연료에
대한 대체 연료 중에서 가장 경쟁력 있는 연료로서 여
러 나라에서 적용되어 오고 있다.

과거에는 석유 연료에 비해 바이오에탄올의 상대적
으로 높은 생산 비용은 자동차 연료로서 적용하기에
문제가 많았지만, 석유 연료의 불안정한 공급과 연료
가격의 상승은 대체 연료에 대한 수요를 촉진시켰다.
석유 가격의 과도한 상승은 에탄올의 생산에 있어서
경제성이 불리하지 않게 되었으며, 이제는 기존 석유
기반 연료와 어느 정도 경쟁력을 확보할 수 있게 되었
다 [4]. 공급의 안전성과 지구온난화 문제에 직결되는
CO₂ 배출량을 줄일 수 있는 바이오매스의 재생 가능
성에 힘입어 브라질과 미국에서 광범위하게 적용되었
으며 최근 거의 모든 EU 국가들이 휘발유와 혼합된
에탄올을 사용하도록 장려하고 있는 실정이다[5,6].

바이오에탄올의 특성으로는 가솔린과 비교하여 화염
속도가 약 30% 정도 빠르고 증발 잠열이 크기 때문
에 가솔린에 비해 약 20 정도 높은 옥탄가를 갖는다

† Corresponding Author

성 명 : 김 재 수

소 속 : 조선대학교 항공우주공학과

주 소 : 광주 동구 필문대로 309 조선대학교

전 화 : 062-230-7080

E-mail : jsckim@chosun.ac.kr

[7]. 이러한 특성은 가솔린엔진의 가장 큰 문제점인 노킹을 대폭 감소시킬 수 있으므로 압축비를 높일 수 있으며, DBL(detonation border line)을 넘어서 점화시기를 최적화하여 엔진의 성능 및 열효율을 향상시킬 수 있다[8-10]. 연소생성물의 차이도 연소온도를 더 낮게 하여 냉각열손실을 감소시킬 수 있다. 유해한 배출가스의 배출 특성은 여러 가지 운전조건 등에 따라 차이가 있는 것으로 나타나고 있는데, 대체적으로 가솔린에 비해서 HC와 CO는 감소하고 NO_x는 증가하거나 감소하는 등 경향이 일정하지 않는 것으로 나타나는데, 주로 엔진 작동조건에 따라 달라진다고 알려져 있다[2].

따라서, 본 연구에서는 바이오에탄올을 가솔린엔진에 적용하여 부분부하 운전조건에서 공연비와 점화시기를 각각 변경시키면서 유해한 배기가스의 배출특성과 연료소비율을 비교하고자 하였다. 가솔린엔진에서 바이오에탄올을 연료로 적용하기 위해서는 배기가스 정화장치의 정화효율을 충분히 확보하기 위하여 이론공연비 부근에서의 배기가스 배출특성을 명확하게 파악할 필요가 있으므로 이 영역에서의 공연비를 세분하여 그 영향을 비교하고자 하였다. 이를 통하여 바이오에탄올로 구동하는 엔진에서의 배기가스 정화장치의 적용에 따른 유해한 배기가스의 배출을 최소화하고 좀더 정화효율을 향상시킬 수 있는 가능성을 파악하고자 하였다.

2. 실험 장치 및 방법

2.1 실험 장치

본 연구에 사용된 실험 장치는 Figure 1에 개략적으로 나타나 있다. 공연비 측정을 위해 배기 매니폴드 분기점의 점합부에 Bosch사의 광역 산소 센서를 설치하였으며, 측정 가능한 공연비 범위는 공기과잉률(Excess air ratio, λ)로 0.70에서 32.767이다. 연료 공급은 Ethas 및 INCA 프로그램의 이중 스캔으로 측정된 Ethas lambda meter LA3 및 LA4를 통해 공기-연료 혼합비를 조정한다. 각각의 운전조건에 대한 엔진 각 부의 온도는 흡기 시스템의 서지 탱크, 흡기 포트, 배기 포트 등에 위치한 K-타입 열전대로 측정하여 각 작동 조건의 측정 지점에서 온도 변화를 관찰하고 데이터 저장 시스템 DAQ에 저장하였다.

연소실의 압력은 4번째 실린더에 설치된 Kistler 6117BFD17 점화 플러그형 압력 센서와 Kistler 5011 전하증폭기(Charge Amplifier)로 측정한다. 연소실의 압력변화를 크랭크 각과 동기 시키기 위해 크랭크축에 Koyo사의 1°의 분해능을 갖는 로터리 타입의 엔코더를 설치하였다. 이를 통해 엔진의 회전엔저에 따른 크랭크 각 변화에 대한 실린더 내의 압력 변화를 100사이클 정도 측정하여 처리한다. 측정된 연소 압력을 처리하고 실린더내의 연소 현상을 이해하기 위해 Mobiltek Nodde MT7000 연소 해석기가 적용되었다. 이 연소 해석기는 National Instruments의 Labview 스크립트를 통해 프로그래밍 되었으며 하드웨어는 동일한 회사의 DAQ 시스템을 채택하였다. 이

시스템은 온도 뿐 만이 아니라 흡기 압력, 엔진 회전수 및 토크, 공연비 등의 데이터를 처리하고 배기가스 분석기 Horiba사의 MEXA 8120으로부터 HC, NO_x, CO, CO₂ 등의 농도를 측정하여 저장한다.

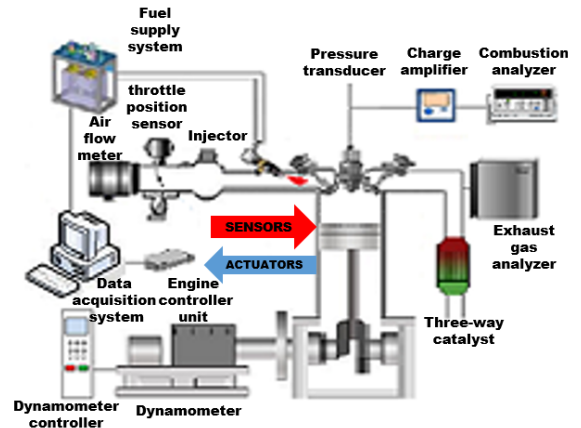


Figure 1. Schematic diagram of experimental apparatus

2.2 실험 방법

본 연구에서 사용한 엔진은 4밸브 DOHC 1.5 리터 직렬 4기통 스파크 점화 엔진이다. 이 엔진의 기본 사양은 Table 1에 나타내었는데, 각 흡기 포트에 연료가 공급되는 MPI (Multi Point Injection) 시스템이 적용된 엔진이다. 이 엔진을 속도 컨트롤러와 스톱를 컨트롤러가 있는 직류 (DC) 동력계에 연결하는데, 부분부하조건에서 엔진회전속도나 토크를 일정하게 유지할 수 있게 설정하여, 공연비와 점화시기를 조정하여 이에 따른 배기가스의 배출 특성과 연료소비율을 측정한다.

바이오 에탄올 연료를 가솔린 대신에 스파크 점화엔진에 적용하여 엔진회전수 2,400rpm 및 부하 2.0bar BMEP(Brake Mean Effective Pressure, 제동평균유효압력) 조건에서, 배기가스 배출 및 열효율이 미치는 공연비와 점화시기의 영향을 조사하고자 하였다. 공연비 변경시험의 경우 점화시기는 MBT (Minimum advance for Best Torque)로 한다.

Table 1. Specifications of engine

Item	Specifications
Engine Type	In-line, DOHC 16V
Bore (mm)	75.5
Stroke (mm)	83.5
Displacement (cc)	1,495
Valve timing	Intake : Variable Exhaust : 46 / 10
Compression Ratio	10 : 1

엔진에 공급하는 연료비는 공연비 변화에 따른 배기가스 배출 특성을 배기가스 정화장치의 정화효율을 위해 설정되는 이론공연비($\lambda=1.0$)를 중심으로 공기과잉률 $\lambda=0.9\sim 1.1$ 의 범위에서 $\Delta\lambda$ 를 각각 0.02~0.05의 간격으로 조밀하게 조정하여 그 영향을 파악하고자 하였다. 배기가스는 HC, CO, CO₂, 그리고 NO_x에 대해 배기가스 분석기로 측정하였다. 또한, 연료 소비량을 측정하여 연료소비율과 열효율을 분석하였다. 압력센서를 통해 측정한 압력데이터를 활용하여 각 운전조건에 대한 연소압력의 변화를 비교하여 최고 연소압력과 최고연소압력이 발생하는 크랭크 각을 비교하여 연소특성을 파악하였다. 또한, 점화시기를 변경하여 점화시기에 따른 배기가스의 배출특성과 연소특성 등도 비교하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 공연비 변경에 따른 특성

가솔린엔진에 바이오에탄올을 적용하는 경우에 대해서 엔진의 하드웨어나 배기정화시스템에 대한 변경의 범위를 검토하여야 한다. 그 중에서도 배출가스의 정화를 위한 시스템들에 대해 검토가 이루어져야 한다. 이러한 부분에 있어서 기본적으로 필요한 것이 3원촉매가 적용되는 배기가스 정화장치의 정화효율을 최적화하기 위해 공연비를 이론공연비로 공급하기 위해서 필요한 산소센서(oxygen sensor)에 대한 기전력 특성의 확인이다. Figure. 2에 가솔린을 적용했을 때와 바이오에탄올을 적용한 경우에 대한 산소센서의 공연비에 따른 기전력 특성을 다른 운전조건에 대해서도 측정하여 비교하였다. 이 결과로 알 수 있듯이 엔진회전수와 제동평균유효압력을 1500rpm/1.5bar, 1800rpm/2.0bar, 2400rpm/2.5bar로 변경하여도 기전력 값에 있어서 별 차이를 나타내지 않음을 알 수 있다. 따라서, 가솔린엔진에 바이오에탄올을 적용한 경우에 기존의 산소센서를 적용하여도 전혀 문제가 되지 않음을 확인할 수 있었다.

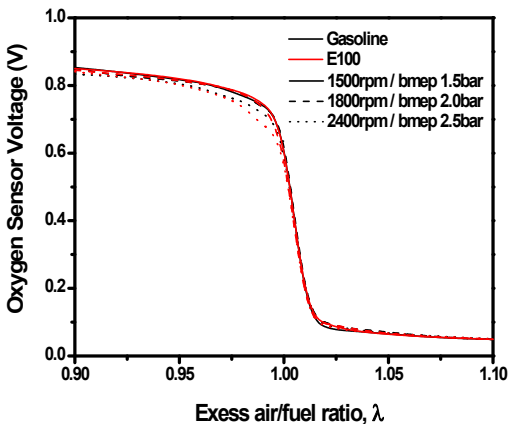


Figure 2. Comparison of electromotive force of oxygen sensor of gasoline and bioethanol for excess air-fuel ratios

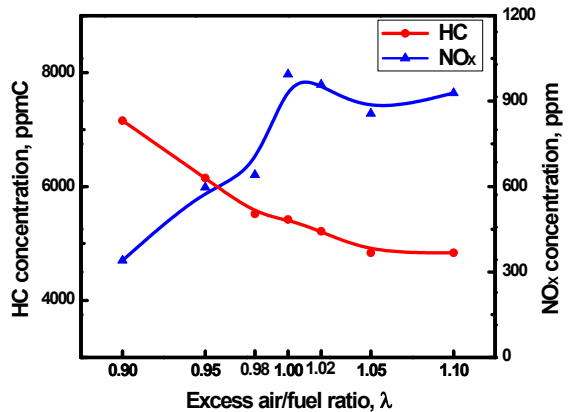


Figure 3. HC & NO_x emissions for excess air-fuel ratios (2,400rpm/2.5bar BMEP)

HC의 배출은 연소실에서 배기된 후 배기포트나 배기관 등 배기시스템에서의 온도나 O₂농도가 영향을 많이 미치는 것으로 알려져 있는데, 공연비가 어느 정도 희박해질 때까지 감소하다가 연소가 불안정해지기 시작하거나 배기가스 온도가 낮아지면서 증가하기 시작한다. 가솔린이 아닌 바이오에탄올을 적용한 본 실험 조건에서는 Figure 3에서 알 수 있듯이, HC의 배출은 공기과잉률 $\lambda=0.9$ 에서 약 7156ppmC인데, 농후한 공연비에서는 O₂ 농도가 부족하게 되어 배기 온도가 비교적 높더라도 HC 배출량이 증가한다. 공연비가 희박해질수록 배기가스 온도가 감소하지만 배기가스의 O₂농도가 증가하여 산화작용이 점차 활발하여 $\lambda=1.05$ 에서 4837ppmC까지 감소하였다. $\lambda=1.1$ 에서도 그다지 배출농도가 변하지 않고 비슷한 수준을 보이는 것을 알 수 있다. 이 후에는 점차적으로 증가할 것으로 예상된다. 이 조건에서는 발열량이 낮은 에탄올 연료로 인한 열에너지 감소로 배기가스의 온도 감소에 의한 영향이 O₂ 농도 증가에 따른 효과보다 더 지배적으로 되어 배기포트나 배기관에서 HC의 산화작용이 감소되어 배출농도가 약간 상승한 것으로 판단된다. 즉, 공연비가 희박해짐에 따라 배기 포트 및 배기 매니폴드의 배기 온도가 감소하여 O₂ 농도가 증가하더라도 산화가 충분하지 않고 점차 연소가 불안정하여 HC 배출량이 증가하기 시작한다.

일반적으로 알려진 바와 같이, NO_x 배출량은 농후하거나 희박한 공연비에서 상대적으로 낮고 이론공연비 부근에서 증가하고, 특히 가솔린 엔진의 경우 $\lambda=1.1$ 에서 피크에 도달한다. 왜냐하면 NO_x 배출은 연소 온도 및 혼합기 중의 O₂ 농도 등에 따라 결정된다고 알려져 있다 [11]. 연소온도가 높을수록, O₂ 농도가 높을수록 많이 배출되는데, 혼합기가 농후한 경우에는 연소온도가 높지만, O₂ 농도가 부족하여 적게 배출된다. 점차 희박해지면서 연소온도가 감소하지만, 혼합기의 O₂ 농도가 증가하면서 NO_x도 증가하는데, $\lambda=1.1$ 부근에서 최대값을 나타내다가 더욱 희박해지면서 연소가스의 온도 감소가 지배적이 되면서

NOx도 감소하게 된다.

공연비의 변화에 따른 바이오에탄올을 적용한 스파크 점화 엔진의 NOx 배출 경향을 Figure 3에 나타내었는데, 바이오에탄올 엔진의 NOx 농도는 가솔린의 경우와 마찬가지로 농후한 혼합기에서 적게 배출되다 점차 증가하여 혼합이론공연비 근처에 약 994ppm으로 최고값이 나타나고 점차 약간씩 감소하는데 이는 가솔린엔진의 NOx 배출 경향과 조금 다르다. 이것은 에탄올에 함유된 산소가 공연비에 대해 이러한 경향의 차이를 일으키는 것으로 생각된다. 이론공연비 부근에서는 공연비에 따른 NOx 수준은 현저하게 변화하지 않는 것처럼 보이는데, 이는 각 공연비에서 연소 온도도 비교적 낮기 때문에 NOx 농도가 그렇게 많이 변하지 않는다고 생각된다. 그렇지만 더욱 희박해지면 가솔린의 경우와 마찬가지로 점차 감소할 것으로 예상된다.

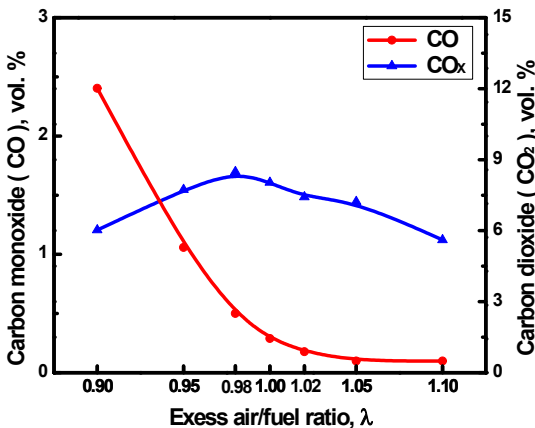


Figure 4. CO & CO₂ emissions for excess air-fuel ratios (2,400rpm/2.5bar BMEP)

CO의 배출 특성은 공연비가 증가함에 따라 Figure 4.에 나타난 바와 같이 혼합기의 O₂ 농도 증가에 따른 산화로 인해 CO 배출량이 감소함을 보여준다. 농후한 혼합기 $\lambda=0.90$ 에서는 약 2.4% 정도로 배출되는데, 공연비가 높아지면서 급격하게 감소되다가 이론공연비보다 희박해지면서 배출농도 변화가 감소한다. $\lambda=1.05$ 이후에는 약 0.1% 정도로 큰 차이를 보이지 않는다. 가솔린에 비하면 대체적으로 낮은 CO 배출 특성을 나타낸다. 가솔린의 경우에 이론공연비에서 보통 약 0.75% 정도의 배출농도를 나타낸다고 알려져 있는데 [11], 바이오에탄올의 경우는 약 0.29%로 상당히 낮음을 알 수 있다. 이와 같이 바이오에탄올이 CO를 적게 배출하는 이유는 바이오에탄올이 함유하고 있는 산소와 가솔린에 비해 탄소수가 적고 H/C의 비율이 크기 때문으로 판단된다 [12]. CO₂의 경우에 있어서는 대체적으로 이론공연비 부근에서 연소효율이 좋기 때문에 CO₂ 배출이 많고 이 보다 농후하거나 희박하면 감소하는 경향을 나타낸다. 가솔린의 경우는 대체적으로 약 14.5% 정도의 배출 농도를 나타내는

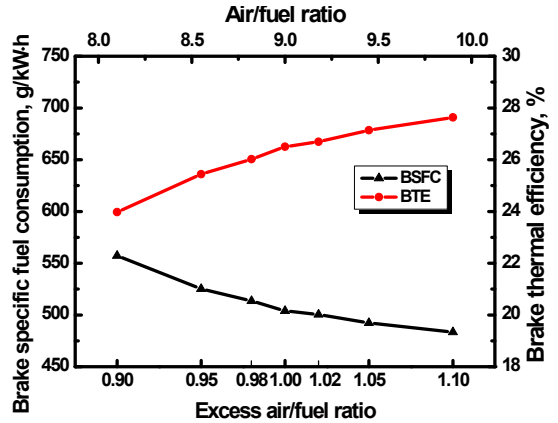


Figure 5. Brake fuel consumption & brake thermal efficiency for excess air-fuel ratios (2,400rpm/2.5bar BMEP)

데, 바이오 에탄올의 경우는 이보다 낮은 약 8.5% 정도의 배출 농도를 나타낸다. 이러한 것은 탄화수소의 연료에서 H/C(Hydrogen/Carbon)의 비율이 증가할수록 CO₂배출이 감소한다는 일반적인 경향과도 잘 일치함을 알 수 있다.

공연비에 따른 연료소비율을 측정하여 제동열효율을 계산하여 그 경향을 Figure 5.에 나타냈다. $\lambda=0.90$ 에서 557.3g/kWh의 제동연료소비율과 약23.97%의 제동열효율을 나타내는데, 공연비가 증가할수록 연료소비율은 감소하고 열효율은 증가하는 일반적인 경향과 잘 일치한다. 이렇게 증가하다가 좀 더 희박해지면 다시 연소불안정성 때문에 다시 증가하기 시작할 것이다.

3.2 점화시기 변경에 따른 특성

HC 및 NOx는 점화시기 및 공연비에 비교적 민감하다. 점화시기가 정확하게 MBT로 설정되지 않으면 배기가스 배출 경향이 일반적인 결과와 조금 다르게 나타날 수 있다. 공연비는 이론공연비로 하고 점화시기를 변경하면서 배기가스를 측정하여 그 경향을 Figure 6과 7에 비교하였다.

HC의 경우, Figure 6.에서 알 수 있듯이 점화시기 50° BTDC(Before Top Dead Center)에서 약 5401ppmC, 30° BTDC에서 약 4026ppmC 정도 배출되는데, 크랭크 각 1° 당 약 69ppmC 비율로 감소되다가 30° BTDC 이후부터는 약 131ppmC 정도로 감소 비율이 증가한다. 이러한 경향은 가솔린의 경우와 마찬가지로 점화시기가 지연이 될수록 팽창행정의 뒷부분에서 연소하는 비율이 커져서 배기가스의 온도가 증가한다. 배기가스 온도의 증가는 배기 포트 및 배기 매니폴드에서의 HC의 산화작용이 더 활발하게 되어, 결과적으로 HC 배출을 감소시킨다.

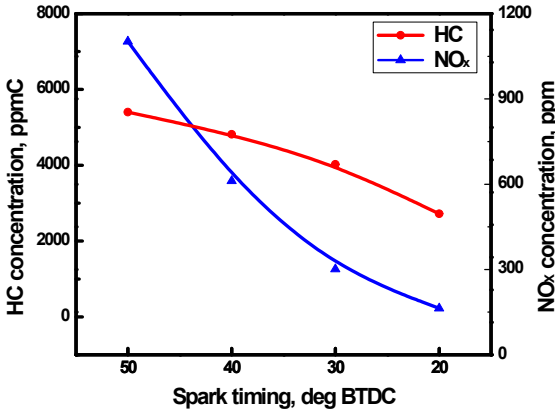


Figure 6. HC & NOx emissions for spark timings (2,400rpm/2.5bar BMEP)

NOx의 배출특성도 점화시기가 지연이 되면서 감소한다는 경향을 Figure 6으로부터 알 수 있다. 이 결과에서 볼 수 있듯이 50° BTDC에서 약 1102ppm, 30° BTDC에서 약 301ppm 정도 배출되는데, 크랭크 각 1° 당 약 40ppm 정도의 비율로 감소되다가 30° BTDC 이후부터는 약 14ppm 정도로 감소 비율이 감소한다. 이것은 점화시기 변경에 따른 가솔린엔진의 NOx 배출의 일반적인 추세와 잘 일치한다. 즉, 점화시기가 지연됨에 따라 연소가 늦게 진행되므로 연소 초기 단계의 온도가 감소하게 되는데, 연소 초기 단계의 온도가 NOx 형성에서 지배적이므로 NOx 배출이 감소한다.

CO 및 CO₂에 대한 점화시기 변경에 따른 변화는 HC나 NOx에 비해 뚜렷하지는 않고 점화시기의 영향을 덜 받는 것으로 나타난다. 다만 점화시기가 MBT보다 진각되면 배기가스 온도가 낮아져서 CO의 산화가 부족하여 점화시기가 50° BTDC일 때에서 MBT에 가까운 40° BTDC일 때 보다 CO발생이 약 0.022%

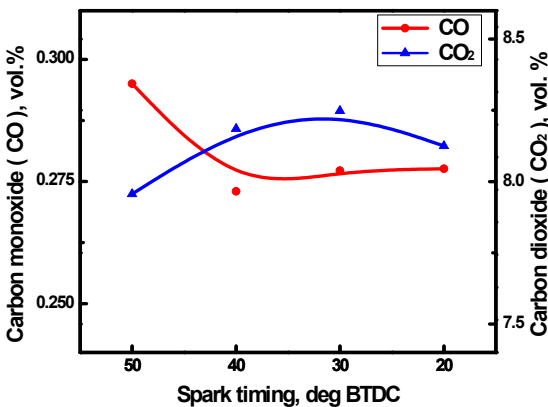


Figure 7. CO & CO₂ emissions for spark timings (2,400rpm/2.5bar BMEP)

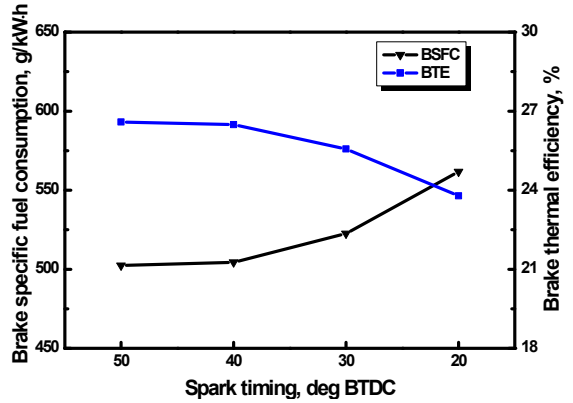


Figure 8. Brake fuel consumption & brake thermal efficiency for spark timings (2,400rpm/2.5bar BMEP)

정도 증가하고 이 영향으로 CO₂배출은 0.23% 정도 감소하는 것으로 보이는데, 그 차이는 그다지 크지 않은 것으로 보인다. MBT보다 늦게 점화를 시키면 배기가스 온도가 올라가서 HC의 일부가 산화하지만 농도가 크지 않아 CO나 CO₂에 배출에 미치는 영향은 그다지 크지 않아 보인다.

점화시기 변경에 따른 제동연료 소비율과 제동열효율의 변화를 Figure 8에 도시한다. 점화시기가 지각되면서 점차적으로 제동연료소비율은 증가하고 제동열효율은 감소한다. 제동연료소비율은 MBT근방에서는 변화정도나 적으나 MBT에서 많이 지각될수록 증가량이 커진다. 제동열효율은 반대로 40° BTDC에서 약 26.5%인데, 20° BTDC에서 약 23.8%로 2.7% 정도 감소되어 MBT에서 많이 지각될수록 감소폭이 증가하는 것을 알 수 있다.

3.3 연소압력의 비교

연소실내 크랭크 각에 따른 연소압력의 변화를 점화시기를 MBT에서 ±1° 이내로 설정하고 연비를 λ=0.9에서 λ=1.1까지 변경하면서 측정하여 Figure 9에 비교하였다. 최고연소압력은 실험한 공연비 범위에서는 λ=0.9에서 약 19.8bar로 가장 높으며, λ=0.95에서 19.5bar로 차이가 미미하게 감소한 것으로 나타나는데, 이는 가솔린과 유사하게 대략 λ=0.9 근방에서 최대출력을 내는 공연비가 될 것으로 예상된다. 또한 농후한 혼합기에서 희박한 혼합기 쪽으로 거의 선형적으로 감소하는 것으로 보이며 이는 일반적인 경향과 잘 일치한다고 할 수 있다. λ=1.05에서 λ=1.1보다 최고 압력이 약간 낮게 나오는 것은 최대연소압력이 발생하는 크랭크 각이 17° ATDC (After Top Dead Center) 정도인 것으로 나타나는데, 이는 점화시기가 MBT보다 약 1° 정도 지각되었기 때문에 최고 연소압력이 발생하는 크랭크각도 16° ATDC에서 1정도 지각된 것으로 판단된다. 이는 MBT일 때 대략 혼합기의 50%가 연소된다고 알려진 10° ATDC에서의

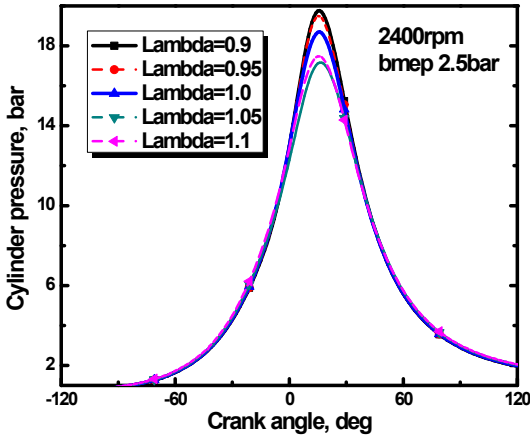


Figure 9. Trace of cylinder pressure for different excess air ratios

압력이 $\lambda=1.05$ 에서 $\lambda=1.1$ 보다 적게 나오는 결과로부터도 알 수 있다.

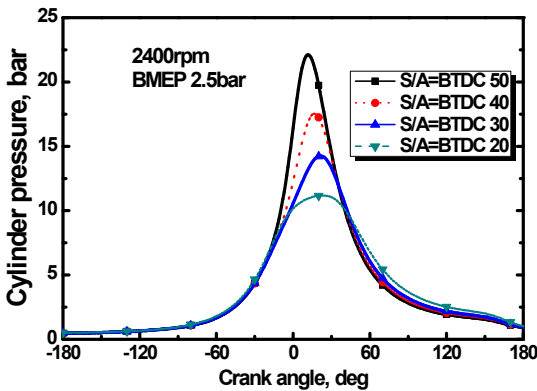


Figure 10. Trace of cylinder pressures for different spark advance(S/A) timings ($\lambda=1.0$)

점화시기를 50°BTDC 에서 20°BTDC 까지 10° 간격으로 변경하면서 연소압력을 측정하였다. 이 경우에서도 점화시기가 진각되면 초기 연소가 빨라져서 최고연소압력이 상승하고 최고연소압력이 발생하는 크랭크각도 진각된다. 이 운전조건에서는 MBT가 대략 41°BTDC 정도 되는 것으로 추정되며 50°BTDC 와 30°BTDC 사이에는 대략 점화시기가 10° 정도 진각되면 5° 정도 최고연소압력이 발생하는 크랭크 각이 늦어지는 것을 알 수 있다. 30°BTDC 에서 20°BTDC 사이는 이 간격이 피스톤이 상사점 이후에 하강하면서, 즉 팽창하면서 연소가 많이 진행되기 때문에 최고연소압력이 발생하는 크랭크 각이 그다지 많이 진각되지 않음을 알 수 있다.

4. 결론

기존의 가솔린엔진에 바이오에탄올을 연료로 적용하기 위하여, 부분부하 운전조건에서 이론공연비를 중심으로 $\Delta\lambda=\pm 0.1$ 범위 내에서 세분화된 공연비와 점화시기를 변경하여 유해한 배기가스 농도와 연료소비율을 측정하여 비교하였다. 이를 통하여 바이오에탄올로 작동되는 엔진에서의 유해한 배기가스의 배출을 억제하고 배기가스 정화장치의 정화효율을 향상시킬 수 있는 가능성을 파악하여 다음과 같은 결론을 도출하였다.

가솔린엔진용 산소센서를 바이오에탄올을 연료로 한 엔진에 적용하여도 기전력의 특성에 별 차이가 없으므로 이론공연비 판단에 전혀 문제없이 적용이 가능함을 확인하였다. HC의 배출 특성은 공연비와 점화시기 변경에 따른 가솔린의 일반적인 경향과 별 차이가 없었고 NO_x의 경우는 가솔린의 경우보다 약간 농후한 혼합비인 $\lambda=1.0$ 근방에서 최고치를 나타내는데, 이는 바이오에탄올속의 산소분자에 의한 차이로 판단된다. 이 산소분자의 영향으로 삼원촉매 배기가스 정화장치를 적용했을 때 이론공연비보다 조금만 농후에도 촉매 정화효율이 악화될 것으로 추정된다. CO와 CO₂는 가솔린보다 적게 배출되는데, 그 이유는 바이오에탄올에 산소가 포함되어 있고 H/C 비율이 가솔린보다 높기 때문인 것으로 추정된다.

제동연료소비율과 제동열효율은 일반적인 경향과 같이 공연비가 희박해질수록 향상되고 점화시기는 MBT에서 지연될수록 악화됨을 확인하였다. 최고연소압력에 있어서도 가솔린의 일반적인 경향과 같이 $\lambda=0.9$ 근방에서 최대치를 나타내고 이보다 희박해지면 감소하고, 점화시기가 진각될수록 감소하고 늦게 나타난다.

감 사

이 논문은 2017년 순천대학교 학술연구비로 연구되었음.

참고문헌

- Al-Hassan, M., "Effect of Ethanol-Unleaded Gasoline Blends on Engine Performance and Exhaust Emission," Energy Conversion and Management, Vol.44, 1547-1561, 2004.
- Hsieh, W., Chen, R., Wu, T., Lin, T., "Engine performance and pollutant emission of an SI engine using ethanol-gasoline blended fuels", Atmospheric Environment 36(3), 3-410 (2002)
- Gravalos, I., Moshou D., Gialamas T., Xyradakis, P., Kateris, D., and Tsiropoulos, Z., "Performance and Emission Characteristics of Spark Ignition Engine Fuelled with Ethanol and Methanol Gasoline Blended Fuels", Alternative Fuel, InTech, 155-174 (2011)
- Hazar, H., Uyar, M., "Experimental investigation of

- isopropyl alcohol (IPA) /diesel blends in a diesel engine for improved exhaust emissions”, *International Journal of Automotive Engineering and Technologies*, 4(1), 1-6 (2015)
5. Turner, D. Xu, H., Cracknell, R.F., Natarajan, V., Chen, X., “Combustion performance of bio-ethanol at various blend ratios in a gasoline direct injection engine”, *Fuel*, 90(5), 1999-2006 (2011)
 6. Costagliola, M. A., De Simio, L., Iannaccone, S., Prati, M. V., “Combustion efficiency and engine out emissions of a S.I. engine fueled with alcohol/gasoline blends”, *Applied Energy*, 111, 1162-1171, (2013)
 7. Tian, G., Daniel, R., Li, H., Xu, H., Shuai, S., and Richards, P., “Laminar Burning Velocities of 2,5-Dimethylfuran Compared with Ethanol and Gasoline”, *Energy Fuels*, 24 (7), 3898 - 3905 (2010)
 8. Nakata, K., Utsumi, S., Ota, A., Kawatake, K., Kawai, Y., Tsunooka, T., “The effect of ethanol fuel on a spark ignition engine”, SAE paper 2006-01-3080 (2006)
 9. Wyszynski, L. P., Stone, R., Kalghatgi, G. T., “The volumetric efficiency of direct and port injection gasoline engines with different fuels”, SAE paper 2002-01-0839 (2002)
 10. Wallner, T., Miers, S. A., “Combustion behavior of gasoline and gasoline/ethanol blends in a modern direct-injection 4-cylinder engine”, SAE paper 2008-01-0077 (2008)
 11. Heywood J. B., “Internal combustion engine fundamentals”, McGraw-Hill, 581-596 (1988)
 12. Eltinge, L., “Fuel-Air Ratio and Distribution from Exhaust gas Composition”, SAE paper 680114 (1968)