



연료 조성 및 스파크 플러그 위치 변경으로 인한 가스 엔진의 성능에 관한 연구

†김용래

한국기계연구원

(2014년 11월 24일 접수, 2014년 12월 22일 수정, 2014년 12월 23일 채택)

Study on the Performance of an SI Gas Engine by Fuel Composition and Spark Plug Variation

†Yongrae Kim

Korea Institute of Machinery and Materials, Daejeon 305-343, Korea

(Received November 24, 2014; Revised December 22, 2014; Accepted December 23, 2014)

요 약

연료의 사용으로 인한 이산화탄소의 발생량을 줄일 수 있는 방법으로 바이오가스 또는 매립가스와 같은 신재생 가스 연료를 사용하는 방법이 도움이 될 수 있다. 그러나 다량의 불활성가스가 포함되어 있기 때문에 저발열량 및 연료 조성의 불균일함은 신재생 가스 연료를 발전용 엔진에 적용하는 경우, 엔진 성능에 큰 영향을 미칠 수 있기 때문에 이에 대한 연구가 필요하다. 본 연구에서는 신재생가스연료에 불활성가스가 엔진 연소가 불안정한 정도로 많이 포함된 경우에 수소 연료를 첨가함으로써 연소 안정성을 개선할 수 있음을 확인하고, 엔진의 열효율 및 배기 특성과 같은 성능 변화에 대하여 살펴보았다. 또한 같은 조건에서 엔진 효율 및 배기 성능을 향상시키기 위한 방안으로 길이가 긴 전극을 갖는 스파크 플러그를 적용하여 효과가 있음을 확인하였다.

Abstract - Renewable gas fuels such as biogas and landfill gas have carbon-neutral nature which can reduce carbon dioxide. However, it is necessary to make stable combustion when this fuel is used in power generating SI(spark ignition) gas engines due to its low heating value and non-uniformity. In this study, it was shown that addition of hydrogen can increase combustion stability of gas engine which is running with high inert gas composition. Thermal efficiency and emission characteristics of this engine was also investigated. In addition, a new spark plug with a long electrode was tested and compared with a base spark plug as a way to improve engine efficiency and reduce exhaust emissions.

Key words : Renewable Gas, Gas Engine, Hydrogen, Combustion Stability, Spark Plug

1. 서 론

지구 온난화를 유발하는 것으로 알려진 대표적인 원인으로 지목되는 이산화탄소를 효과적으로 저감할 수 있는 방법 중에 신재생에너지를 이용하는 방안에 대한 관심이 더욱 높아지고 있다. 바이오가스

와 매립가스와 같은 신재생 가스 연료는 유기성 폐기물이나 바이오매스(Biomass) 등으로부터 얻을 수 있는 대표적인 신재생에너지로서[1,2] 일반적으로 이산화탄소를 발생시키는 화석연료와는 달리 발생된 이산화탄소를 식물의 광합성을 통하여 다시 흡수함으로써 연료의 원재료로 돌아오기 때문에 탄소 중립적인 특징을 갖고 있다. 따라서 이산화탄소를 더 이상 증가시키지 않으면서도 동시에 다시 사용할 수 있는 재생에너지원으로서의 가능성을 높게 평가받

†Corresponding author: yrkim@kimm.re.kr

Copyright © 2014 by The Korean Institute of Gas

고 있다[3,4].

일반적으로 이러한 신재생 가스 연료에는 메탄(CH₄)이 연료로서의 주성분이 되지만 그 외에도 질소(N₂), 이산화탄소(CO₂)와 같은 불활성 가스, 그리고 황화수소(H₂S)와 같은 불순물 등으로 이루어져 있다. 대표적인 신재생 연료인 바이오가스의 경우에는 불활성 가스의 대부분을 이산화탄소가 차지하는 반면, 매립가스의 경우에는 이산화탄소뿐만 아니라 질소 역시 상당 부분을 차지하고 있는 것으로 알려져 있다. 그러나, 이와 같은 불활성 가스 및 불순물의 존재로 인해 신재생 가스 연료는 발열량이 낮고 가스조성이 일정하지 않은 특징을 갖고 있기 때문에 대부분의 경우 이를 제대로 활용하지 못하고 단순 방출하거나 소각처리 하고 있는 실정이다. 따라서 신재생 가스연료를 가스터빈이나 가스엔진과 같은 발전용 동력기관에 이용하여 전기에너지 생산에 사용하는 것은 매우 효과적인 온실가스 저감 방법이자 효율적인 에너지 활용 방법이라고 할 수 있다[5-7].

하지만 앞서 언급하였듯이 낮은 발열량과 불균일한 연료 조성은 가스엔진의 연소 안정성을 악화시키기 때문에[8] 안정적인 엔진의 운전을 위하여 개선책이 필요하다. 이에 본 연구에서는 빠른 화염속도를 가지는 수소 연료를 첨가함으로써 이러한 연소 안정성을 개선할 수 있는지를 확인하기 위한 실험을 수행하고자 한다. 이미 수소 연료를 CNG 연료를 사용하는 가스 엔진에 첨가하여 성능을 개선하는 연구가 진행되고 있으며 어느 정도 효과를 확인하였기 때문에[9], 불활성 가스가 다량 포함된 가스 연료를 사용하는 엔진의 여러 가지 성능도 개선될 것으로 기대한다.

결과적으로 신재생 가스 연료의 성분 변화가 엔진 성능과 배기에 미치는 영향을 조사하는 것이 이번 연구의 목표이며, CNG 연료에 질소가 포함된 신재생 가스 연료를 대상으로 수소 연료를 추가적으로 공급하는 경우에 엔진 성능 변화를 조사하였다. 또한 신재생 가스연료 엔진 효율 및 배기 성능을 향상시키기 위한 방법의 하나로 보다 긴 전극을 갖는 새로운 스파크 플러그를 적용하여 엔진 실험을 수행하였으며 그 결과를 기본 사양의 스파크 플러그를 사용한 엔진 시험 결과와 비교하였다.

II. 실험장치 및 방법

2.1. 실험 장치

본 연구에서는 엔진 성능 실험을 위하여 약 8리터급의 6기통 가스엔진을 이용하였으며 그 제원은 Table 1과 같다.



서론에서 잠시 언급하였듯이 본 연구에서는 엔진 성능을 향상시킬 수 있는 방법으로 스파크 플러그의 구조를 변경하는 시도를 하였다. 이와 같은 시도는 기존의 연구에서[8] 그 효과가 입증이 되었던 것으로 수소 연료 추가에 따른 연료 조성 변화 조건에서도 효과가 있는지 확인할 예정이다. 변경된 스파크 플러그는 엔진에 기본으로 장착되어 있는 스파크 플러그보다 더 긴 전극을 갖기 때문에 스파크가 상대적으로 실린더 내 중앙에 더 가까운 위치에서 발생하는 것을 특징으로 한다. 참고로 기본 플러그 (Type A)와 새로운 플러그 (Type B)에 대한 플러그 끝부분의 실린더 헤드 면으로부터의 길이는 Table 2와 같다.

Figure 1은 본 연구에서 사용한 신재생 가스연료 모사 및 엔진 실험 장치의 구성을 나타낸다. 우선 불활성가스 조성을 갖는 신재생 가스연료를 모사하기 위해 CNG를 정압기 및 열교환기를 통하여 압력과 온도를 8 bar, 40 °C로 일정하게 유지시킨 후 MFC를 거쳐 서지 탱크로 공급한다. 불활성가스로 사용되는 질소의 경우 액화질소를 강제기화기를 통해 기화시킨 후 정압기와 MFC를 거쳐 마찬가지로 서지 탱크에 공급하였다. 수소도 유사한 경로로 서지 탱크에 공급이 되며, 이때 원하는 조성의 신재생 가스

Table 1. Specifications of the test engine

Number of cylinder	6
Bore (mm)	111
Stroke (mm)	139
Displacement volume (cc)	8,071
Fuel	CNG
Maximum power	176.5 kW / 2,300 rpm

Table 2. Specification of test spark plugs

Spark plug	Spark tip protrusion (mm)	
Type A (Base)	3.8	
Type B	9.5	

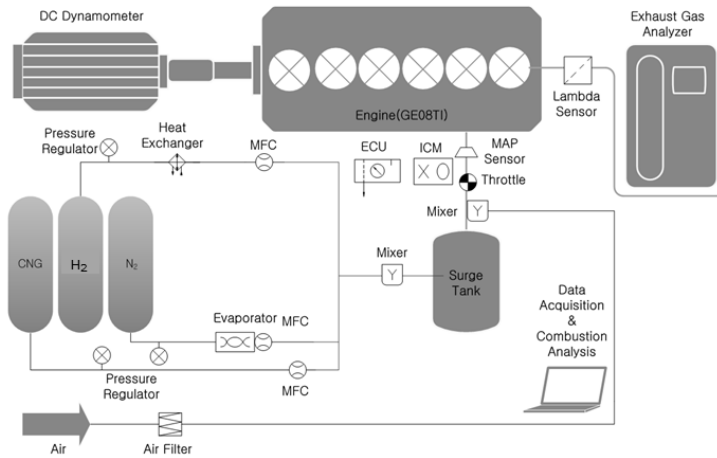


Fig. 1. Schematic of experimental setup.

연료를 만들기 위해 각각의 가스 MFC에서 정밀 유량 제어를 수행하였다. 서지 탱크는 엔진 운전에 의한 맥동을 방지하기 위하여 설치하였으며, 서지 탱크 입구에서는 믹서를 설치하여 모든 조성의 가스가 균일한 혼합이 이루어지도록 하였다.

이번 연구에서는 또한 가스연료 조성 변화에 효과적으로 대응할 수 있도록 점화 시기, 엔진회전속도, 공연비, 연료량, 쓰로틀 밸브 개도 등을 포함한 전반적인 엔진의 거동을 정밀하게 제어할 수 있는 신재생 가스연료 전소엔진용 엔진 제어시스템을 적용하였다. 또한, 엔진의 모터링 및 엔진 회전수 제어를 위하여 DC(Direct Current) 동력계를 사용하였으며, 엔진 크랭크 축에는 엔코더를 장착하여 이로부터 취득한 엔코더 신호를 엔진 제어와 연계시켜 사용하였다. 배기 매니폴드에는 광역산소센서를 장착하여 공연비를 모니터링 하였으며 원하는 공연비를 제어하기 위하여 쓰로틀 밸브 개도를 조절하였다. 마지막으로 배출가스의 성분분석을 위하여 배기 가스 분석기(HORIBA, MEXA-8120)를 사용하였다.

2.2. 실험방법

이번 연구에서 사용한 엔진 실험 조건은 Table 3 와 같다. 신재생 가스연료의 연료 조성 변화에 따른 엔진 성능 변화를 관찰하고자 하였으므로 연소실내의 공기/연료 혼합비를 일정하게 이론공연비로 고정하였다. 이때 수소 연료의 혼합비율은 에너지량 기준이다. 또한 엔진 배기량 및 신재생 가스연료의 저위 발열량을 고려하여 목표 출력을 60 kW로 설정하였으며 일반적인 발전 주파수인 60 Hz와의 동기화를 위하여 엔진회전수는 1800 rpm으로 고정하여

Table 3. Experimental conditions

Spark ignition timing	MBT
Nitrogen blending ratio with respect to CNG (Vol %)	80
Hydrogen gas blending ratio variation (Vol %)	0 / 10 / 20 / 30
Air / Fuel ratio	1.0
Engine speed (rpm) / Power (kW)	1800 / 60

엔진을 운전하였다. 연료 조성비 변화에 따른 출력 유지를 위해 각 조건에서 연료의 분사량을 조절하였으며, 공연비 측정은 람다 센서를 사용하여 측정하였다.

신재생 가스 연료에 포함되는 불활성 가스로는 질소를 사용하고 기존 연구에서 가장 불안정한 운전을 보였던 조건인 80% 포함하여 적용하였다[8]. 연소 안정성 개선을 위한 수소 연료의 추가는 0%에서 30%까지 10% 단위로 증가시켰으며, 각각의 조건에서 두 스파크 플러그에 대하여 MBT spark timing를 찾는 실험을 진행하였다. 그리고 각각의 MBT 조건에서 엔진 효율, 연소 특성 그리고 배기 특성 변화를 측정하였다.

III. 실험결과 및 고찰

가스연료의 수소 연료 조성 변화에 따라 기본 스파크 플러그 (Type A)와 새로운 스파크 플러그 (Type B)에 대하여 최대 토크가 관측되는 점화시기

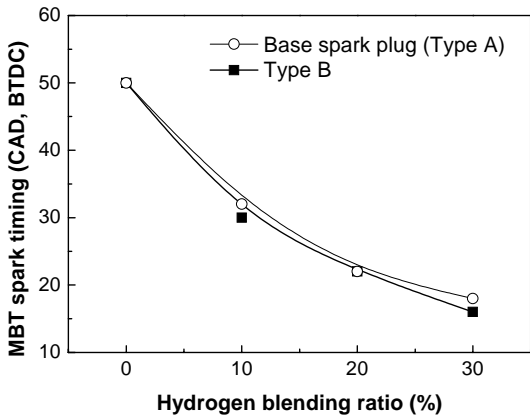


Fig. 2. MBT spark timing for both types of spark plugs as a function of H₂ blending ratio.

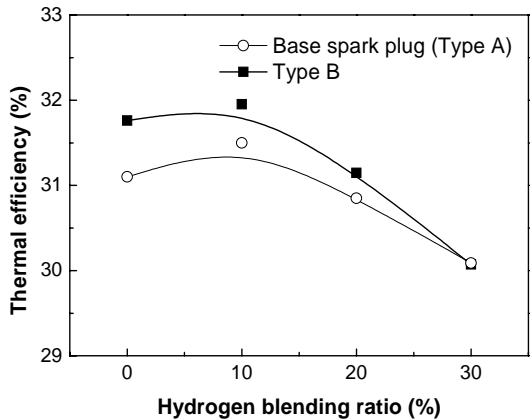


Fig. 3. Thermal efficiency for both types of spark plugs as a function of H₂ blending ratio.

를 탐색하여 MBT 타이밍을 Fig. 2에 나타내었다. 전반적으로는 수소의 비율이 커질수록 MBT 타이밍이 지각되는 것을 볼 수 있는데, 이는 수소 연료의 연소 특성이 반영된 결과이다. 즉, 수소 연료는 화염 전파 속도가 매우 빠르기 때문에 전체 연료 조성 중에서 차지하는 비율이 높아질수록 짧아지는 연소 기간으로 인하여 점화 타이밍이 지각된 결과를 보였다고 할 수 있다. 수소가 전혀 첨가되지 않은 상태에서는 MBT 타이밍이 매우 진각된 위치에 있는 것을 볼 수 있는데 이는 높은 질소 희석비 (80%)로 인하여 연소가 불안정한 상태라는 것을 반증하며, 이는 불활성 가스 증가로 인한 실린더 내 혼합기 자체의 질량 증가로 열용량은 증가하는 반면 산소 농도는 저하되어

더 긴 점화지연이 요구되기 때문이다.

이때 두 스파크 플러그에 대해서 차이가 거의 없는 것은 이러한 연소 불안정성이 스파크의 위치에 따른 화염전파속도 차이보다는 수소첨가에 의한 차이에 더욱 큰 영향을 미치고 있기 때문이다. 그러나, 수소 비율이 점차 증가할수록 Type B 스파크 플러그가 약 3CA 정도 수준에서 보다 지각된 MBT 타이밍을 보여주고 있는데, 이는 기본 스파크 플러그 (Type A)에 비해 Type B 스파크 플러그가 보다 실린더 중앙에 더 가까운 위치에서 스파크를 발생시키기 때문에 스파크로부터 실린더 벽까지의 거리가 상대적으로 짧고 화염 도달시간 역시 줄어들어 MBT 타이밍이 지각된 결과라고 볼 수 있다.

Fig. 3은 수소 연료 조성 변화에 따른 열효율 변화를 두 스파크 플러그에 대해 측정된 결과이다. 기본 스파크 플러그를 Type B 스파크 플러그로 변경함으로써 모든 희석비 조건에 대해 열효율이 개선됨을 볼 수 있는데 이는 스파크 발생 위치의 변화를 통해 연소 기간이 단축되고 연소 특성이 개선되는 것이 결국 열효율 증가로 이어지기 때문으로 판단된다.

한편 연료 내의 수소 연료 비율이 증가함에 따라 10% 수준에서 열효율이 최대로 증가하였다가 그 이상의 조건에서는 오히려 점차 감소하는 경향을 보이고 있다. 이에 대한 해석은 좀더 다양한 조사가 필요하지만, 일단 수소 비율이 10% 추가되었을 경우에 열효율이 증가한 것은 연소 안정성이 향상되어 나타난 결과라고 볼 수 있다.

본 실험에서는 가스 연료에 포함된 질소의 비율이 80%로 매우 높는데, 이러한 조건에서는 공연비와 출력을 유지하기 위하여 스로틀 개도를 확장하여야 하므로 연소 안정성이 불안정한 모습을 보이지만 펌핑 손실의 감소 및 체적효율 증가로 인하여 열효율은 다소 증가하는 경향을 보인다[8]. 그러나, 수소 연료의 비율이 점차 증가하게 되면 질소가 포함된 CNG 연료의 비율이 줄어들기 때문에 스로틀 개도를 점차 줄이게 되므로 앞서 설명한 효과의 감소로 인하여 효율이 줄어들 여지가 있다. 뿐만 아니라 화염점파속도의 증가와 함께 연소실 벽면에서의 소염 거리가 줄어들어 열전달율이 증가하므로 냉각수로의 열손실로 인한 열효율 감소가 예상된다. 이를 확인하기 위하여 각 조건에서 입구 냉각수 온도를 유지하였을 경우 출구 냉각수 온도가 수소 연료가 증가할수록 점차 증가하는 경향을 보인다는 것을 확인하였다.

Fig. 4와 5는 두 가지 스파크 플러그에 대해 가스 연료 내의 수소 첨가 비율에 따른 질소산화물(NOx)과 미연탄화수소(THC) 측정 결과를 나타낸다. 수소

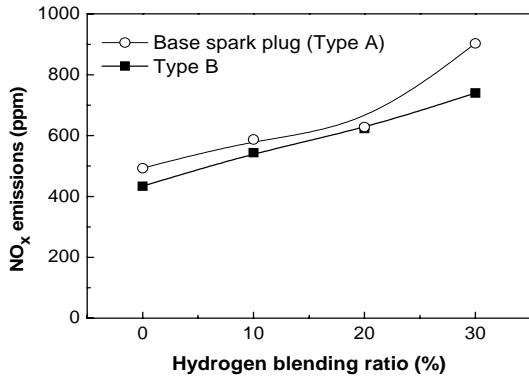


Fig. 4. NO_x emissions for both types of spark plugs as a function of H₂ blending ratio.

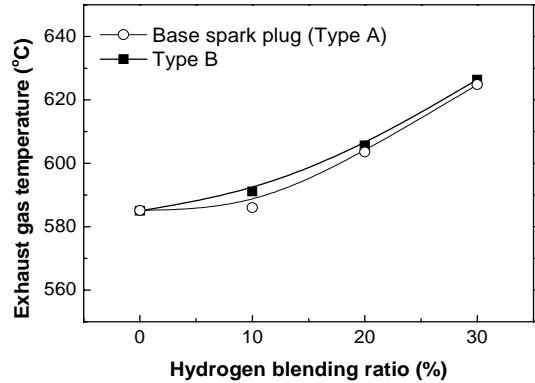


Fig. 6. Exhaust gas temperature for both types of spark plugs as a function of H₂ blending ratio.

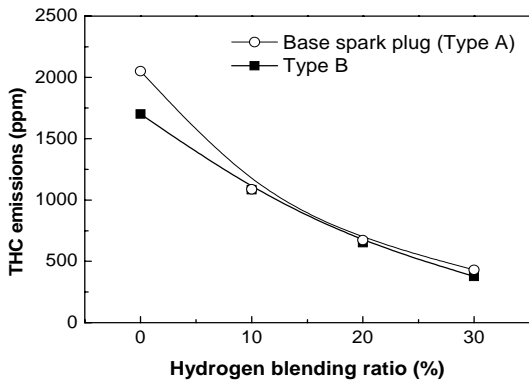


Fig. 5. THC emissions for both types of spark plugs as a function of H₂ blending ratio.

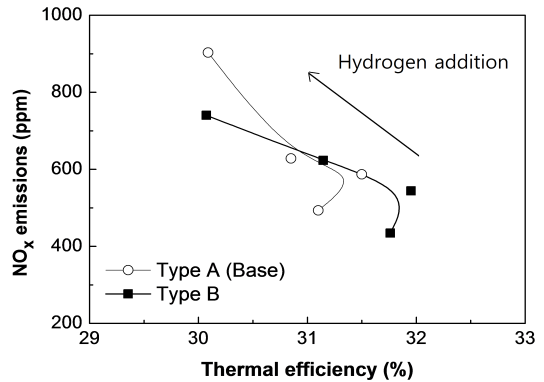


Fig. 7. NO_x-efficiency relationships against H₂ addition for both types of spark plugs

연료의 비율이 증가할수록 NO_x의 경우에는 증가하고 THC의 경우에는 감소하는 경향을 보이고 있다. NO_x는 연소과정의 온도가 높을수록 많이 발생하는 메커니즘을 가지고 있기 때문에 수소의 비율이 증가할수록 화염 속도 향상 및 MBT 타이밍의 지각으로 인한 연소 기간 감소와 함께 연소 온도가 증가하였다는 것을 의미한다.

THC가 감소하는 원인 중의 하나는 THC 발생원인 탄소성분이 포함되지 않은 연료인 수소가 증가하였기 때문이며, 그 외에 연소 안정성 향상으로 소염 거리가 줄어들었으므로 연소효율이 증가되었기 때문으로 볼 수 있다.

두 스파크 플러그를 적용한 결과를 비교해 보면 NO_x와 THC 모두 Type B 스파크 플러그의 경우가 다소 낮은 배출량을 보이고 있음을 볼 수 있다. 이는 Type B 스파크 플러그를 사용하는 경우 기본 스파

크 플러그에 비해 더 지각된 MBT 타이밍이 필요하다고 언급하였고(Fig. 2 참고), 이로 인하여 최대연소온도 지속 시간이 감소하여 NO_x가 더 적게 생성되기 때문으로 판단된다.

THC의 경우를 살펴봐도 Type B 스파크 플러그의 점화위치가 연소효율 향상으로 인한 탄화수소 저감에도 장점이 있음을 보여준다. 다만 수소첨가 비율이 적은 경우에만 뚜렷한 차이를 보이고, 수소량이 증가할수록 점화위치의 차이에 의한 연소효율 향상은 수소 연료에 의한 연소효율 향상보다 영향이 작기 때문에 THC 발생량이 거의 비슷해진 것으로 보인다.

Fig. 6는 엔진의 배기관 후단에서 측정된 배기가스 온도 변화를 수소 연료 조성비에 대하여 나타낸 것으로 수소 첨가 비율이 증가할수록 배기가스 온도

가 증가하는 것을 볼 수 있다. 이는 앞서 NOx 배출량 증가 경향을 뒷받침하는 근거가 될 수 있다. 두 스파크 플러그의 비교 결과를 보면 미소하게 Type B 스파크 플러그의 경우가 높은 배기가스 온도가 측정되었으나 그 차이는 매우 미비한 수준이었다.

Fig. 7은 스파크 플러그 변경에 따른 NOx 와 열효율의 관계를 보여주는 것으로 기본 스파크 플러그에 비해 Type B 스파크 플러그를 사용하는 경우에 수소 첨가비율이 20% 수준까지만 동일 NOx 배출량 대비 더 높은 효율을 얻을 수 있음을 알 수 있다. 이로부터 가스연료를 사용하는 엔진에서 스파크 플러그의 점화 위치가 엔진 효율을 증가시킬 수 있는 중요한 인자임을 확인할 수 있었다. 다만 위치 변경에 따라 발생할 수 있는 단점에 대해서는 추가적인 연구가 필요할 것이다.

IV. 결 론

본 연구에서는 신재생 가스연료를 이용한 발전용 전소엔진 개발에 있어 불순물이 다양 포함된 조건에서 수소 연료 첨가 및 스파크 플러그의 점화 위치 변경이 엔진 효율 및 배기 성능에 주는 영향에 대해 조사하였으며 실험 결과로부터 다음과 같은 결론을 제시할 수 있다.

(1) 수소 연료의 첨가는 불순물의 다량 첨가로 인한 연소 불안정성을 개선하고 열효율을 증가시키는 역할을 하지만 수소 첨가율이 10% 이상의 조건에서는 오히려 열효율이 감소할 수 있다.

(2) 수소 연료의 첨가가 증가할수록 NOx는 증가하지만 THC는 감소하는 경향을 보였다.

(3) 연소실의 중양에 보다 가까운 점화 위치를 갖는 Type B 스파크 플러그의 적용은 점화가 보다 실린더 중양 가까이에서 발생하도록 하기 때문에 화염 도달 거리를 단축시켜서 최적 점화시기가 TDC 쪽으로 지각되어 나타나며 연소 기간 단축 및 연소 특성 개선으로 인해 열효율이 증가한다.

(4) Type B 스파크 플러그를 사용하는 경우 수소 첨가율 20% 미만 조건에서 동일 NOx 대비 더 높은 열효율을 가질 수 있음을 보였다.

감사의 글

본 연구는 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 것으로 이에 감사드립니다. (과제번호 20132010102080)

사용기호

CNG : Compressed natural gas
 MFC : Mass flow controller
 MBT : Maximum brake torque
 BTDC : Before top dead center
 CAD : Crank angle degree
 NO_x : Nitrogen oxides
 THC : Total hydrocarbon

REFERENCES

- [1] Manitas, K., "Progress in Biomass Gasification: An Overview", ECOTEC, 2002
- [2] Paisley, M.A., Anson, D., 1999, "Biomass Gasification for Gas Turbine based Power Generation," J. of Gas Turbine&Power, Vol. 120, pp. 284~288.
- [3] Park, S., Park, C., Kim, Y., Lee, S., and Kim, C., "Effects of Biogas Composition Variations on Engine Performance", KIGAS, 15(5), 25-30, (2010)
- [4] Porpatham, E., Ramesh, A., and Nagalingam, B., "Investigation on the Effect of Concentration of Methane in Biogas When Used As a Fuel for a Spark Ignition Engine", Fuel, 1651-1659, (2008)
- [5] Mueller, G. P., "Landfill Gas Application Development of the Caterpillar G3600 Spark-Ignited Gas Engine", Trans. ASME J. Engineering for Gas Turbines and Power, 117(4), 820-825, (1995)
- [6] Lee, S., Park, S., Park, C., Kim, C., Lee, J., and Woo, S., "Effects of Inert Gas Composition Variations in Biogas on the Performance of a SI Engine", KIGAS, 16(5), 14-20 (2012)
- [7] Park, C., Lee, S., Kim, G., Won, S., and Lee, J., "A Study on Applicability to Dual-Fuel Engine of Low Caloric Gas", KIGAS, 14(1), 15-20, (2010)
- [8] Lee, S., "Effects of Spark Plug Changes on Performance of an SI Engine Fueled by Gaseous Fuel", KIGAS, 17(6), 27-32, (2013)
- [9] Park, S., Park, C., Lee, S., and Kim, G., "A Study on the Combustion Characteristics of a Generator Engine Running on a Mixture of Syngas and Hydrogen", KSME, 35(7), 693-699, (2011)