



스파크플러그 변화에 따른 가스 엔진 성능 변화

†이선엽

한국기계연구원

(2013년 11월 14일 접수, 2013년 12월 13일 수정, 2013년 12월 13일 채택)

Effects of Spark Plug Changes on Performance of an SI Engine Fueled by Gaseous Fuel

†Sunyoup Lee

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

(Received November 14, 2013; Revised December 13, 2013; Accepted December 13, 2013)

요약

바이오가스, 매립가스와 같은 신재생 가스 연료는 Biomass, 유기성 폐기물 등으로부터 얻을 수 있기 때문에 대기 중의 이산화탄소를 증가시키지 않고 재순환시키는 탄소중립적인 특성이 있어 지구온난화에 대응할 수 있는 장점이 있다. 따라서 다량의 불활성가스로 인한 저발열량, 원료 및 공정에 따른 연료조성 변화 등의 단점에도 불구하고 이를 엔진에 적용하여 에너지를 생산하고자 하는 노력이 계속되어왔다. 이중에서도 연료조성의 변화는 엔진 성능에 큰 영향을 미칠 수 있기 때문에 이에 대한 연구가 필요한 실정이다. 따라서 이번 연구에서는 신재생 가스연료에 포함된 불활성가스의 양을 변화시켜 연료 조성 변화를 모사하고 이를 엔진의 연료로 사용함으로써 연료 조성의 변화가 엔진 성능 및 배기배출 특성에 주는 영향을 파악하였다. 또한 엔진 효율 및 배기 성능을 향상시키기 위한 방안이 하나로 보다 긴 전극을 갖는 스파크 플러그를 적용하였으며 그 결과를 기존의 Base 스파크 플러그 시험 결과와 비교하였다.

Abstract - Renewable gas fuels such as biogas and landfill gas are obtained from the biodegradable organic wastes so that they inherently have carbon-neutral nature which can respond global warming. Therefore, attentions are paid to use this renewable gases as a main fuel for internal combustion engines. However, the composition of the fuel varies by its origin or conversion process, it is necessary to make stable combustion and accomplish high efficiency when used in power generating spark ignition (SI) engines. In this study, efforts have been made to investigate the effect of the composition of renewable gas fuel on the engine performance and exhaust emissions. 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 harmful emissions.

Key words : Biogas, Landfill Gas, Gas Engine, Renewable Gas, Spark Plug

†Corresponding author: sunylee@kimm.re.kr

Copyright © 2013 by The Korean Institute of Gas

I. 서론

지구 온난화의 주범으로 지목받고 있는 대표적인 온실가스인 이산화탄소를 효과적으로 저감하기 위한 노력이 전 세계적으로 이루어지는 가운데, 이산화탄소 저감에 가장 효과적인 방법 중 하나인 신재생에너지를 이용하는 방안에 대한 관심이 더욱 높아지고 있다. 그 중에서도 바이오가스와 매립가스와 같은 저에너지 밀도 가스에너지는 유기성 폐기물이나 Biomass 등으로부터 얻을 수 있는 대표적인 신재생 가스에너지로[1,2] 일반적인 화석연료와 달리 대기 중의 이산화탄소 양을 증가시키지 않고 재순환시키는 탄소 중립적인 특징을 갖고 있기 때문에 이산화탄소를 저감하는 동시에 미래 에너지 고갈에 대응할 수 있는 재생에너지원으로서의 가능성을 높게 평가받고 있다[3,4].

일반적으로 신재생 가스연료는 약 40%-70% 정도의 메탄(CH₄) 외에도 질소(N₂), 이산화탄소(CO₂)와 같은 불활성 가스, 그리고 황화수소(H₂S)와 같은 불순물 등으로 이루어져 있다. 대표적인 신재생 연료인 바이오가스의 경우 불활성 가스의 대부분을 이산화탄소가 차지하는 반면, 매립가스의 경우에는 이산화탄소 뿐만 아니라 질소 역시 상당부분을 차지하는 차이가 있다. 이 같은 불활성 가스 및 불순물의 존재로 인해 신재생 가스 연료는 발열량이 낮고 가스조성이 일정하지 않은 특징을 갖고 있으며 대부분의 경우 이를 활용하지 못하고 단순 방출하거나 소각처리 하고 있는 실정이다. 따라서 신재생 가스연료를 가스터빈이나 가스엔진과 같은 발전용 동력기관에 적용함으로써 단순 방출을 방지함과 동시에 전기에너지 생산에 사용하는 것은 매우 효과적인 온실가스 저감 방법이자 효율적인 에너지 활용 방법이라고 할 수 있다[5-9].

신재생 가스연료를 소형 발전시스템에 적용하는 경우 경제적인 측면과 효율적인 측면 모두에 있어 유리한 발전 방법은 왕복동 내연기관 엔진을 이용하는 것이다. 하지만 이것은 산지별/원료별/계절별로 달라지는 가스 성분과 불활성 가스로 인한 낮은 에너지 밀도 때문에 엔진의 지속적이고 안정적인 가동이 쉽지 않은 단점이 있다. 특히 디젤 등과 같은 다른 연료의 도움을 받는 혼소 방식이 아닌 신재생 가스 연료만을 연료로 이용하는 전소 방식의 내연기관 엔진에서는 이러한 단점들로 인한 실화와 불완전 연소 등으로 인해 엔진 파손이나 내구성 저하 등과 같은 문제가 초래될 수 있다.

따라서 신재생 가스연료의 성분 변화가 엔진 성능과 배기에 미치는 영향에 대해 알아보기 위해 이번 연구에서는 CNG에 N₂를 다양한 비율로 희석한 모사

신재생 가스를 연료로 사용하여 엔진에 공급하고 이에 따른 엔진 성능 변화를 조사하였다. 또한 신재생 가스연료 엔진 효율 및 배기 성능을 향상시키기 위한 방법에 하나로 보다 긴 전극을 갖는 새로운 스파크 플러그를 적용하여 엔진 실험을 수행하였으며 그 결과를 Base 스파크 플러그 엔진 시험 결과와 비교하였다.

II. 실험장치 및 방법

2.1. 실험 장치

에너지 밀도가 낮은 신재생 가스연료를 이용하여 60 kW의 출력 성능을 구현하고 내구성을 확보하기 위해서는 높은 배기량을 갖는 엔진이 필요하기 때문에 이번 연구에서는 베이스 엔진으로 8,071cc, 6기통 압축천연가스엔진을 이용하였으며 그 제원은 Table 1에 나타내었다.

이번 연구에서는 엔진 성능을 향상시키는 방법에 하나로 스파크 플러그를 변경하였다. 변경된 스파크 플러그는 Base 스파크 플러그 대비 보다 긴 전극을 갖기 때문에 스파크가 상대적으로 실린더 내 중앙에 더 가까운 위치에서 발생하는 것을 특징으로 한다. 참고로 Base 전극 (Type A) 및 새 전극 (Type B)에 대한 전극 겹의 실린더 헤드로부터의 길이는 Table 2와 같다.

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 신재생 가스연료 모사 및 엔진 실험 장치의 구성을 나타낸다. 먼저 다양한 불활성가스 조성을 갖는 신재생 가스연료를 모사하기 위해 CNG를 정압기 및 열교환기를 통하여 압

Table 1. Specifications of the base 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. Spark gap projection for each spark plug

Spark plug	Spark gap projection (mm)
Type A (Base)	3.8
Type B	9.5

스파크플러그 변화에 따른 가스 엔진 성능 변화

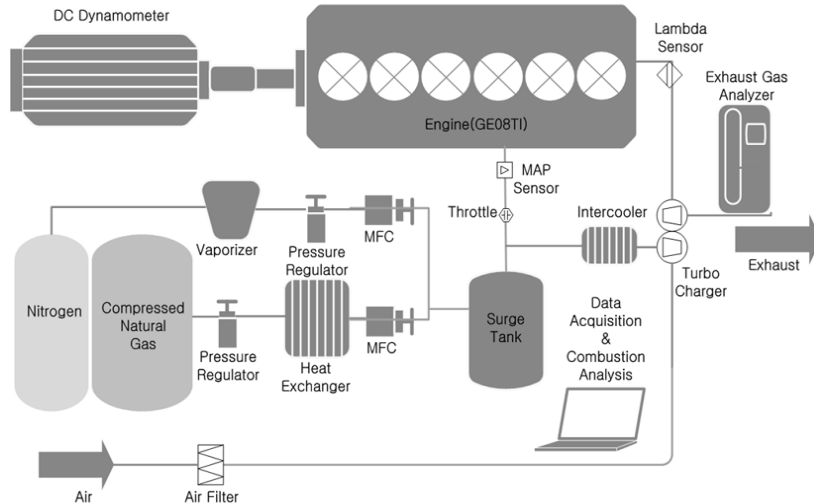


Fig. 1. Schematic of experimental setup.

력과 온도를 8 bar, 40 °C로 일정하게 유지시킨 후 MFC (Brooks Instruments)를 거쳐 Surge tank로 공급하였다. 질소의 경우 액화질소를 강제기화기를 통해 기화시킨 후 정압기와 MFC (Bronkhost High-Tech B.V.)를 거쳐 Surge tank에 공급하였다. 이때 원하는 조성의 신재생 가스연료를 만들기 위해 질소 및 CNG MFC에서 각각의 유량에 대한 정밀 제어를 수행하였다. 또한, 엔진 운전에 의한 맥동이 연료 유량에 미치는 영향을 방지를 위해 엔진 연료 입구 전단에 Surge tank를 설치하였으며 Surge Tank 입구 바로 앞에 믹서를 장착하고 이를 통해 CNG와 N2를 만나게 함으로써 모사 신재생 가스연료가 엔진으로 들어가기 전에 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 개발하여 엔진에 적용하였다.

엔진의 모터링 및 엔진 회전수 제어를 위하여 Direct current 동력계를 사용하였으며, 엔진 크랭크축에는 엔코더 (Autonics, E40S8)를 장착하여 이로부터 취득한 엔코더 신호를 엔진 제어와 연계시켜 사용하였다. 배기 매니폴드에는 광역산소센서를 장착하여 공연비를 모니터링 하였으며 원하는 공연비를 맞추기 위해 쓰로틀 밸브 개도를 조절하였다. 또한, 배기가스 분석기(HORIBA, MEXA-8120)를 이용하여 운전조건 변화에 따라 달라지는 배기가스 성분을 측정하였다.

Table 3. Engine test conditions

Spark ignition timing	MBT
Nitrogen blending ratio with respect to CNG (Vol %)	0, 20, 40, 60, 80
Engine speed (rpm)	1800
Air / Fuel ratio	1
Power (kW)	60

2.2. 실험방법

신재생 가스연료의 낮은 에너지 밀도와 이로 인한 연소 안정성 문제를 고려하여 이번 연구에서는 연소 실내 공기/연료 혼합비를 항상 이론공연비로 고정해서 사용하였다. 또한 엔진 배기량 및 신재생 가스연료의 저위 발열량을 고려하여 목표 출력을 60 kW로 설정하였으며 일반적인 발전 주파수인 60 Hz와의 동기화를 위하여 엔진회전수를 1800 rev/min으로 고정하여 엔진을 운전하였다.

신재생 가스연료에 포함되는 불활성 가스로는 질소를 사용하였다. 넓은 범위의 연료 조성 변화를 모사하기 위해 질소 희석비 (신재생 가스연료에 포함된 CNG 대비 질소의 부피비율)를 0%에서 80%까지 20% 단위로 증가시켰으며, 각각의 질소희석비에서 두 스파크 플러그 모두에 대해 MBT spark timing를 찾는 실험을 진행하였다. 그리고 각 MBT 조건에서 엔진 효율, 연소 특성 그리고 배기 특성 변화를 측정하였다. 참고로 이번 연구에서 사용한 엔진 실험 조건은 Table 2와 같다.

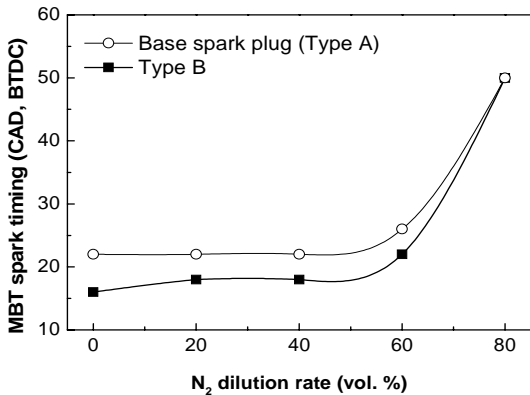


Fig. 2. MBT spark timing variations for both types of spark plugs as a function of N₂ dilution rate.

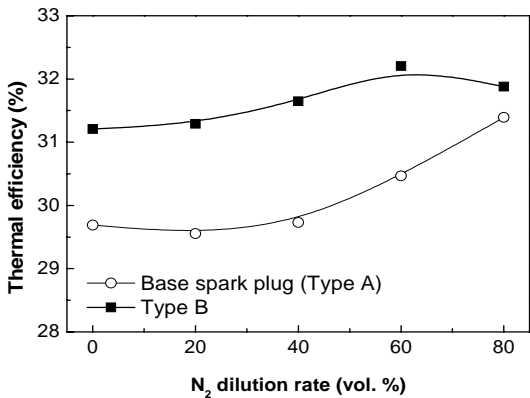


Fig. 3. Thermal efficiency variations for both types of spark plugs as a function of N₂ dilution rate.

III. 실험결과 및 고찰

Fig. 2는 신재생 가스연료 조성 변화에 따른 Base 스파크 플러그 (Type A)와 Type B 스파크 플러그에 대한 최적 점화시기를 나타낸 것이다. 질소 희석비가 60% 이하인 연료를 사용하는 경우 Type A인 Base 스파크 플러그에 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 timing이 지각되는 것을 볼 수 있다. 하지만 질소가 80% 포함된 연료를 사용하는 경우 실린더 내

과다하게 존재하는 불활성 가스의 영향으로 인한 화염 전파 속도의 감소가 스파크 발생 위치 변화로 인한 효과를 압도하여 두 스파크 플러그 모두 동일한 점화시기 (BTDC 50 CAD)에서 최적 점화시기가 나타남을 볼 수 있다.

Fig. 2에서는 또한 두 스파크 플러그 모두에 대해 연료 내 불활성 가스의 양이 0%에서 80%로 증가할 수록(즉, 에너지밀도가 낮아질수록) MBT timing이 진각함을 알 수 있는데 이는 불활성 가스 증가로 인한 실린더 내 혼합기 자체의 질량 증가로 열용량은 증가하는 반면 산소 농도는 저하되어 더 긴 점화지연이 요구되기 때문이다. 특히 질소가 80% 희석된 경우 희석비 60%에 비해 공급되는 불활성 가스의 양이 2.5배 이상 많기 때문에 0%에서 60%로 증가시 발생하는 점화지연보다 훨씬 더 긴 점화지연이 필요하고 그 결과 점화시기 역시 크게 진각해야함을 알 수 있다.

Fig. 3는 연료 조성 변화에 따른 열효율 변화를 두 스파크 플러그에 대해 측정된 결과이다. Base 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 열효율 증가로 이어지기 때문으로 판단된다. 한편 연료 내 불활성 가스의 비율이 증가함에 따라 효율은 희석비 60% 조건까지는 상승하다가 80%에서 감소하는 모습을 보인다. 이는 불활성 성분이 증가로 인한 충전 효율 증가와 연소실 내 혼합기 연소온도 감소로 외부로의 열손실이 줄어드는 효과가 불활성 가스로 인한 연소효율 저하와 서로 경쟁한 결과로 판단된다.

Fig. 4는 두 가지 스파크 플러그에 대해 신재생 가스 연료 내 질소 희석비 변화에 따른 NO_x 측정 결과를 나타낸다. 그림으로부터 불활성 가스의 비율이 60% 이하인 경우 Type B 스파크 플러그 적용을 통해 NO_x 배출을 크게 줄일 수 있음을 알 수 있다. 이는 Base 스파크 플러그를 사용하는 경우 Type B에 비해 더 진각된 MBT timing이 필요하고 (Fig. 2) 이로 인해 연소압 및 연소온도가 상승하여 유지되는 기간이 더 길어서 NO_x가 더 많이 생성되기 때문으로 판단된다. 이에 반해 질소 희석비가 80%인 경우 스파크의 발생 위치를 변경한 효과가 미미하여 두 스파크 플러그에 대한 MBT timing이 동일하기 때문에 NO_x의 배출 역시 유사한 경향을 보임을 알 수 있다.

Fig. 4는 또한 불활성 가스 증가에 따라 NO_x의 배출이 감소함을 볼 수 있는데 이는 불활성 가스의 증가로 인해 연소온도뿐만 아니라 산소농도가 감소

스파크플러그 변화에 따른 가스 엔진 성능 변화

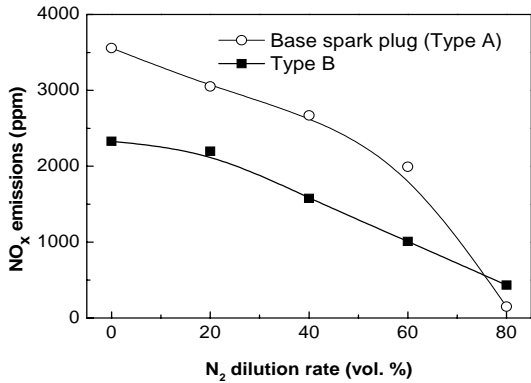


Fig. 4. NO_x emissions variations for both types of spark plugs as a function of N₂ dilution rate.

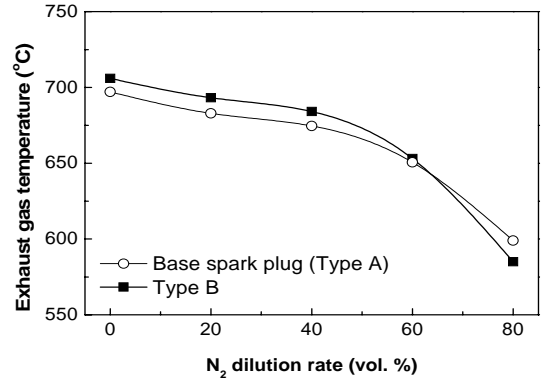


Fig. 6. Exhaust gas temperature emissions variations for both types of spark plugs as a function of N₂ dilution rate.

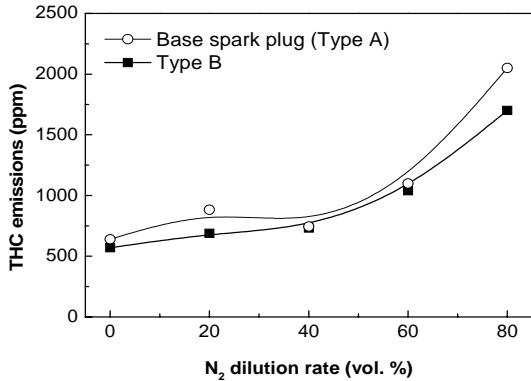


Fig. 5. THC emissions variations for both types of spark plugs as a function of N₂ dilution rate.

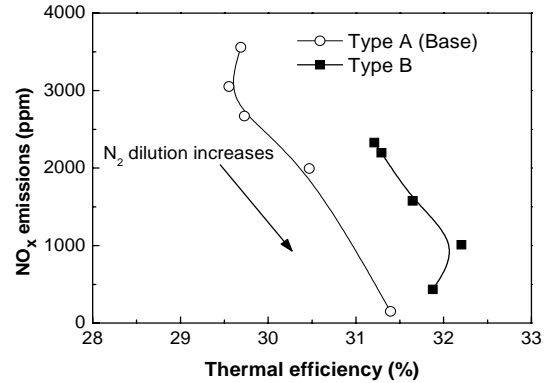


Fig. 7. NO_x-efficiency relationships against N₂ dilution rate for both types of spark plugs.

하여 NO_x의 생성이 억제되기 때문이다. 특히 질소 회석비 80% 조건의 경우 급격하게 증가된 불활성 가스로 인해 NO_x 배출량 역시 크게 감소하여 두 스파크 플러그 모두에 대해 NO_x가 500 ppm 이하로 측정되었다.

Fig. 5는 신재생 가스 연료에 포함된 불활성 가스 비율 변화에 따른 THC 배출량 변화를 두 스파크 플러그에 대해 나타낸 결과이다. Type B 스파크 플러그를 사용하는 경우 Base 스파크 플러그에 비해 THC 배출량이 다소 감소하지만 Fig. 4의 NO_x 결과와는 달리 그 차이는 크지 않으며 배출 경향 역시 서로 유사함을 알 수 있다. Fig. 2로부터 스파크 플러그 변경에 따른 MBT timing 차이가 최대 4~6 CAD 임을 고려해볼 때 이는 점화시기 차이로 인한

실린더압 상승의 차이로 크레비스 영역에 갇혀있다 방출되는 미연 탄화수소량 역시 차이가 나지만 그 정도는 크지 않음을 의미한다. 그림에서는 또한 불활성 가스량이 증가함에 따라 THC의 배출이 증가하는데 이는 연소온도 감소에 따라 탄화수소 산화력이 낮아지고 연소효율이 감소하기 때문이다.

Fig. 6는 스파크 플러그 변화에 따른 배기가스 온도 변화를 다양한 연료 조성비에 대해 나타낸 것으로 Base 스파크 플러그의 경우 보다 진각된 MBT timing으로 인해 배기가스 온도가 낮으나 그 차이는 크지 않다. 한편 불활성 가스 비율이 증가함에 따라 혼합기의 열용량은 증가하는 반면 연소온도가 감소하기 때문에 배기가스 온도가 감소함을 볼 수 있다.

Fig. 7은 스파크 플러그 변경에 따른 NO_x/효율 관계를 보여주는 것으로 Base 스파크 플러그에 비

해 Type B 스파크 플러그를 사용하는 경우 동일 NO_x 배출량 대비 더 높은 효율을 얻을 수 있음을 알 수 있다. 또한 두 스파크 플러그 모두에 대해 불활성 가스 비율이 증가함에 따라 효율과 NO_x 가 함께 증가하는 경향을 보임을 알 수 있으며 이로부터 신재생 가스 연료에 포함된 불활성 가스로 인해 연소가 불안정해지지 않는 한 효율과 NO_x 측면에서 오히려 도움이 될 수 있음을 볼 수 있다.

IV. 결 론

이번 연구에서는 신재생 가스연료를 이용한 발전용 전소엔진 개발에 있어 스파크 플러그의 변경이 엔진 효율 및 배기 성능에 주는 영향에 관해 조사하였으며 실험 결과로부터 다음과 같은 결론을 제시할 수 있다.

(1) 보다 긴 전극을 갖는 Type B 스파크 플러그 적용은 스파크가 보다 실린더 중앙 가까이에서 발생하도록 하기 때문에 화염 도달 거리를 단축시켜서 최적 점화시기가 Base 스파크 플러그 결과 보다 TDC 쪽으로 지각되어 나타난다.

(2) Type B 스파크 플러그 사용 시 연소 기간 단축 및 연소 특성 개선으로 인해 열효율이 증가한다.

(3) NO_x 의 경우 Type B 스파크 플러그 적용을 통해 저감할 수 있는데 이는 Type B 사용 시 MBT timing이 TDC 쪽으로 지각되어 NO_x 생성시간이 단축되기 때문이다. 이와는 달리 THC이 경우 스파크 플러그 변경에 따른 효과가 크지 않아 두 경우 모두 유사한 배출 경향을 보인다.

(4) Type B 스파크 플러그 사용으로 인한 이득은 주로 질소회석비가 60% 이하에서 현저하게 나타나는 반면에 질소 회석비 80% 조건에서는 과도한 불활성가스로 인한 연소 특성 악화가 지배적이기 때문에 스파크 플러그 변경으로 인한 개선 효과가 미미하다.

(5) NO_x /효율 관계로부터 Type B 스파크 플러그를 사용하는 경우 동일 NO_x 대비 더 높은 효율이 가능하며 불활성 가스 비율의 증가가 오히려 효율과 NO_x 측면에서 도움이 될 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

참고문헌

- [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] Tewari, P. G., Subrahmanyam, J. P., and GajendraBabu, M. K., "Experimental Investigations on the Performance Characteristics of a Producer Gas Fuelled Spark Ignition Engine", *SAE 2001-01-1189*, (2001)
- [7] Neyeloff, S. and Gunkel, W., "Performance of a CFR Engine Burning Simulated Anaerobic Digester's Gas", *ASAE Publication*, 2, 324-329, (1981)
- [8] 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)
- [9] 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)