

압축비 변화에 따른 HCNG 엔진의 배기 특성

이성원¹⁾ · 임기훈²⁾ · 박철웅^{*1)} · 최영¹⁾ · 김창기¹⁾

한국기계연구원 그린동력연구실¹⁾ · 과학기술연합대학원대학교 환경에너지기계공학과²⁾

Emission Characteristics of HCNG Engine with Compression Ratio Change

Sungwon Lee¹⁾ · Gihun Lim²⁾ · Cheolwoong Park^{*1)} · Young Choi¹⁾ · Changgi Kim¹⁾

¹⁾Department of Engine Research, Korea Institute of Machinery and Materials, 104 Sinseong-ro, Yuseong-gu, Daejeon 305-343, Korea

²⁾Department of Environment & Energy Mechanical Engineering, University of Science and Technology, Daejeon 305-350, Korea

(Received 13 August 2012 / Revised 30 October 2012 / Accepted 7 January 2013)

Abstract : Compression ratio is an important factor affecting engine performance and emission characteristics since thermal efficiency of spark ignition engine can be theoretically improved by increasing compression ratio. In order to evaluate the effect of compression ratio change in HCNG engine, natural gas engine was employed using HCNG30 (CNG 70 vol%, hydrogen 30 vol%). Combustion and emission characteristics of CNG and HCNG fuel was analyzed with respect to the change of compression ratio at each operating condition. The results showed that thermal efficiency improved and CH₄, CO₂ emission decreased with the increase in compression ratio while NO_x emissions were decreased at a certain excess air ratio condition. Higher thermal efficiency and further reduction of exhaust emissions can be achieved by the increase of compression ratio and the retard of spark timing.

Key words : Compression ratio(압축비), Emission characteristics(배기특성), Hydrogen-natural gas blends(수소-천연가스 혼합연료), Power output(출력성능), Excess air ratio(공기과잉률)

1. 서론

배기가스에 의한 환경문제와 고유가 시대를 극복하고 석탄에너지원의 의존도를 줄이기 위하여 전 세계적으로 배기가스를 저감하기 위한 연구 및 친환경 대체에너지의 개발이 활발히 이루어지고 있다. 배기가스 규제 기준 또한 강화되고 있는 실정이며 배출가스기준을 만족하기 위한 기술의 하나로 수소를 포함한 가스연료의 이용기술이 주목받고 있다. 수소는 탄소성분이 없는 연료로서 이론적으로 유해 배기가스의 배출이 없는 청정연료이다. 또한 넓은 가연한계와 낮은 점화에너지 및 빠른 연소속도의 장점을 가지고 있다. 하지만 사회기반 시설을

포함한 인프라와 안전기술에 대한 신뢰 부족으로 적극적인 활용이 어려운 실정이다.^{1,2)}

천연가스에 수소를 첨가하는 천연가스-수소 혼합연료(HCNG) 엔진은 수소의 연소특성에 의하여 기존의 천연가스엔진에 비해 연소안정성이 향상되고 가연한계가 확장되기 때문에 운전조건 최적화를 통하여 열효율을 향상시키고 배기가스를 저감시킬 수 있는 장점을 가지고 있다.³⁻⁵⁾

엔진에서 열효율을 높이기 위한 방법으로는 압축비 증가와 희박연소를 통하여 비열비를 증가시키는 방법이 있다. 압축비를 증가시키면 실린더 압력이 증가하고 연소가스가 팽창하는 체적이 커지기 때문에 열효율이 향상된다. 그러나 혼합기의 온도가 증가하며 연소기간이 짧아지기 때문에, 연소압력이

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

Table 1 Specification of base natural gas engine

Type	Description
Number of cylinder	6
Bore (mm)	123
Stroke (mm)	155
Displacement volume (cc)	11,050
Compression ratio	10.5
Max. Power	213kW / 2,100rpm
Max. Torque	1,150Nm / 1,260rpm
Type of ignition	Spark ignition
Type of injection	Single point injection
Type of turbocharger	Waste gate

높아져서 노킹과 같은 이상연소를 발생시키기 때문에 엔진의 특성에 맞는 최적 압축비의 선정이 필요하다.⁶⁻⁸⁾

HCNG 엔진에서도 압축비의 증가를 통해 열효율향상을 기대할 수 있으나, 이에 따른 배기특성도 고려되어야 한다. 이에 본 연구에서는 기존의 천연가스 엔진에서 압축비를 변화시켰을 때 CNG와 수소를 CNG와 체적비 30%로 혼합한 HCNG30 연료의 연소 및 배출가스 특성을 살펴보았다. 각 운전조건에서의 출력 및 배출가스를 비교하여 기술개발 방향과 상용화 가능성에 대해 검토하고자 하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 연구의 실험엔진은 EURO IV 규제의 대응이 가능한 시내버스용 11L급 6기통 CNG 엔진이며 엔진의 제원은 Table 1과 같다. 대형디젤엔진을 기반으로 하고 있는 천연가스 엔진의 피스톤이 깊게 파인 접시형 보울 형상이기 때문에 기존 엔진의 압축비인 10.5를 11.5로 증가시키기 위하여 피스톤 보울의 깊이를 감소시키는 방법을 이용하였다. 11.5 압축비의 피스톤은 보울의 깊이가 기존의 32.1mm에서 27.9mm로 감소된 것을 사용하였다.

HCNG를 공급하기 위하여 기존의 CNG 엔진을 기초로 하여 수소를 공급할 수 있는 시스템을 구성하였으며 Fig. 1은 실험장치의 전체적인 구성을 보여주고 있다. CNG는 약 20 MPa 로 충전된 고압연료용기로부터 레귤레이터 전단으로 공급되며, 레귤레이터를 통하여 0.7 MPa로 감압된다. 감압된 연료의 팽창에 의한 냉각을 막기 위해 열교환기를 설치하였으며 온도는 40°C로 제어하였다. 레귤레이터와 열교환기를 거친 연료는 Mixer를 통하여 흡기매니폴드로 공급된다. 이때 연료유량은 Mass flow meter를 통하여 측정되며 연료유량은 8개의 인젝터가 하나의 모듈을 구성하고 있는 Fuel metering valve에 의

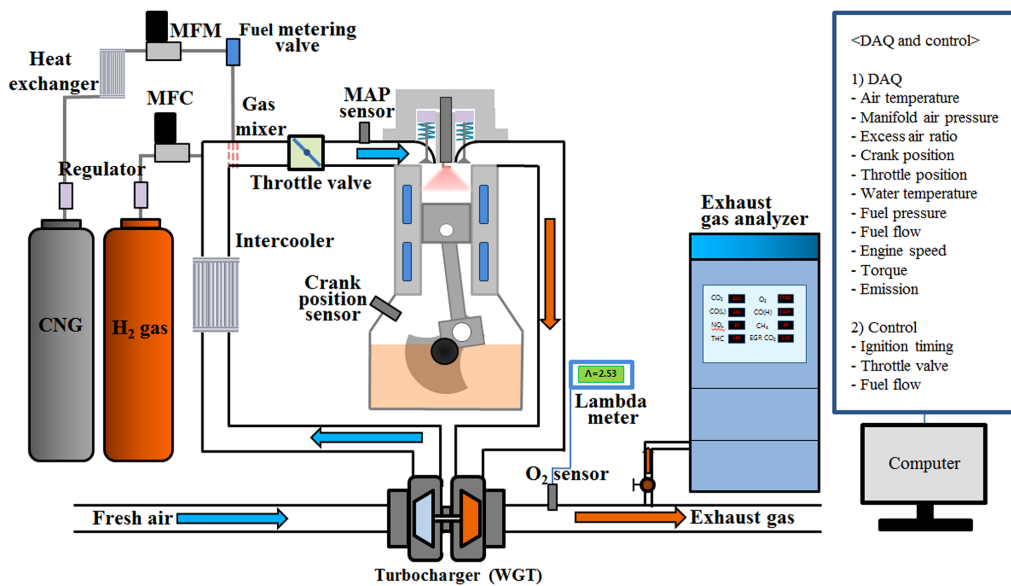


Fig. 1 Schematic of engine experimental setup

해 제어된다. 수소공급은 12 MPa로 충전된 고압수소가스용기를 통하여 이루어지며 체적이 큰 수소의 안정적인 공급을 위하여 여러 개의 용기를 병렬로 연결하였다. 수소의 공급유량은 Mass flow controller를 이용하여 제어하였다.

실험변수가 되는 운전조건을 변경하기 위한 점화시기, 부스트압력 및 체적효율 변경을 위해 EMS (Engine management system)를 사용하여 제어하였으며, 와전류식 동력계(Schenck co.)를 이용하여 엔진의 회전수 및 부하 등의 운전조건을 설정하였다. 배출가스분석기(AVL co., AMA i60)를 통해 NO_x와 CH₄ 등의 배출량을 측정하였다.

2.2 실험 방법

압축비 변경에 따른 연소 및 배기특성을 분석하기 위하여 대형 천연가스엔진에서 자주 운전되는 영역인 1,260rpm, 1,150Nm의 전부하 운전조건에서 실험을 수행하였다. 각각의 공기과잉율 조건에서 점화시기를 변경하여 최대 열효율을 나타내는 점화시기를 찾아 비교하였다. 최대효율을 나타내는 공기과잉율 조건에서의 비교를 위해 공기과잉율은 1.3부터 0.1씩 증가시키며 실험을 수행하였다. 엔진이 충분히 예열된 상태에서 진행하였으며 모든 운전조건에서 엔진냉각수온도(82.5 ± 2.5°C)와 흡입공기온도(40 ± 2.5°C)를 유지할 수 있는 수온 조절 시스템과 인터쿨러를 구성하였다.

이전의 연구결과를 통해 체적비 30%의 수소혼합비율의 HCNG 연료를 최적으로 판단하였으며, 본 연구에서도 HCNG 연료는 수소를 CNG와 체적비 30%로 혼합한 HCNG30 (CNG 70%, H₂ 30%)을 사용하였다.

3. 실험 결과

Fig. 2는 최대 열효율을 나타내는 점화시기조건에서 공기과잉율(λ)의 변화에 따른 CNG와 HCNG의 열효율을 비교한 결과이다. 각각의 연료 및 공기과잉율의 대한 영향을 기존의 운전조건과 비교하기 위해 ECU에 저장된 연소인자가 변경되지 않은 운전조건을 Base로 하여 그래프에 나타내었다. 여기서 주목할 점은 압축비가 10.5일 때는 CNG와 HCNG

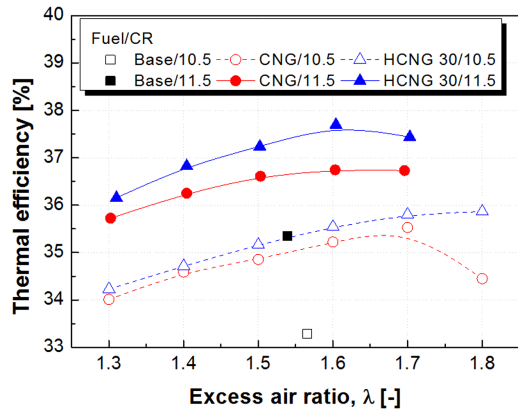


Fig. 2 Thermal efficiency versus excess air ratio with compression ratio change

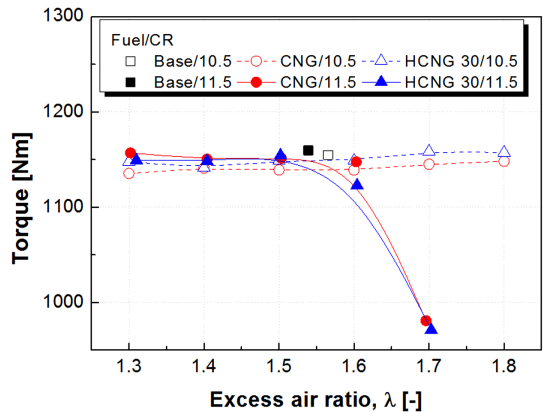


Fig. 3 Torque versus excess air ratio with compression ratio change

의 공기과잉율이 각각 1.7과 1.8인 조건에서 최대 열효율을 보였다, 압축비 11.5에서는 CNG와 HCNG30 모두 1.6의 공기과잉율 조건에서 최대 열효율을 나타낸 것이다. 이는 열효율 증가에 따른 배기에너지 감소에 의한 것으로 Fig. 3의 공기과잉율 변화에 따른 출력성능 결과에서 볼 수 있는 것과 같이 압축비가 낮은 경우 공기과잉율 1.8 조건에서도 엔진 제원상의 토크 값의 출력을 확인할 수 있다. 그러나 상대적으로 압축비가 증가하면 배기온도가 감소되고 희박연소에 필요한 잉여공기를 공급하는 터보차저의 터빈 구동을 위한 배기에너지가 감소하게 된다. 그 결과 공기과잉율 1.7 조건은 물론 HCNG의 경우 1.6의 공기과잉율 조건에서 제원상의 토크 값을 만족하지 못하는 결과를 나타내었다. 각각의 압축비와

연료에 대해서 최대 효율을 나타내는 조건을 기준으로 열효율 증대를 비교할 때, CNG의 경우 압축비 10.5, $\lambda = 1.7$ 조건대비 압축비 11.5, $\lambda = 1.6$ 조건에서 약 3.4%의 열효율 증가를 확인할 수 있다. HCNG의 경우 압축비 11.5, $\lambda = 1.6$ 조건에서 압축비 10.5, $\lambda = 1.8$ 조건에 비해 약 5.1% 높은 열효율을 나타내었다.

Fig. 4는 각각의 연료와 압축비 조건에서 공기과잉율의 변화에 따른 소모연료유량을 나타낸 것이다. 압축비가 증가함에 따라 각각의 연료에 대해서 연료유량이 감소한 것은 효율이 증가하였음을 뒷받침 하는 결과이며, HCNG의 경우 효율 증가폭이 크기 때문에 CNG에 비해 연료유량이 감소되는 폭이 큰 것을 볼 수 있다.⁹⁾ 상대적으로 높은 압축비 조건에서 1.7의 공기과잉율의 결과를 살펴보면 유량감소 폭에 비해 토크의 감소가 급격하게 나타나고 이것이 효율 감소의 원인으로 판단된다. 해당 운전조건에서 출력 토크 증가를 위해 소모연료유량을 증가시키게 되면 요구 부스트압력이 증가되지 않는 조건이기 때문에 혼합기가 농후하게 된다.

Fig. 5는 공기과잉율의 변화에 따른 NO_x 배출량의 변화를 나타낸 것이다. 희박연소의 효과에 의해 공기과잉율이 증가함에 따라 배출량이 감소되며, 압축비를 증가시켰을 때 동일한 공기과잉율 조건에서도 NO_x의 배출이 감소하는 것을 볼 수 있다. 급속연소가 일어나기 때문에 증가할 것으로 예상되었던 것과는 상반되는 결과이며 이는 Fig. 6에 나타난 것과 같이 최대 열효율을 나타내는 점화시기가 지각되었기 때문으로 판단된다. 상대적으로 낮은 압축

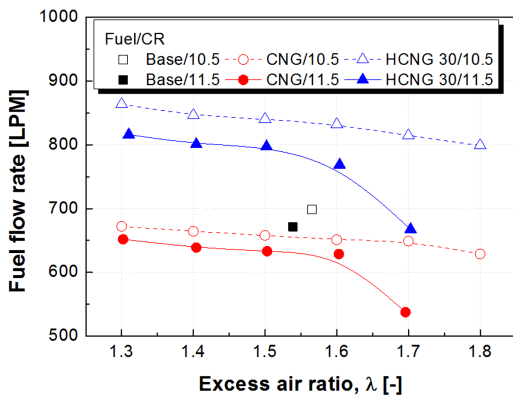


Fig. 4 Fuel flow rate versus excess air ratio with compression ratio change

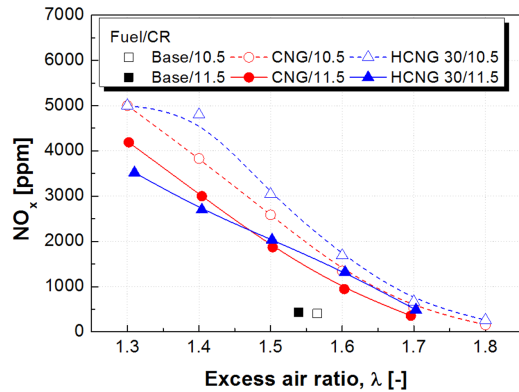


Fig. 5 NO_x emission versus excess air ratio with compression ratio change

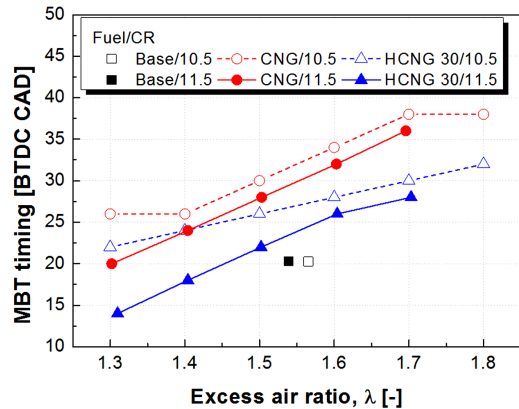


Fig. 6 MBT timing versus excess air ratio with compression ratio change

비에 비해 상사점 인근에서의 온도 및 압력의 상승이 크고 이에 따라서 화염전파 속도 또한 증가하기 때문에 최대 열효율을 나타내는 점화시기가 높은 압축비 조건에서 지각된 것으로 보인다. 상대적으로 농후한 혼합기 조건($\lambda < 1.5$)에서 CNG에 비해 HCNG의 경우 NO_x의 배출이 더 낮은 것은 CNG 연료의 경우 높은 압축비 조건에서 최대 열효율을 나타내는 점화시기의 지각 폭이 크지 않은 반면에 HCNG의 경우 혼합기가 농후할수록 지각 폭이 증가하여 나타나는 결과로 판단된다.

엔진의 연소실내의 연소 온도를 직접적으로 측정하는 것은 불가능하기 때문에, Table 2에 나타난 것과 같이 연소압력선도로부터 계산된 최대 연소온도와 NO_x 배출량을 비교하여 압축비 증가가 연소온도와 NO_x의 변화에 미치는 영향을 파악하였다. 최대

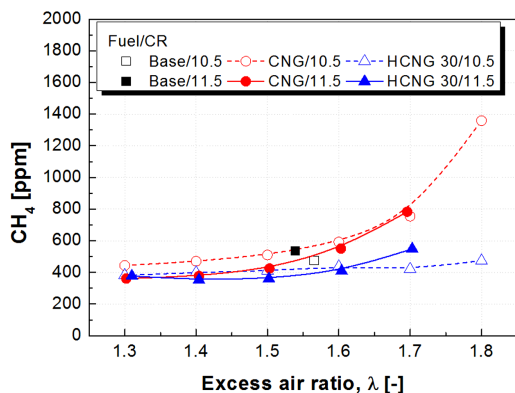


Fig. 7 CH₄ emission versus excess air ratio with compression ratio change

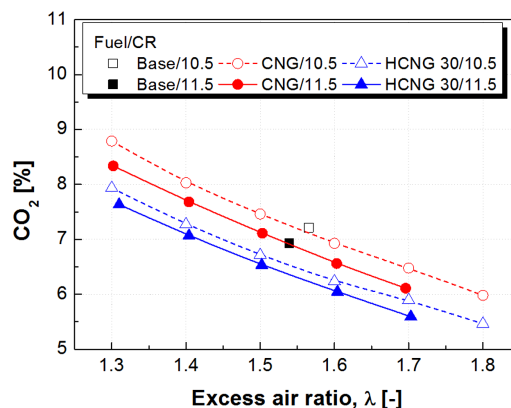


Fig. 8 CO₂ emission versus excess air ratio with compression ratio change

Table 2 Comparison of peak combustion temperature and NO_x emissions

Operating condition	Peak combustion temperature (K)	NO _x emission (ppm)
HCNG 30 / 10.5, λ = 1.6, BTDC 28 CAD	3716	1688
HCNG 30 / 11.5, λ = 1.6, BTDC 28 CAD	3775	1725
HCNG 30 / 11.5, λ = 1.6, BTDC 26 CAD	3264	1321

효율을 나타내는 점화시기가 2 CAD 정도 지각됨으로 인해서 약 400 ppm의 NO_x 배출저감을 얻을 수 있었다. 일반적으로 압축비의 증가와 함께 NO_x 배출 상승이 동반되기 때문에 효율개선의 효과가 반감될 것으로 예상되었으나, 배출가스 개선에도 긍정적인 영향을 기대할 수 있는 고무적인 결과임을 알 수 있다.

Fig. 7은 CH₄ 배출 변화를 보여주고 있으며 압축비가 증가되면 CH₄의 배출이 다소 감소된 것을 볼 수 있다. 열효율의 증가는 소모 연료유량의 감소를 의미하며, 결과적으로 미연탄화수소의 배출량의 변화에 영향을 미친 것으로 판단된다. 그러나 상대적으로 높은 압축비임에도 불구하고 1.7의 공기과잉율 조건에서 CH₄의 배출이 증가하는 것은 해당 운전조건이 열효율의 감소와 함께 연소안정성이 악화되었기 때문으로 보인다. 연소불안정은 소염영역에서의 불완전 연소의 가능성을 높이고 미연탄화수소 증가의 원인으로 작용한다.

Fig. 8은 CO₂ 배출량을 보여주는 그래프로서 공기과잉율의 증가 또는 압축비가 증가함에 따라 배출

량이 감소하는 경향을 보이고 있다. CO₂ 배출은 연료의 조성 과 연료소비량에 비례하여, 높은 압축비 조건에서 열효율의 향상은 CH₄의 배출과는 반대로 CO₂ 배출을 저감시키게 된다. 또한 HCNG 연료의 경우 CNG대비 높은 H/C 비율은 추가적인 CO₂ 저감의 원인으로 볼 수 있다.

토크결과를 나타내는 Fig. 3에서 HCNG의 경우 공기과잉율 1.6 조건에서 최대 토크 값이 제원상의 토크값인 1,150 Nm 보다 약 2% 낮은 1,125 Nm로 제한되었다. 앞서 언급한 바와 같이 희박연소나 압축비 증가를 통하여 열효율이 향상되면 배기 에너지가 감소되어 터보차저의 과급성능 저하를 초래한다. 이러한 현상은 전부하 운전조건에서의 출력성능에 영향을 미치기 때문에 요구 성능에 맞는 터보차저로의 변경 또는 배기에너지 증가를 위한 대책이 요구된다.

점화시기의 지각은 NO_x 배출을 감소시킴과 동시에 열효율 저하로 인해 배기 에너지가 증가되는 효과가 있다. 상기의 결과에서 각각의 운전조건에 대한 비교는 최대 열효율을 나타내는 점화시기를 기준으로 하였으나, 희박한 혼합기 조건에서는 제원상의 토크를 만족하지 못하기 때문에 최적점화시기인 MBT(Minimum advance for Best Torque) 점화시기로 보기 어렵다. Fig. 9는 HCNG엔진의 11.5 압축비조건에서 최대 열효율값을 나타내는 1.6의 공기과잉율 운전조건에서 점화시기의 변화에 따른 열효율과 토크 변화를 보여주고 있다. 점화시기가 지각

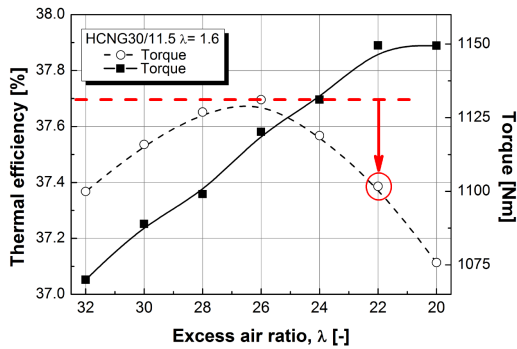


Fig. 9 Effect of spark ignition timing retard on torque and thermal efficiency

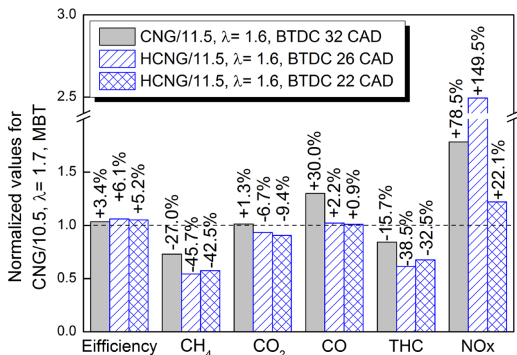


Fig. 10 Comparison of combustion and emission with compression ratio change and various operating strategies

됨에 따라 토크가 증가함을 볼 수 있으며 최대 열효율 점화시기인 BTDC 26 CAD에서 BTDC 22 CAD로 지각시키면 효율은 0.3% 감소하지만 1,150Nm의 토크성능을 만족시킬 수 있다. 따라서 엔진의 제원 만족을 위해서는 열효율이 약간 감소되더라도 지각된 점화시기에서 운전되어야 하며, 본 연구의 운전조건에서는 제원상의 토크를 만족하는 BTDC 22 CAD 조건을 MBT 점화시기로 볼 수 있다.

상기와 같은 운전조건에서의 성능 및 배출가스 특성을 다른 운전조건과 비교하기 위해 Fig. 10에 CNG 엔진의 10.5 압축비 및 최대 열효율 조건($\lambda=1.7$, MBT)을 기준으로 다른 운전조건을 정규화하여 나타내었다. 정규화 된 운전조건은 압축비 11.5에서 최대효율을 가지는 CNG/11.5, $\lambda=1.6$, BTDC 32 CAD (①)와 HCNG/11.5, $\lambda=1.6$, BTDC 26 CAD (②)이며 점화시기 지각을 통하여 토크성능을 만족시킨 HCNG/11.5, $\lambda=1.6$, BTDC 22 CAD (③)이다. 각각을

비교함으로써 HCNG 연료 사용 시 고압축비의 적용 타당성 검토가 가능하다.

운전 가능한 조건에서 최대효율을 발휘하는 조건인 ①, ②는 압축비 증가에 영향으로 열효율이 3.4%, 6.1% 증가하였다. 공기과잉율의 축소 및 연소온도의 증가로 NO_x의 배출이 급격히 증가하고 CO의 배출이 다소 증가한 반면, 미연탄화수소의 배출은 감소하였다. 동일 압축비 조건에서 HCNG 연료를 사용하였을 때 열효율이 증가하고 NO_x를 제외한 배출 가스는 감소되었다. 일정한 공기과잉율 조건에서 수소의 첨가는 단일화염온도를 상승시키기 때문에 NO_x 배출량이 2배에 가깝게 증가하였다. 제원상의 토크를 만족하는 ③의 운전조건은 NO_x와 CO의 배출이 압축비를 변경하지 않은 CNG 엔진의 경우와 비슷한 수준을 유지하면서 탄화수소계열의 배출 가스는 약 30% 정도 감소되었다. HCNG 엔진에서 압축비를 증가하여 최대 열효율의 공기과잉율 조건에서 기존의 CNG 대비 약 5.2%의 열효율 증가와 함께 미연탄화수소의 배출을 저감할 수 있었다.

4. 결론

본 연구에서는 천연가스 엔진에 CNG와 HCNG 연료를 공급하여 압축비 변화에 따른 성능 및 배기 특성을 살펴보았다.

- 1) 압축비가 증가되면 CNG와 HCNG 엔진의 열효율 증가는 각각 최대 열효율을 나타내는 조건을 기준으로 하여 약 3.4%와 약 5.1% 정도로 나타났으며, 높은 압축비 조건에서 배기에너지의 감소로 인해 최대 열효율을 나타내는 공기과잉율 조건이 1.6으로 감소되었다.
- 2) 높은 압축비 조건에서 최대 열효율을 나타내는 점화시기가 지각되기 때문에 일정한 공기과잉율 조건에서 NO_x와 CH₄의 배출은 기존 압축비 대비 감소되었다.
- 3) 점화시기 지각 전략을 이용하면 4 CAD의 점화시기 지각을 통해 0.3%의 열효율이 감소되는 반면, 제원상의 출력을 만족할 수 있었다.
- 4) 압축비 증가 및 점화시기 지각을 이용하여 CNG 엔진의 기존 압축비에서 최대 열효율을 나타내는 운전조건 대비 약 5.2%의 열효율 증가와

32.5%의 미연탄화수소 배출 저감이 가능하였으나, NO_x의 배출은 22% 증가하였다.

후 기

본 연구는 친환경자동차기술개발사업단의 “EURO-6 대응 시내버스용 수소-천연가스 혼합연료(HCNG) 엔진 개발” 과제 일환으로 수행되었으며, 이에 감사의 뜻을 표합니다.

References

- 1) M. Ball and M. Wietschel, “The Future of Hydrogen-opportunities and Challenges,” International Journal of Hydrogen Energy, Vol.34, Issue 2, pp.615-627, 2009.
- 2) S. Shayegan, D. Hart, P. Pearson and D. Joffe, “Analysis of the Cost of Hydrogen Infrastructure for Buses in London,” Journal of Power Sources, Vol.157, Issue 2, pp.862-874, 2006.
- 3) M. Bysveen, “Engine Characteristics of Emissions and Performance using Mixture of Natural Gas and Hydrogen,” Energy, Vol.32, Issue 4, pp.482-489, 2007.
- 4) C. W. Park, C. G. Kim, Y. Choi, S. Y. Won and S. Y. Lee, “A Study on the NO_x Emission Characteristics of HCNG Engine,” Transactions of KSAE, Vol.19, No.4, pp.78-83, 2011.
- 5) C. G. Bauer and T. W. Forest, “Effect of Hydrogen Addition on the Performance of Methan-fueled Vehicle,” International Journal of Hydrogen Energy, Vol.26, Issue 1, pp.55-70, 2001.
- 6) J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, New York, 1988.
- 7) X. Wang, H. Zhang, B. Yao, Y. Lei, X. Sun, D. Wang and Y. Ge, “Experimental Study on Factors Affecting Lean Combustion Limit of SI Engine Fueled with Compressed Natural Gas and Hydrogen Blends,” Energy, Vol.38, Issue 1, pp.58-65, 2012.
- 8) O. Badr, N. Alsayed and M. Manaf, “A Parametric Study on the Lean Misfiring and Knocking Limis of Gas-fueled Spark Ignition Engine,” Applied Thermal Engineering, Vol.18, Issue 7, pp.579-594, 1998.
- 9) R. C. Costa and J. R. Sodre, “Compression Ratio Effects on an EthalnoI/Gasoline Fuelled Engine Performance,” Applied Thermal Engineering Vol.32, Issues 2-3, pp.278-283, 2011.