

압축비 변화가 수소-천연가스 엔진의 배기특성에 미치는 영향

이성원* · 임기훈** · 박철웅** · 최 영* · 김창기*

* 한국기계연구원, ** 과학기술연합대학원대학교 환경에너지기계공학과

Effect of Compression Ratio Change on Emission Characteristics of HCNG Engine

Sung Won Lee*, Gi Hun Lim**, Cheol Woong Park** Young Choi* and Chang Gi Kim*

* Korea Institute of Machinery and Materials,

** Dept. of Environment & Energy Mechanical Engineering, University of Science and Technology

(Received October 16, 2012 ; Revised February 14, 2013 ; Accepted February 15, 2013)

Key Words: Compression Ratio(압축비), Hydrogen Natural Gas Blend(HCNG)(수소-천연가스 혼합연료), Emission Characteristics(배기특성), Heat Release Ratio(열방출률), Excess Air Ratio(공기과잉률)

초록: 본 연구에서는 천연가스 70%, 수소 30%의 조성비를 가진 HCNG연료와 천연가스를 각각 대형천연가스엔진에 공급하여 실험을 수행하였다. 고압축비의 수소-천연가스(HCNG)엔진의 배기특성을 살펴보기 위하여 부분부하조건에서 공기과잉률 변화에 따른 각 연료의 배출가스를 분석하였다. 실험결과 압축비가 증가함에 따라 열효율이 향상되었으며 그로인해 CO₂ 배출량은 감소하였다. 낮은 배기가스온도에 의하여 산화가 활발히 이루어지 못해 CO의 배출량이 증가하였다. 동일한 공기과잉률에서 압축비가 증가하면 NO_x의 배출량이 증가하였다. 하지만 λ=1.9이상의 영역에서는 MBT 점화시기가 동일해지기 때문에 압축비의 영향을 받지 않았다.

Abstract: This study focused on a heavy-duty natural gas engine fuelled with HCNG (CNG: 70 vol%, hydrogen: 30 vol%) and CNG. To study the emission characteristics of an HCNG engine with high compression ratio, the exhaust gas of CNG and HCNG fuel were analyzed in relation to the change in the compression ratio at the half load condition. The results showed that the thermal efficiency improved with an increase in the compression ratio. Consequently, CO₂ emission decreased. CO emission increased with inefficient oxidation due to the low exhaust gas temperature. NO_x emission with high compression ratio was increased at the same excess air ratio condition. However, NO_x emission was not affected by a compression ratio exceeding λ = 1.9 because of the same MBT timing.

1. 서 론

자동차에서 배출되는 배기가스에 의한 환경문제와 고유가 시대를 대비하기 위하여 수소를 포함한 가스연료의 이용기술이 주목받고 있다. 천연가스는 탄화수소계 연료 중 탄소 성분이 가장 적은 연료로써 기존의 주 에너지원인 가솔린 및 디젤에 비하여 미연화탄소등의 유해배기가스를 저감할 수 있는 장점을 가지고 있다. 하지만 낮은 연소속도와 좁은 가연한계에 의하여 희박운전 영역에서 연소가 불안정해지고 유해배기가스가

증가하여 강화되고 있는 배기가스 규제를 만족시키기가 어려운 실정이다.^(1,2)

수소는 이론적으로 유해배기가스의 배출이 없는 청정연료로 알려져 있으며 빠른 연소 속도, 넓은 가연한계, 낮은 점화 에너지, 짧은 소염거리 및 높은 단열화염온도 등의 연소특성을 가지고 있다. 이러한 연소특성에 의하여 수소는 초희박 연소를 가능하게 하고 높은 효율과 출력 및 저배기를 실현시킬 수 있는 장점을 가지고 있다. 하지만 공급, 저장시설을 포함한 사회적 인프라와 안전상의 문제 및 검증 부족으로 원활한 활용이 어려운 실정이다.^(3,4)

천연가스-수소 혼합연료(HCNG) 엔진은 천연가스에 수소를 첨가한 연료를 사용하는 엔진으로써 수소의 연소특성에 의하여 천연가스만을 공급하여 사용

† Corresponding Author, cwpark@kimm.re.kr

하였을 경우보다 연소안정성이 향상되며 희박한계가 확장시킬 수 있고 유해배기가스 저감이 가능하다. 특히 희박운전조건에서의 최적화를 통하여 질소산화물을 저감시킬 수 있는 장점을 가지고 있다.⁽⁵⁻⁷⁾

엔진의 압축비를 증가시키면 엔진의 열효율이 증가하는 장점을 가지고 있다. 하지만 혼합기의 초기온도가 상승하여 화염전과 속도가 빨라지기 때문에 연소기간이 짧아진다. 또한 연소 최고압력이 증가하여 연소최고온도가 상승되기 때문에 질소산화물의 배출량이 많아지고 노킹과 같은 이상연소를 발생시키게 된다. 수소를 사용하는 HCNG 엔진에서도 압축비의 증가에 의한 열효율 향상을 기대할 수 있으나, 수소는 높은 화염온도에 의하여 노킹이나 역화 발생확률을 증가시키기 때문에 엔진의 특성을 고려한 최적 압축비의 선정과 성능 및 배기가스 평가가 필요하다.^(8,9)

이에 본 연구에서는 압축비를 변화시킨 천연가스 엔진에 CNG와 수소를 체적비 30%로 혼합한 HCNG 연료와 기존의 CNG 연료를 공급하여 압축비가 연소 및 배출가스 특성에 미치는 영향을 살펴보았다. 엔진의 운전조건에 따른 배기특성을 비교하여 압축비 선정 및 효과에 대하여 검토하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

본 연구에서는 압축비가 변화하였을 때 엔진의

배기특성을 평가하기 위하여 시내버스용 11L급 6기통 천연가스엔진을 설치하여 실험을 수행하였다. 엔진의 제원은 Table 1과 같으며 대상이 되는 천연가스엔진은 대형디젤엔진을 기반으로 하고 있기 때문에 기존 엔진의 압축비인 10.5에서 11.5로 증가시키기 위하여 피스톤 보울의 깊이를 감소시키는 방법을 이용하였다. 11.5의 압축비에 해당하는 피스톤은 보울 깊이가 32.1mm에서 27.9mm로 감소하였다.

Fig. 1은 실험장치의 전체적인 구성을 보여주고 있으며 HCNG를 사용하기 위하여 기존의 천연가스엔진을 기초로 하여 수소를 공급할 수 있는 시스템을 구성 하였다. 천연가스는 실제 엔진에서 사용되는 연료공급시스템을 사용하였으며 약 20 MPa로 충전된 고압연료용기로부터 레귤레이터 전단으로 공급되며, 레귤레이터를 통하여 0.7 MPa로 감압된다. 열교환기를 설치하여 감압된 연료의 팽창에 의한 냉각을 방지하였으며 이때의 온도는 40°C로 제어하였다. 레귤레이터와 열교환기를 거친 연료는 믹서를 통하여 흡기매니폴드로 공급된다. 이때 연료유량은 Mass flow meter를 통하여 측정되며 연료유량은 8개의 인젝터가 하나의 모듈을 구성하고 있는 Fuel Metering valve에 의해 제어된다. HCNG를 모사하기 위한 수소공급은 12 MPa로 충전된 고압수소가스용기를 통하여 이루어지며 체적이 큰 수소의 안정적인 공급을 위하여 여러 개의 용기를 병렬로 연결하였다. 수

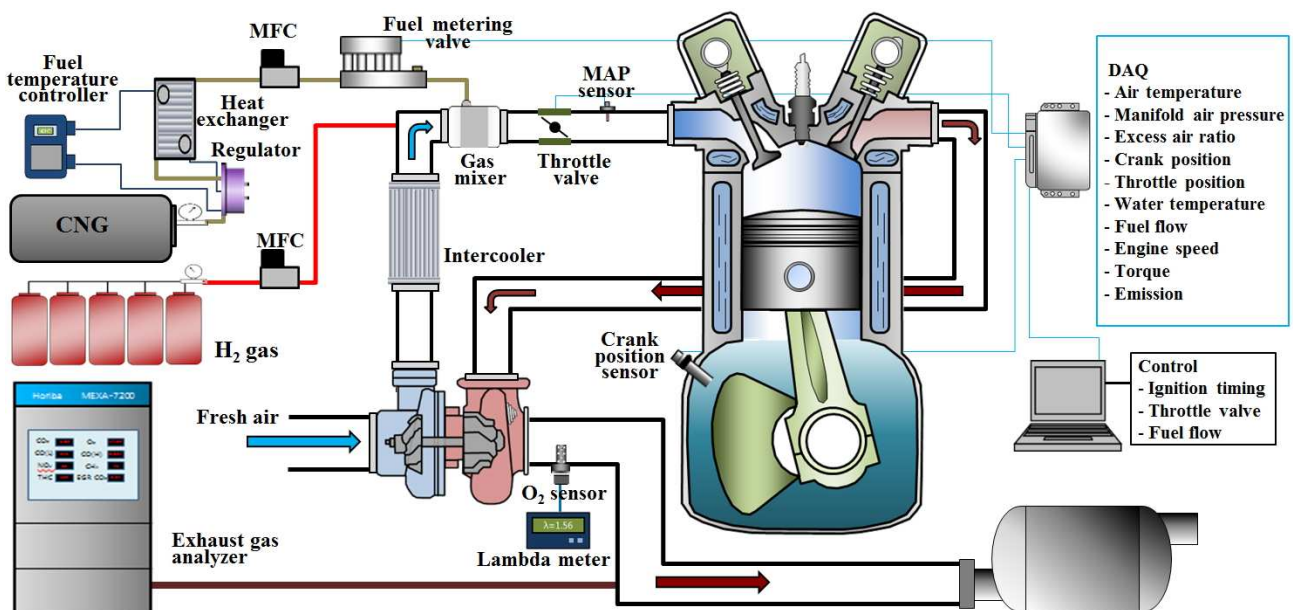


Fig. 1 Schematic diagram of test setup

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	222kW / 2,100rpm
Max. Torque	1,150Nm / 1,260rpm
Type of ignition	Spark ignition
Type of injection	Single point injection
Type of turbocharger	Waste gate

소의 공급유량은 Mass flow controller를 이용하여 제어하였으며 믹서전단에 공급되어 흡입공기와 혼합된 후 흡기매니폴드로 공급되도록 하였다. EMS(Engine management system)를 이용하여 스로틀 개도, 점화시기 및 체적효율을 제어하였으며 와전류식 동력계(Schenck co.)를 이용하여 엔진의 회전수 및 부하 등의 운전조건을 설정하고 모니터링 하였다. 연소해석을 위한 실린더내 연소압력 측정은 점화플러그형 압력센서와 연소해석기(DEWETRON co., DEWE800)를 사용하여 데이터를 취득하였다. 공연비 측정은 LA4 lambda meter(ETAS co.)를 이용하였고 배출가스분석기(AVL co., AMA i60)를 통하여 주요배출가스인 CO, THC 및 NO_x 등의 배출량을 측정하였다.

2.2 실험 조건 및 방법

천연가스엔진에서 자주 운전되는 운전조건인 1260 rpm, 575 Nm의 부분부하 운전조건에서 실험을 수행하였다. 각각의 공기과잉률 조건에서 점화시기를 변경하여 최대 열효율을 나타내는 MBT(Minimum advance for Best Torque) 점화시기를 찾아 비교하였다. 최대효율을 나타내는 공기과잉률 조건에서의 비교를 위해 공기과잉률은 1.3부터 0.1씩 증가시키며 실험을 수행하였다. 모든 운전조건에서의 실험 및 데이터 취득은 엔진이 충분히 예열된 상태에서 진행하였으며 엔진냉각수온도(82.5 ± 2.5 °C)와 흡입공기온도(40 ± 2.5 °C)를 유지할 수 있는 수온 조절 시스템과 인터쿨러를 구성하였다.

이전 연구결과로부터 HCNG 연료의 적용 시

체적비 30%의 수소혼합비율이 최적 혼합비율임을 확인하였으며, 이에 본 실험에서는 수소를 천연가스와 체적비 30%로 혼합한 연료를 사용하여 압축비 변화에 따른 배출가스 특성을 관찰하였다.⁽¹⁰⁾

3. 실험 결과

Fig. 2는 MBT 점화시기 조건에서 압축비가 변화하였을 때 CNG 및 HCNG의 열효율을 비교한 결과로써 공기과잉률 변화에 따라 보여주고 있다. HCNG/10.5의 운전조건은 CNG/10.5대비 열효율 증가율이 1.8% 정도로 나타났다. 하지만 압축비가 증가하였을 때 열효율의 평균 증가율은 CNG/10.5와 CNG/11.5의 차이는 2.1%정도로 10.5 압축비에서 CNG와 HCNG를 비교했을 때의 1.8%의 증가율 보다 높은 경향을 보이고 있다. 특히 압축비가 증가되고 HCNG 연료를 사용했을 때인 HCNG/11.5의 운전조건에서의 열효율은 CNG/10.5 대비 평균 4.3% 증가율을 보이고 있다. HCNG엔진에서 압축비를 증가시키면 압축비 변화 전 대비 열효율 증가율이 2배 이상 상승했음을 확인할 수 있다.

압축비가 10.5일 때 최대효율을 발휘하는 공기과잉률조건은 CNG의 경우 1.6, HCNG의 경우 1.9로 확인되었으며 이는 압축비가 11.5로 증가하더라도 동일한 경향을 보였다.

Fig. 3은 압축비 변화에 따른 MBT 점화시기의 변화를 나타낸 것이다. 일반적으로 압축비가 증가하면 혼합기의 초기온도가 상승하여 급속연소가 이루어지고 연소기간이 짧아지게 되어 MBT가 지각될 것으로 예상하였으나 압축비가 변경되더라도 유사한 결과를 보였다.

이는 Fig. 4와 Fig. 5의 열방출률 및 누적열방출 결과에서 원인을 찾을 수 있다. Fig. 4는 공기과잉률 1.9 조건에서 압축비에 따른 열방출률을 나타낸 것이다. 압축비가 11.5로 증가하더라도 증가폭이 크지 않기 때문에 점화지연시간에 영향을 미치는 초기 열방출률 기울기에는 큰 차이를 보이지 않았고, 따라서 압축비 변화에 따른 MBT 점화시기에 영향을 미치지 않은 것으로 판단된다. 압축비 증가에 의한 연소속도의 변화는 TDC 부근의 최대 열방출률을 기준으로 확인할 수 있으며, 압축비가 높은 경우 연소기간에 의한 열방출률 곡선의 폭이 좁고 최대값은 높은 것을 확인

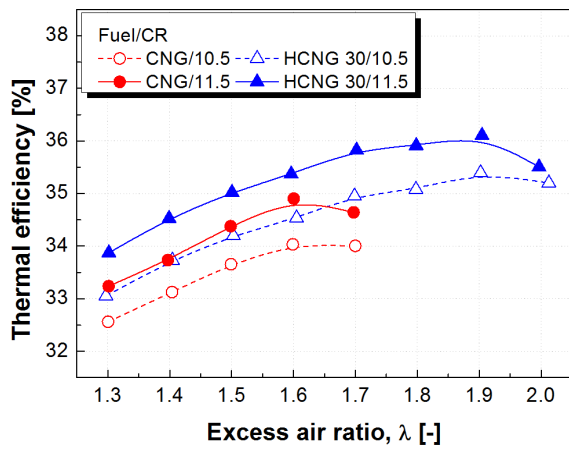


Fig. 2 Thermal efficiency according to excess air ratio with each fuel/CR

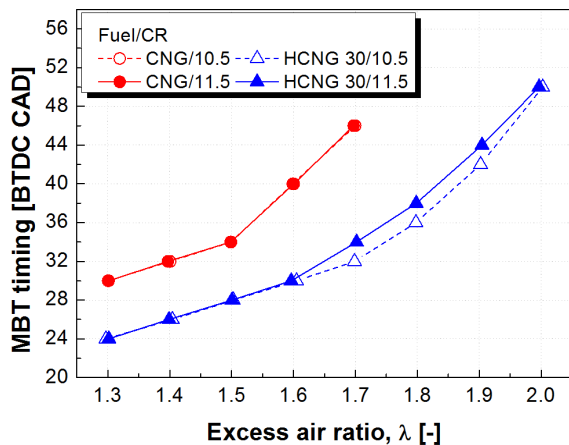


Fig. 3 MBT timing according to excess air ratio with each fuel/CR

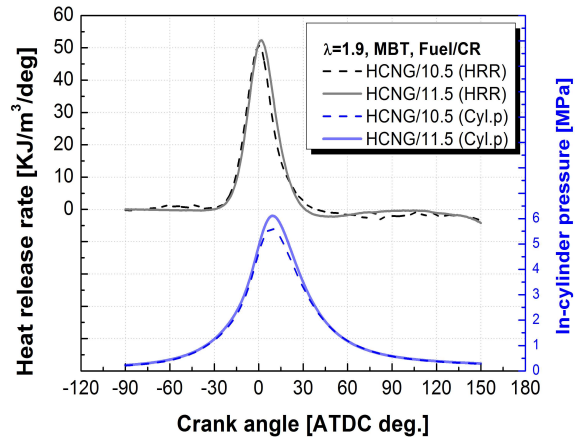


Fig. 4 Heat release rate and in-cylinder pressure according to crank angle (operating condition $\lambda=1.9$, MBT)

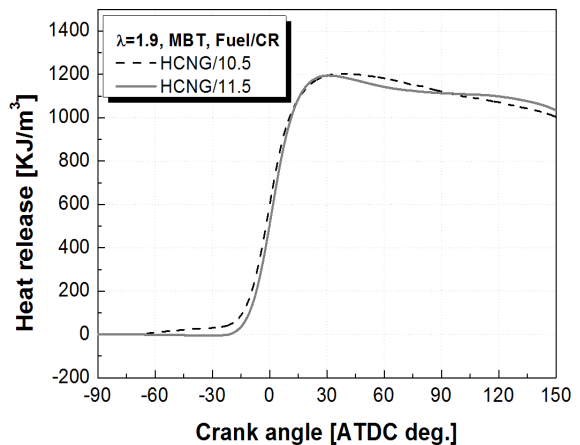


Fig. 5 Heat release according to crank angle (operating condition $\lambda=1.9$, MBT)

할 수 있다. Fig. 5의 누적 열방출량을 살펴보면 상대적으로 높은 압축비의 경우 높은 효율로 인해 최대 열방출량이 낮고, 최대 열방출량을 나타내는 크랭크각도도 TDC에 가깝게 진각되어 있다. 최대열방출량 이후의 감소는 열손실에 의한 것으로 급속연소가 일어나는 고압축비 조건에서 열손실에 의한 열방출 감소폭이 작은 것을 확인할 수 있다.

Fig. 6과 Fig. 7은 각각 공기과잉률의 변화에 따른 연소압력 및 열방출률 선도를 나타낸 것이다. 공기과잉률이 증가하게 되면 흡입공기량이 증가되기 때문에 초기의 연소실 압력은 증가하는 반면, 연소속도는 감소되기 때문에 최대 연소실 압력값의 차이는 크지 않다. 열방출률은 연소속도의 감소와 함께 최대 열방출률 값이 감소되고 폭

이 증가하는 결과를 나타낸다

Fig. 8은 공기과잉률 변화에 따른 NO_x 배출량을 보여주고 있다. 공기과잉률이 증가함에 따라 연소온도가 감소하기 때문에 배출량이 감소하는 경향을 나타내고 있고 압축비가 증가하면 동일한 공기과잉률에서 NO_x의 배출량이 증가하는 것을 볼 수 있다. 압축비가 연소기간에 미치는 영향은 작지만 효율상승과 동반되는 연소 최고압력이 증가하였기 때문에 연소최고온도 역시 증가하게 된다. 따라서 동일한 운전조건에서 Fig.3에 나타난 것과 같이 점화시기의 변화가 없기 때문에 NO_x 배출은 증가하였고, 특히 상대적으로 농후한 영역인 $\lambda=1.5$ 이하 영역에서는 증가폭이 큰 것을 볼 수 있다. HCNG를 사용했을 경우 희박연소를 통하여 최적 공기과잉률이 1.6 조건인 CNG 대비

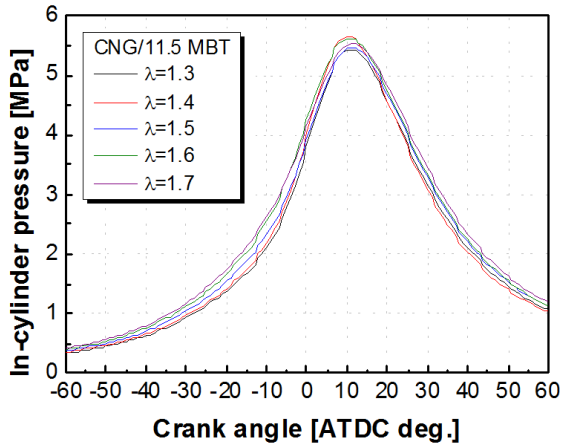


Fig. 6 In-cylinder pressure trace with different excess air ratio (CNG / 11.5 of compression ratio, MBT)

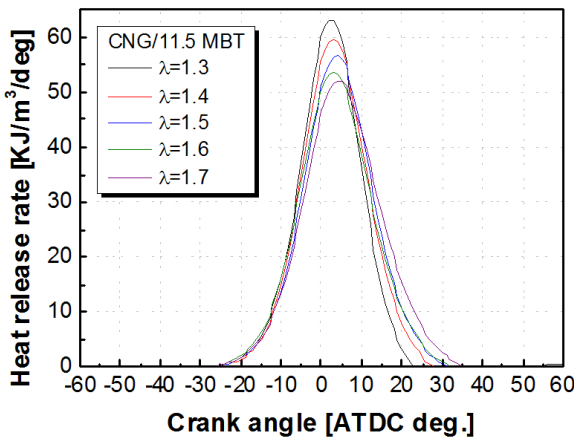


Fig. 7 Heat release rate trace with different excess air ratio (CNG / 11.5 of compression ratio, MBT)

80%이상의 저감효과를 나타냈으며, 특히 $\lambda=1.9$ 이상의 영역에서는 압축비 증가가 NO_x 배출량 증가에 큰 영향을 주지 않는 것을 볼 수 있다. Fig. 4에 나타난 것과 같이 열방출률의 차이가 크지 않고 배출량의 절대값의 수준이 매우 낮기 때문에 NO_x 배출값이 큰 차이를 보이지 않았다. $\lambda=2.0$ 이상의 매우 희박한 혼합기 조건에서는 열효율의 감소로 NO_x 의 생성이 두 압축비 조건에서 모두 감소되기 때문에 동일한 점화시기 조건에서 동등 수준의 NO_x 배출 결과를 보였다. 압축비 증가에 의한 열효율 상승효과와 NO_x 저감효과를 동시에 얻기 위해서는 $\lambda=1.9$ 이상의 희박한 혼합기 조건에서 안정적인 연소의 구현이 필요할 것으로 사료된다.

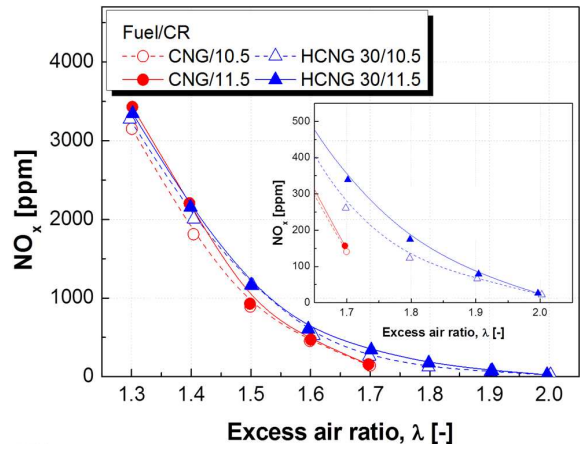


Fig. 8 NO_x emission according to excess air ratio with each fuel/CR

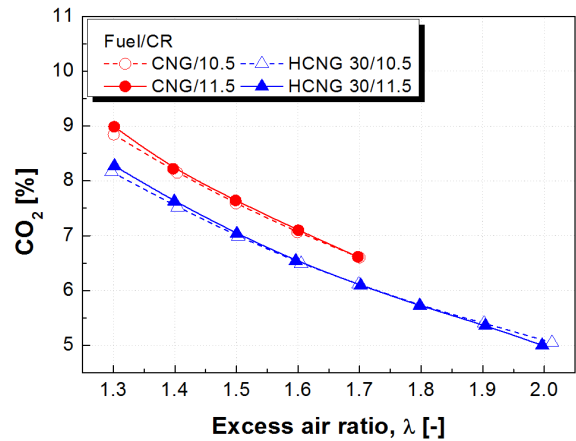


Fig. 9 CO_2 emission according to excess air ratio with each fuel/CR

Fig. 9는 공기과잉률에 따른 CO_2 배출 결과를 보여주고 있다. CO_2 배출은 연료를 이루는 조성비와 연료소비량에 비례한다. 압축비 증가에 의한 열효율 상승이 연료소비량을 감소시키기 때문에 CO_2 배출량이 감소하였다. HCNG를 사용했을 경우 CNG대비 H/C 비율이 높기 때문에 압축비 변화에 따른 감소량 대비 CO_2 배출량이 대폭 감소하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 10은 CO 배출량을 보여주고 있으며 동일한 공연비에서 압축비가 증가함에 따라 배출량이 증가하는 것을 볼 수 있다. Fig. 11의 THC 배출량이 역시 압축비가 증가함에 따라 배출량이 증가하는 동일한 경향을 보이고 있다. 이는 Fig. 12에 나타난 것과 같이 높은 열효율을 보이는 고압축비 조건에서

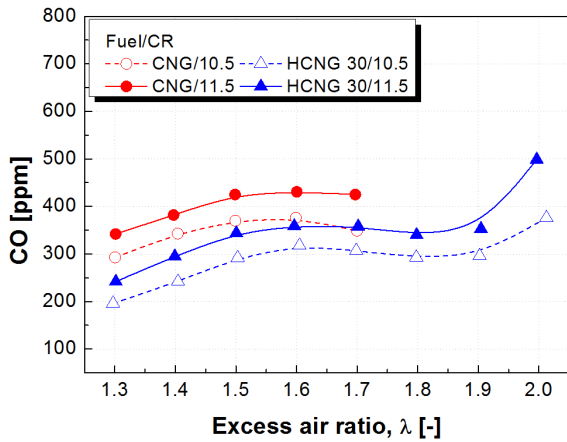


Fig. 10 CO emission according to excess air ratio with each fuel/CR

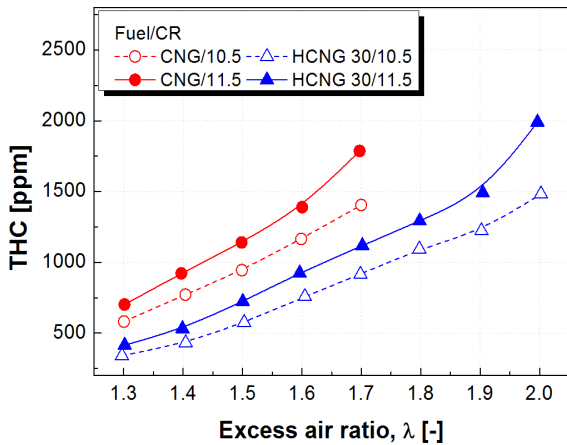


Fig. 11 THC emission according to excess air ratio with each fuel/CR

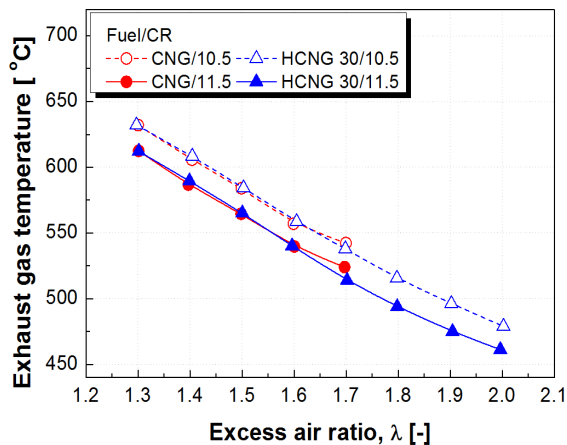


Fig. 12 Exhaust gas temperature according to excess air ratio with each fuel/CR

낮은 배기가스온도로 인해 CO 및 THC의 산화가 원활히 이루어지지 못했기 때문이라고 판단된다. 압

축비가 증가함에 따라 오일막(oil layer)과 소염층 및 틈새체적에 유입되는 미연 연료의 밀도 증가 또한 THC 배출량 증가의 원인으로 볼 수 있다. 그러나 일반적으로 CO와 THC의 경우 산화촉매에서의 전환효율을 매우 높기 때문에 대부분 저감될 것으로 사료된다.

4. 결론

본 연구에서는 압축비를 변화시킨 천연가스 엔진에 수소를 CNG와 체적비 30%로 혼합한 HCNG 연료와 기존의 CNG 연료를 공급하여 압축비가 연소 및 배출가스 특성에 미치는 영향을 살펴보았다.

(1) 압축비가 증가함에 따라 열효율은 평균 2% 증가하였으며 HCNG를 사용하였을 경우 CNG대비 4%이상의 열효율 증가 효과를 볼 수 있었다.

(2) 본 연구의 실험조건인 부분부하 운전영역에서는 압축비가 증가하더라도 MBT 점화시기는 유사한 결과를 보였으며, 이는 압축비 증가에 따른 연소속도 증가가 크지 않았기 때문으로 판단된다.

(3) 동일한 공기과잉률에서 압축비가 증가하면 NO_x의 배출이 증가하였으나, λ=1.9이상의 영역에서는 비슷한 수준을 나타내었다.

(4) 압축비가 증가하면 낮은 배기가스온도에 의하여 산화가 활발히 이루어지 않기 때문에 CO 및 THC의 배출량이 증가하였으며, 틈새체적에 유입되는 미연 연료의 밀도가 증가도 THC의 배출 증가의 원인으로 작용하였다.

후 기

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

참고문헌

- (1) Kim, C. U., Kim, C. G., Kim, S. S., Pang, H. S., Han, J. O. and Cho, Y. S., 1996, "A Study on the Performance Improvement for a Natural Gas Engine Under Lean Burn & WOT Condition," *Transaction of KSAE*, Vol. 4, No. 6, pp. 11~17.
- (2) Jahirui, M. I., Masjuki, H. H., Saidur, R., Kalam,

- M. A., Jayed, M. H. and Wazed, M. A., 2001, "Comparative Engine Performance and Emission Analysis of CNG and Gasoline in a Retrofitted Car Engine," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, pp. 2219~2226.
- (3) Ball, M. and Wietschel, M., 2009, "The Future of Hydrogen-Opportunities and Challenges," *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 34, pp. 615~627.
- (4) Shayegan, S., Hart, D., Pearson, P. and Joffe, D., 2006, "Analysis of the Cost of Hydrogen Infrastructure for Buses in London," *Journal of Power Sources*, Vol. 2, pp. 862~874.
- (5) Bysveen, M., 2007, "Engine Characteristics of Emissions and Performance Using Mixture of Natural Gas and Hydrogen," *Energy*, Vol. 32, pp. 482~489.
- (6) Bauer, C. G. and Forest, T. W., 2001, "Effect of Hydrogen Addition on the Performance of Methan-Fuled Vehicle," *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 26, pp. 55~70.
- (7) Park, C. W., Kim, C. G., Choi, Y., Won, S. Y. and Lee, S. Y., 2011, "A study on the NO_x Emission Characteristics of HCNG Engine," *Transaction of KSAE*, Vol. 19, No. 4, pp. 78~83.
- (8) Wang, X., Zhang, H., Yao, B., Lei, Y., Sun, X., Wang, D. and Ge, Y., 2012, "Experimental Study on Factors Affecting Lean Combustion Limit of SI Engine Fueled with Compressed Natural Gas and Hydrogen Blends," *Energy*, Vol. 38, No. 1, pp. 58~65.
- (9) Heywood, J. B., 1988, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill
- (10) Park, C. W., Kim, C. G., Choi, Y., Won, S. Y. and Moriyoshi, Y., 2011, "The Influences of Hydrogen on the Performance and Emission Characteristics of a Heavy Duty Natural Gas Engine," *International Journal of Hydrogen Energy*, Vol 36, No. 5, pp. 3739~3745.