

압축비와 수소첨가율에 따른 중형 수소-천연가스 기관의 제반 성능특성

김용태[†], 이종태^{*}

*성균관대학교 대학원, **성균관대학교 기계공학부

The Characteristics of Performance in the Medium Duty Hydrogen-CNG Fueled Engine with Compression Ratio and Rate of Hydrogen Addition

YONG T. Kim[†], JONG T. LEE^{*}

Grad. School of Sungkyunkwan Univ.

*School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan Univ.

300 Chunchundong Jangangu, Suwon, Gyeonggido, 440-746, Korea

ABSTRACT

Adding hydrogen gas in natural gas leads to stable combustion in internal combustion engine and its performances rely on compression ratio. To analyze the effects of compression ratio and rate of hydrogen addition on the engine performance, the characteristics of overall engine performance including emission were investigated by using the medium duty natural gas fueled engine. As results, it was found that compression ratio occurred knock was nearby compression ratio, $\varepsilon=14$ for the case that hydrogen was enriched in the natural gas fueled engine. But slight knock was occurred at $\varepsilon=14.7$ in the case of neat natural gas. Also HC and CO₂ were reduced around 80% and 20% respectively when the rate of hydrogen addition was increased to 50% and compression ratio from $\varepsilon=13$ to $\varepsilon=14.7$.

주요기술용어 : Medium duty CNG fueled engine(중형천연가스기관), Ultra lean condition(초희박운전조건), Rate of hydrogen addition(수소첨가율), Compression ratio(압축비)

1. 서 론

[†] Corresponding author : ytkim@katech.re.kr

천연가스에 수소가스를 첨가하는 경우에는 탄소성분이 감소되고 연소향상에 의한 고회박연소 실현으로 인하여 기존의 가솔린 및 디젤기관에 비하여 배기공해가 현저히 감소되는 장점이 있다. 또한 고회박에 의한 연소실내 가스온도의 저하로

인하여 고압축비가 가능하여 열효율이 증가되는 효과도 도모할 수 있다^{1~4)}.

주지의 사실과 마찬가지로 압축비를 증가시키면 열효율이 증가하나 연소 초기의 가스온도 증가와 수소 특유의 연소특성에 의해 역화 및 노크가 발생하므로 지속적인 압축비의 증가에는 한계가 있다. 그럼에도 불구하고 수소첨가율이 다른 경우, 압축비 변화에 대한 제반성능, 특히 중형 가스기관에 대해 해석한 것은 명확히 보고 되어있지 않다^{5~6)}.

본 연구에서는 수소-천연가스기관에서 노크한계 압축비를 결정하기 위한 초기단계로 중형 수소-천연가스기관을 발화운전 중 압축비를 변화시킬 수 있도록 가변압축비화하고, 이 기관을 사용하여 압축비와 수소첨가율의 변화에 따른 기관성능 및 배기특성을 해석하였다.

2. 실험 장치 및 방법

연구용 중형 수소-천연가스 기관을 발화운전중 압축비 변화가 가능하도록 개조한 가변압축비 H₂-CNG 단기통 기관의 실물사진을 Fig. 1에 나타낸다.

가변압축비 수소-천연가스기관의 압축비 변화 개념은 비교적 구조가 간단하고 발화운전 중에 압축비를 변화시켜도 연소실 형상이 변화하지 않는 실린더 블럭 이동방식을 채택하였다. 실린더 블럭 이동방식은 볼트와 너트의 상대운동을 기본 개념으로 하여 크랭크케이스를 고정시키고 실린더 블럭과 실린더 헤드를 움직임으로서 연소실 체적을 변화시킨다.

Fig. 2는 H₂-CNG 기관의 성능 해석을 위한 실험장치의 개략이다. 실험장치는 전술한 가변압축비 단기통 수소-천연가스기관과 혼합연료 공급계통, 흡기 및 배기계통, 냉각계통, 동력측정 장치와 기타 계측장치 등으로 구성된다.

수소-천연가스 연료는 고압으로 충전되어 있는 수소 및 천연가스 봄베로부터 1차 감압기에서 30bar로 감압된 후 각각의 천연가스, 수소 유량계

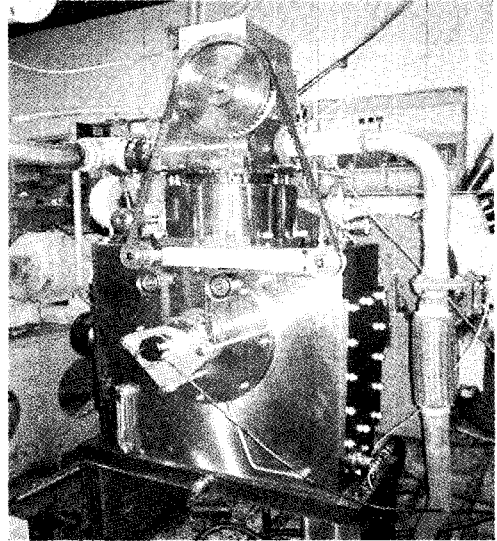


Fig. 1 Photography of test engine

를 거쳐 2차 감압기에서 4 bar로 감압되어 공급된다. 흡기관의 전방에는 맥동현상을 최소화하기 위해 약 200 l 용량의 서어지 탱크를 설치하였다. 흡입공기량은 서어지 탱크 상부에 설치된 laminar flow-meter로 측정하였다. 배기관 후방에는 램다센서와 배기가스 분석계를 설치하였다.

냉각수는 실린더 헤드와 실린더 블럭에 독립적으로 강제 순환된다. 기관의 연소실내에는 압력 측정을 위한 piezo 타입의 압력변환기를 배기포트 쪽으로 삽입하였다. 압력 신호는 charge amp에

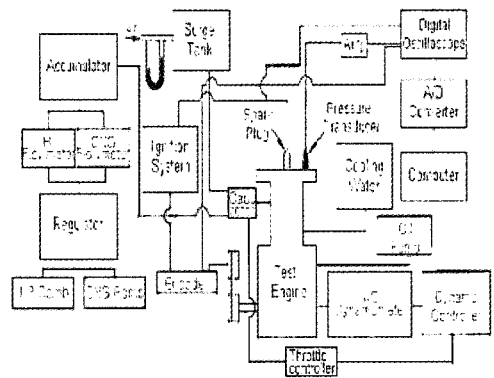


Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus

의해 증폭된 후, data recorder와 A/D 변환기가 내장된 컴퓨터로 입력되고 해석된다.

실험은 기관의 압축비와 수소첨가율을 단계별로 변화시켜 출력과 연소압력을 측정하는 것이다. 각 실험에서 기관회전수는 1400 rpm, 기관부하는 WOT, $\phi=0.7$, 점화시기는 MBT로 하였다.

수소 첨가율(R_{dH_2})은 식 (1)에서 나타난 바와 같이 전체 공급 연료량에 대한 수소가스 공급량의 체적비로 정의한다.

$$R_{dH_2} = \frac{V_{H_2}}{V_{H_2} + V_{CH_4}} \quad (\text{vol}\%) \quad (1)$$

3. 결과 및 고찰

3.1 수소첨가율 변화에 따른 성능 특성

Fig. 3은 수소-천연가스 기관의 실린더내 압력 경과를 수소첨가율의 변화에 대해 나타낸 것이다. 여기서 수소첨가율 0%는 천연가스 연료만으로 운전한 경우를 의미한다. 그리고 기관의 압축비는 수소연료를 희석하지 않았을 때 최대 토오크를 나타내는 압축비인 $\varepsilon=14.1$ 로 하였으며, 연료공기 당량비는 $\phi = 0.7$ 이다.

연소압력은 수소첨가율이 증가할수록 증가하며, 또한 연소에 의한 압력상승 후 최고 압력을 나타낼 때까지의 크랭크 각이 감소하는 것을 보여주고 있다. 이는 수소의 빠른 연소속도에 기인하여 수소첨가량이 증가할수록 최고압력에 도달할 때까지의 연소시간이 감소하는 것을 보이는 것이다.

Fig. 4는 상기의 실린더내 가스 압력값으로부터 구한 열발생율 선도이다. 수소첨가량이 증가할수록 연소초기의 열발생율 상승 구배가 현저해지며 팽창과정 중에는 수소를 첨가하지 않은 경우에 비해서 단위 시간당 열발생율의 감소 구배가 현저히 증가하는 것을 보여준다. 이는 수소 첨가로 인하여 혼합기의 초기연소성능을 향상시키

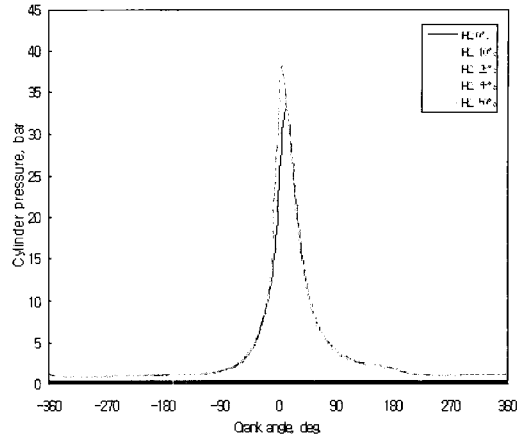


Fig. 3 Cylinder pressure curves for rate of hydrogen addition(R_{dH_2})

지만 수소의 큰 열전달 계수로 인하여 팽창과정 중의 열손실이 크게 되는 것에 의한 것으로 생각된다.

Fig. 5는 수소첨가율에 따른 토크와 체적효율을 나타낸 선도이다. 수소첨가율이 증가할수록 토크는 점진적으로 감소하는 경향이다. 이는 체적효율 선도에 나타난 바와 같이 수소첨가율 증가에 따라 수소연료의 큰 비체적으로 인한 흡입공기량의 감소에 의한 것으로 볼 수 있다.

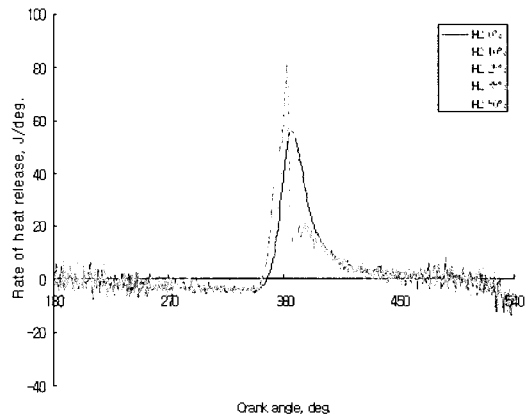


Fig. 4 Rate of heat release curves for rate of hydrogen addition(R_{dH_2})

Fig. 6은 수소첨가율에 대한 기관의 냉각손실과 열효율을 나타낸 것이다. 그림에 나타난 바와 같이 기관의 냉각손실은 수소첨가율이 증가할수록 증가하는 경향을 보이며, 특히 수소첨가율이 25% 이상에서 냉각손실이 현저히 증가하는 것을 보여준다. 한편 열효율은 수소첨가율이 20%까지 점진적으로 증가하다가 이후 감소하는 경향을 나타낸다. 이는 그림에서 보여주는 것과 같이 냉각손실이 수소첨가율 25% 이상부터 현저히 증가함에 따라 기관의 열효율이 감소하는 것으로 생각된다.

3.2 압축비 변화에 따른 성능특성

Fig. 7은 각 수소첨가율에 대해서 압축비 변화에 대한 체적효율을 나타낸 그림이다. 수소첨가율이 증가할수록 수소의 큰 비체적으로 인해 체적효율의 감소를 나타내지만 그 크기는 미미하므로 압축비 변화가 체적효율에 미치는 영향은 거의 무시할 정도라고 볼수 있다.

Fig. 8은 각각의 수소첨가율에 대해서 압축비 변화에 대한 냉각손실을 나타낸 것이다. 그림에 나타난 바와 같이 각 압축비에 대해서 수소첨가율이 증가할수록 냉각손실은 증가하는 경향을 보인다. 또한 각각의 수소첨가율에서 압축비를 증가

시킴에 따라 냉각손실도 증가하는 경향을 보여주고 있다. 특히 압축비 증가에 의한 것보다 수소첨가율 증가에 의한 냉각손실이 현저하다.

압축비 증가에 따른 냉각손실의 증가는 초기연소온도 상승에 기인하며, 수소첨가율 증가에 따라 냉각손실이 증가하는 것은 천연가스 연료에 비해 열전달계수가 큰 수소가스의 증가에 의한 것으로 볼 수 있다.

한편, 같은 수소첨가율에 대해서 압축비가 증가할수록 토크는 증가하다가 감소하는 경향을 나타내고 있다. 수소를 첨가하지 않은 경우와 수소 10% 첨가의 경우 각각 압축비 14.1과 14.4에서 최대 토크가 나타난 후 감소하는 경향을 나타내고 있으며, 그 이상의 수소첨가율에 대해서는 압축비 13.8에서 최대 토크를 나타냈다.

이와 같은 경향은 일반적으로 압축비가 증가할 때 출력이 점진적으로 증가하는 경향과 다른 현상을 보여주고 있으며, 이러한 현상을 파악하기 위해서 오실로스코프에 나타난 연소실내 압력선도 사진으로 분석을 하였다.

Fig. 10은 압축비가 $\epsilon=14.7$ 이고 수소첨가율이 각각 0%, 25%, 50%인 경우의 압력선도를 일례로 나타낸 것이다.

천연가스만으로 운전한 경우 즉, 수소첨가율이

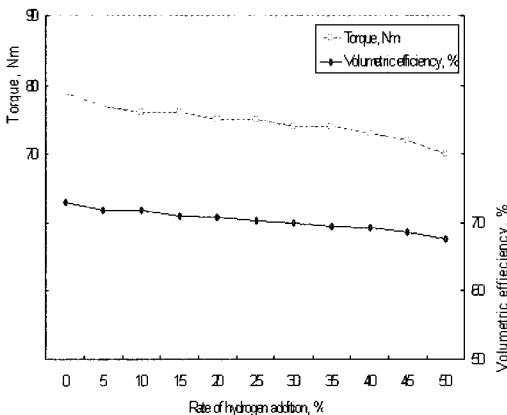


Fig. 5 Torque and volumetric efficiency curves for rate of hydrogen addition(R_{dH_2})

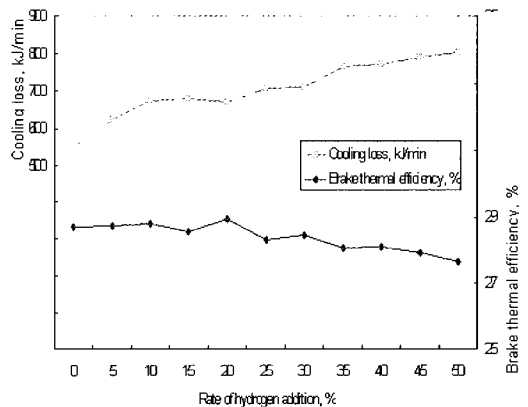


Fig. 6 Cooling loss and brake thermal efficiency curves for rate of hydrogen addition(R_{dH_2})

0%인 Fig. 10의 (a)는 발생 부근에서 정상적인 운전에 무리가 없을 정도의 아주 미소한 압력진동 현상이 관찰된다. 그러나 수소첨가율을 증가시키기에 따라 압력진동현상이 점차 증가되어 Fig. 10의 (b)의 수소첨가율 25%인 경우 최고압력부근의 압력진동현상은 현저해지고, 수소첨가율을 증가시켜 50% 정도가 되면(Fig. 10의 (c)) 기관에 무리가 있을 정도의 큰 소음을 수반하고 압력진동이 최고압력부근부터 팽창과정의 중반까지 나타나는 heavy knock성의 압력진동파형이 관찰되었다.

가스의 음속 w 는 가스의 미소한 압력변동

$$\omega = \sqrt{(kRT)}$$

로 표시된다. 수소가스는 비열비 k , 가스상수 R 및 단열화염온도 T 가 높아 연소시의 음속은 천연가스의 경우보다 현저히 증가된다.

이로 인해 수소첨가율을 증가시키면 연소시의 음속이 점차 증가되어 압력진동폭과 진동수가 현저히 증가하는 것으로 생각된다.

상기와 같은 것을 고려하면 이보다 낮은 압축비에서도 수소를 첨가하면 노크파형이 관찰될 것으로 예측된다. 이는 Fig. 11에 나타난 바와 같이 압축비 $\epsilon=14.4$ 의 경우 수소첨가율 35%에서 medium 정도의 압력진동 현상이 발생되고 있는 것으로부터 확인된다. 따라서 이보다 낮은 압축비에서도 slight한 압력진동현상이 발생할 가능성이

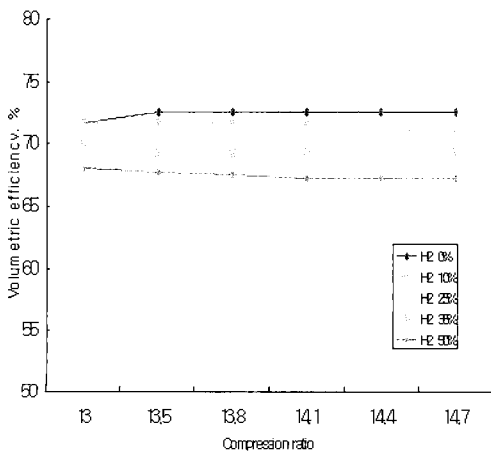


Fig. 7 Volumetric efficiency for compression ratio

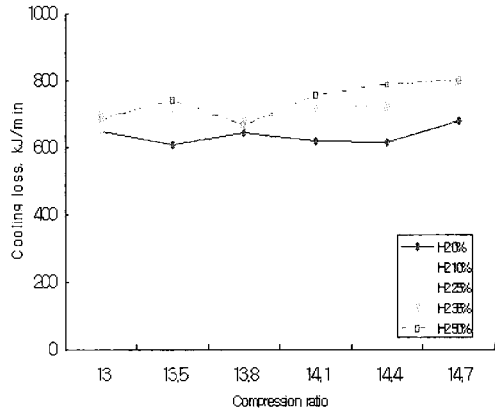


Fig. 8 Cooling loss curves for compression ratio

높은 것으로 생각된다.

3.3 기관의 배기특성

Fig. 12는 압축비 변화에 따른 각각의 수소첨가율에 대해서 배출가스 특성을 나타낸 것이다.

Fig. 12의 (a)는 각 압축비에 대해서 수소를 첨가하지 않은 경우와 수소를 첨가한 경우의 HC 배출의 평균값을 나타낸 것이다. 수소를 첨가했을 때 HC 배출량은 현저히 감소하며, 압축비 증가에 따라 약간 증가하는 경향이나 그 크기는 그리 크지 않은 것으로 볼 수 있다. 각각의 압축비에 대해 수소를 첨가하는데 따른 HC의 배출량 감소

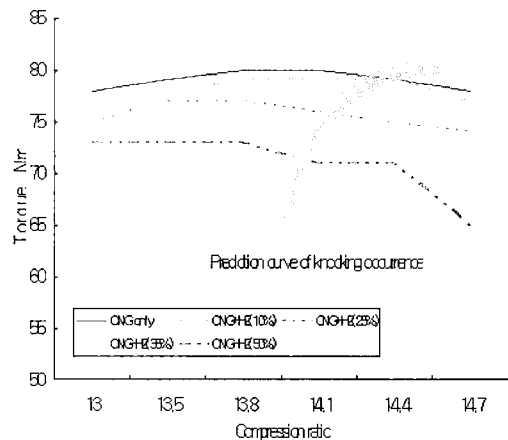


Fig. 9 Torque with compression ratio and prediction curve of knocking occurrence

치는 최대 81.8%정도이며, 평균 77.7% 정도 감소하는 것이 보여졌다.

Fig. 12의 (b)는 압축비 변화에 대해 CO₂ 배출

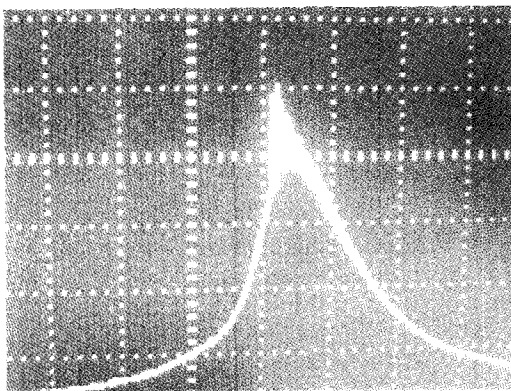
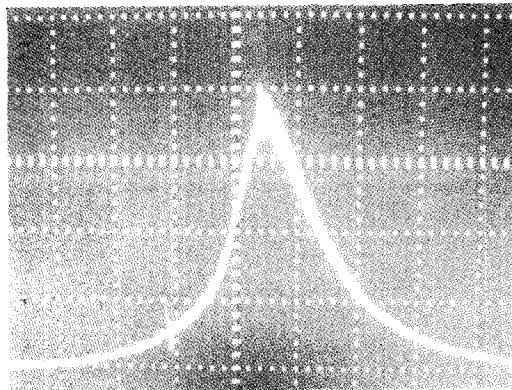
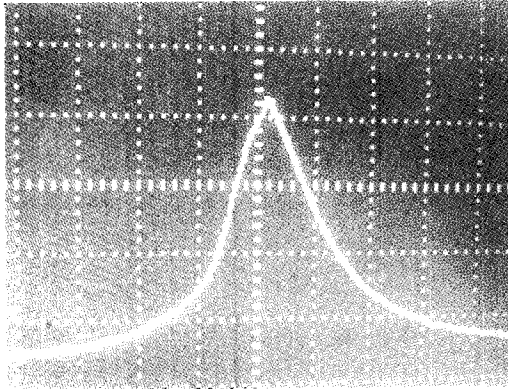


Fig. 10 Cylinder pressure curves at $\epsilon = 14.7$ in the case of each H₂ addition rate

의 평균값을 나타낸 것으로 수소를 첨가한 경우 평균 6.1% 정도 감소하는 경향을 나타낸다. 압축비 증가에 따라서는 CO₂ 배출량은 전반적으로 감소하는 경향이며, 압축비가 13.5까지 수소가스를 첨가한 경우와 하지 않은 경우와 거의 유사한 것을 보이고 있다. 그러나 이보다 압축비를 약간 증가시키면 평균 20%정도나 큰 폭으로 감소하는 경향을 보이고 있다. 수소를 첨가할 경우 HC와 CO₂ 배출가스의 저감은 수소가 근본적으로 탄소성분을 함유하지 않은데 기인하며 압축비 증가에 따른 감소는 팽창과정중의 실린더내 가스온도상승에 의한 것이라 생각된다.

Fig. 12의 (c)는 압축비 변화에 대한 NO_x 배출량을 나타내고 있다. 수소첨가의 경우 평균 42% 정도 NO_x 배출이 증가하였다. 이는 수소의 단열 화염온도가 천연가스에 비해 높아 연소시 상대적으로 높은 고온의 연소분위기에서 NO_x의 생성이 촉진되어 그 배출량이 증가하는 것으로 생각된다.

한편 수소를 첨가하지 않은 경우 압축비가 증가할수록 NO_x 배출량은 증가하는 경향을 보인다. 그러나 수소를 첨가한 경우에는 압축비가 $\epsilon=14.1$ 까지 NO_x의 배출량이 증가하나 그 이후 압축비에 대해서는 오히려 약간 감소하는 경향을 나타냈다. 이는 앞에서 설명한 바와 같이 수소를 첨가한 경우 압축비를 계속 증가시키면 heavy한 노킹 발생되고 이로 인한 열발생 기간의 감소로 인한

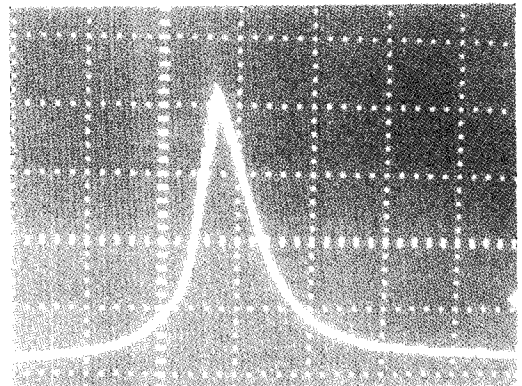


Fig. 11 Cylinder pressure curve at $\epsilon = 14.4$ in the case of $R_{dH_2} = 35\%$

여 NOx 생성이 감소하는 것으로 생각된다.

Fig. 13은 수소첨가율에 대한 배출가스 특성으로 Fig 13의 (a)는 각 수소첨가율에 대해서 평균적인 HC 배출특성을 보여주는 것이다. HC는 압축비 $\epsilon=14.1$ 에서 수소첨가율에 관계없이 첨가하지 않은 경우에 비해서 평균적으로 77% 정도 감소하는 경향을 나타낸다. Fig. 13의 (b)는 수소첨가율이 증가함에 따라 CO₂ 배출이 감소하는 경향을 보이며 최대 약 20%, 평균 13.6%의 감소를 나타낸다. 수소에는 탄소성분이 없으므로 연소에 따른 HC와 CO₂의 감소량은 대체적으로 수소첨가량에 대응하는 것을 보여준다.

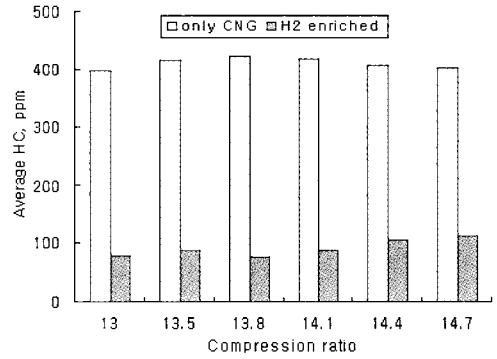
Fig 13의 (c)는 수소첨가율에 따른 NOx 배출 경향을 나타낸 것으로 수소의 높은 단열화염온도에 의해 수소첨가율이 증가할수록 NOx 배출량도 증가하는 경향을 보인다. 수소첨가량을 0%에서 50%까지 증가시킨 경우 NOx 배출 증가량은 약 42%에 달한다.

4. 결 론

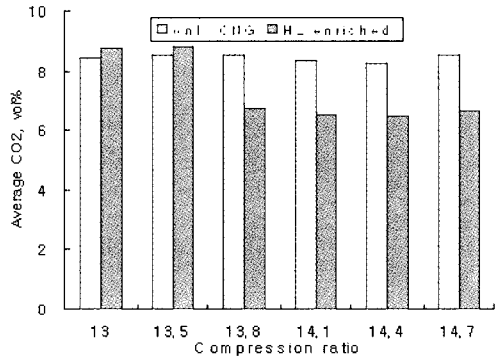
중형 수소-천연가스기관에 대해서 압축비와 수소첨가율에 변화에 대한 성능특성과 배출가스특성 대하여 파악한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

천연가스에 수소를 첨가한 경우 최고연소압력은 증가하나 수소의 큰 비체적으로 인하여 기관 토크는 감소한다. 실린더내의 압력파형은 천연가스만을 연료로 사용한 경우 압축비 $\epsilon=14.7$ 에서 slight knock시와 같은 압력진동현상이 발생하기 시작하지만, 수소를 첨가한 경우에는 압력진동폭이 현저해져 heavy knock시와 유사한 압력파형이 보여졌다. 수소첨가율이 10%이상에서 압축비를 $\epsilon=14.4$ 이상으로 증가시키면 강도의 차이는 있지만 압력진동현상이 나타난다.

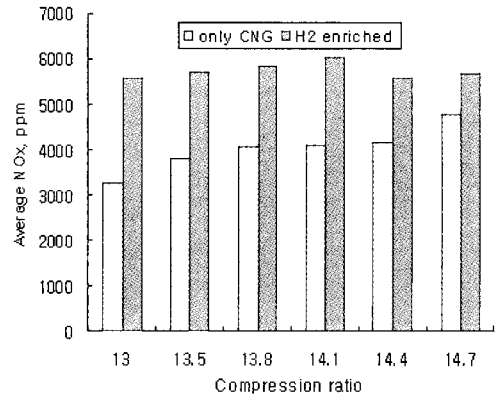
일반적으로 천연가스에 수소가스를 첨가하면 연소속도가 빨라지고 자기착화온도가 증가하며 충전효율저하에 의한 발열량의 감소로 압축비가 약간 증가할 것으로 기대되었으나 본 실험에서는 이와 상이한 경향이 나타나므로 추후 이에 대한 상세한 검토가 요구된다.



(a) HC



(b) CO₂



(c) NOx

Fig. 12 Average exhaust gas emissions for each compression ratio

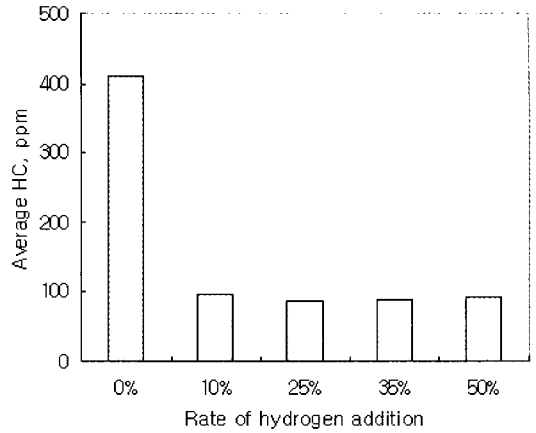
한편, 수소첨가에 의한 HC와 CO₂의 배출은 각각 평균적으로 77%와 13.6% 정도 감소하며, NO_x는 최대 42% 정도 증가하는 것이 보여졌다.

후 기

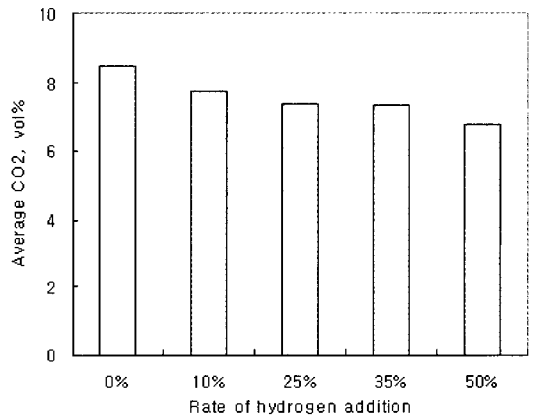
본 연구는 에너지자원 기술개발지원센터의 지원하에 대체에너지 기술개발사업의 일환으로 수행되었음을 밝힙니다.

참 고 문 헌

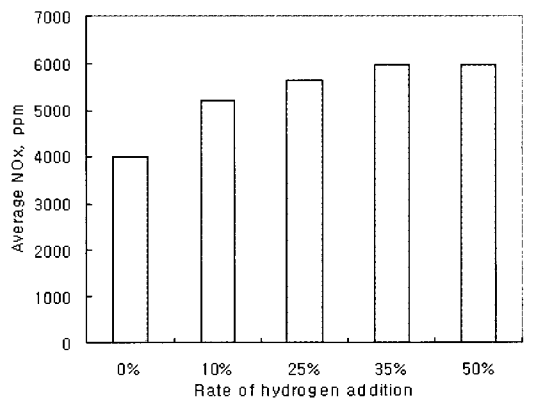
- 1) Shuichi furuhama, "Trend of social requirement and technological development of hydrogen-fueled automobiles", JSME Rewiw, vol.13, no.1, 1991, pp.4-13
- 2) 김서영, 김윤영, 김용태, 이종태, 2004, "수소기관의 수소연료 희석에 의한 역화억제효과에 관한 연구", 한국수소 및 신에너지학회 논문집, Vol.15, No.4. pp. 348~354
- 3) 임희수, 김윤영, 이종태, 2003, "수소첨가에 의한 중대형 천연가스 기관의 성능 향상", pp.163~169.
- 4) 이종태, "수소-천연가스 엔진 개발 현황", 한국천연가스 차량협회 춘계학술 대회, 신기술 개발 동향, 2003
- 5) 임희수, 김윤영, 이종태, "중대형 수소-천연가스 기관의 수소혼합율 변화에 대한 연소 및 배기특성", 2003 한국수소 및 신에너지학회 춘계학술대회
- 6) 김용태, 정대용, 정찬문, 이종태, "압축비 변화에 대한 중형 천연가스-수소 기관의 성능특성", 2005 한국자동차공학회 춘계학술대회
- 7) 김윤영, 안종윤, 이종태, 2000, "이중분사식 수소기관의 천이영역내 분사조건 확립에 관한 연구", 한국자동차공학회 추계학술대회논문집(I), pp. 83~89.
- 8) 안종윤, 김윤영, 이종태, 2000, "이중분사식 수소기관의 적정 운전조건에 관한 연구", 한국수소에너지학회 추계학술대회논문집, pp. 79~86.



(a) HC



(b) CO₂



(c) HC

Fig. 13 Average exhaust gas emissions for each R_{airH₂}