

## HCCI 수소기관에서 운전영역확장을 위한 EGR 효과 분석

이건식<sup>1</sup> · 김진구<sup>1</sup> · 변창희<sup>1†</sup> · 이종태<sup>2</sup>

<sup>1</sup>성균관대학교 대학원, <sup>2</sup>성균관대학교 기계공학부

### An Analysis on the Effects of EGR to Extend Operation Region for a HCCI Hydrogen Engine

KEONSIK LEE<sup>1</sup>, JINGU KIM<sup>1</sup>, CHANGHEE BYUN<sup>1†</sup>, JONGTAI LEE<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Grad. School of Sungkyunkwan Univ., 300 Chunchun-dong Janan-gu, Suwon-Si, Gyeonggi-do, 16419, Korea

<sup>2</sup>School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan Univ., 300, Chunchun-dong Janan-gu, Suwon-Si, Gyeonggi-do, 16419, Korea

**Abstract** >> HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition) hydrogen engine has relatively narrower operation range caused by knock occurrence due to the rapid pressure rising by using higher compression ratio. In this study, EGR as one of the countermeasure methods is considered to extend operation range of HCCI hydrogen engine. Also, the effects of hydrogen EGR are compared with the effects of EGR using hydrocarbon fuel. Hydrocarbon EGR is carried out by adding carbon dioxide to exhaust gas of HCCI hydrogen engine. As the results, EGR has positive effects on a HCCI hydrogen engine in reducing rate of pressure rise as same as the other engines used hydrocarbon fuels. However, the effects of hydrogen EGR are better than those of hydrocarbon EGR in decreasing minimum compression ratio and rate of pressure rise. When applying EGR to HCCI hydrogen engine by 20% rate, the rate of pressure rise decreases by 58% and it results in about 48% increase of the operation range in terms of supply energy.

**Key words** : Hydrogen-fueled engine(수소기관), HCCI(예혼합압축착화), EGR(배기가스 재순환), Knock(노크), Hydrogen EGR(수소 EGR), Hydrocarbon EGR(탄화수소계 EGR)

## 1. 서 론

수소 예혼합 압축착화(Homogeneous Charge Compression Ignition : HCCI)기관은 공간적인 급속연소에 의한 냉각손실 감소로 기존의 수소 S.I기관에 비해 고효율 및 고출력이 가능하다<sup>1)</sup>. 그러나 냉시동시 수소 예혼합기를 여타의 보조수단 없이 착화하기 위

해서는 압축비  $\varepsilon = 32$  이상의 고압축비가 필요하다<sup>2)3)</sup>. 고압축비의 사용은 연소 시 급격한 압력상승을 야기하여 노크 및 역화가 발생되고 이로 인해 기관의 운전영역이 협소하게 된다<sup>4)5)</sup>. HCCI 수소기관의 과도한 압력상승을 제어하기 위해 본 연구에서는 HCCI 수소기관에 배기가스 재순환방식(Exhaust Gas Recirculation : EGR) 적용을 고려했다. EGR은 고온의 배기가스에 의한 신기온도의 증가로 착화성을 향상시켜 자기착화에 필요한 압축비를 감소시킬수 있다. 동시에 혼합기의 비열비 감소 및 혼합기량의 증가에 의한 연소

<sup>†</sup>Corresponding author : bch1979@skku.edu

Received : 2015.12.11 in revised form : 2015.12.28 Accepted : 2015.12.30

Copyright © 2015 KHNES

가스온도의 감소로 압력상승율도 완만하게 될 수 있을 것으로 생각된다. 다만, 배기가스의 온도 및 질량 등은 연료성분에 따라 좌우되므로 수소기관의 EGR 효과는 기존의 탄화수소계 연료기관을 EGR한 경우와 차이가 있을 것이다. 하지만 HCCI 수소기관의 연구는 초기단계이므로 이 기관을 대상으로 EGR한 경우의 운전영역 확장효과와 연료성분에 따른 EGR 효과의 차이 등은 아직 불명확한 상황이다.

본 연구에서는 HCCI 수소기관의 급격한 연소압력의 상승제어, 즉 운전영역을 확장시키기 위해 EGR을 적용하였으며, 이에 따른 제반성능을 평가하고 이를 탄화수소계 연료를 EGR한 경우와 비교하였다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

실험에 사용된 HCCI 수소기관은 4행정 단기통 흡기관분사식 연구용 수소기관으로 가변압축비 시스템이 장착되어 있으며 운전 중 압축비를  $\epsilon = 8\sim 47$  범위 내에서 가변시킬 수 있다. HCCI 수소기관의 실물사진 및 제원을 각각 Fig. 1과 Table 1에 나타낸다. 실험장치는 Fig. 2의 개략도에 나타난 바와 같이 동력계, EGR 시스템, 수소 연료공급계통, CO<sub>2</sub> 공급계통, 냉각 및 유회계통과 데이터 취득부로 구성된다. EGR

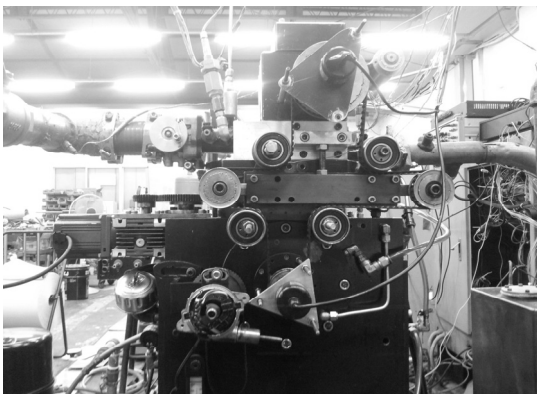


Fig. 1 H<sub>2</sub> research engine

시스템은 배기관출구 300 mm근방에 위치한 약 5 L 급의 서지탱크와 EGR율을 변화시키기 위한 2개의 EGR 조절밸브로 구성된다. 각 구성요소는 EGR가스의 온도저하를 방지하고자 단열재로 피복하였다. 또한 CO<sub>2</sub> 공급계통은 탄화수소계 EGR을 실현시키기 위한 것으로 고압 CO<sub>2</sub> 볼베, 압력조절기, 서지탱크와 유량계로 구성된다. 실린더 압력, 흡기관 압력 등 각각의 센서로부터 받은 신호들은 증폭과 필터링을 거쳐 A/D변환기에 전송되며 데이터의 sampling rate는 25 kHz이다.

### 2.2 실험방법

수소 EGR의 효과를 탄화수소계 EGR과 비교하는 경우, 통상적인 디젤 또는 가솔린기관의 EGR결과를 활용할 수 있다. 그러나 이 방법은 실험기관과 운전 및 분위기 조건 등의 차이에 의해 신뢰성이 저하된다. HCCI 수소기관의 운전영역은 초희박 영역이므로

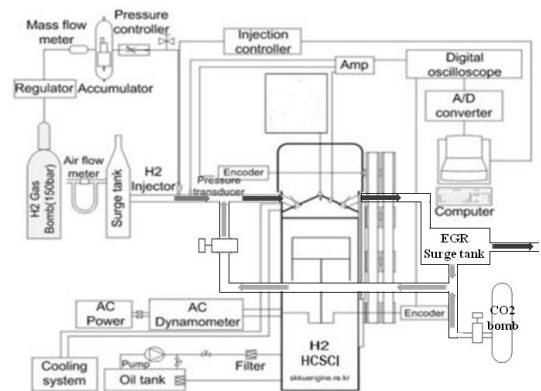


Fig. 2 Schematic diagram of the experimental setup

Table 1 Specification of the test engine

Engine type	4-stroke single cylinder
Bore x Stroke	87mm X 92mm
Displacement vol.	546.6cc
Valve type	SOHC
Cooling type	Water cooling
Compression ratio	$\epsilon = 8 \sim 47$

로 HCCI 수소기관의 배기성분과 HCCI 탄화수소계 연료를 사용하는 기관의 배기성분 차이는 탄소 성분인 CO<sub>2</sub>의 유무이다. 따라서 본 연구에서는 연료성분에 따른 EGR효과 비교치의 신뢰성 향상을 도모하고자 탄화수소계 연료기관의 배기가스는 HCCI 수소기관의 배기가스에 CO<sub>2</sub>를 첨가한 것과 동일하다고 정의하여 동일 기관 하에서 실험을 수행하였다.

실험변수는 EGR률과 CO<sub>2</sub> 첨가량이며 각 변수에 대해 압축비 및 당량비를 변화시켰다. EGR률은 기관의 정상운전이 가능한(CO<sub>vimep</sub>≤5%) 최대 EGR률인 20%까지 증가시켰다. CO<sub>2</sub> 첨가량 또한 기관의 안정적인 운전이 가능한(CO<sub>vimep</sub>≤5%) 최대 첨가량인 20%까지 첨가하였다. 압축비는 착화가능 최소 압축비에서  $\epsilon = 26$ 까지 단계적으로 변화시켰다. 당량비는 각각의 운전조건에서 착화 가능한 최소 당량비에서 이상연소 현상이 발생할 때까지 증가시켰다. 각각의 실험에서 기관회전수는 기관 최대토크 발생 회전수인 1,600 rpm, 흡기온도는 20°C로 고정하였다. 한편 HCCI 수소기관은 냉간 구동시  $\epsilon=32$ 이상이 요구되기 때문에 과도한 압력상승에 의한 노크에 의한 기관 내구성을 고려하여 70~75°C를 유지할 수 있는 기관 외부에 설치된 온열 장치를 통해 온수를 기관에 순환시켜 착화를 용이하게 하였다. 또한 혼합기 착화 후엔 냉각수를 공급하여 70°C를 유지 하였다.

EGR률은 체적 백분율로서 다음과 같이 결정하였다<sup>6)</sup>.

$$EGR\text{rate}(\%) = \frac{\dot{v}_{EGR} + \dot{v}_{CO_2}}{\dot{v}_{H_2} + \dot{v}_{air} + \dot{v}_{EGR} + \dot{v}_{CO_2}} \times 100 \quad (1)$$

여기서  $\dot{v}_{EGR}$ ,  $\dot{v}_{CO_2}$ ,  $\dot{v}_{H_2}$ ,  $\dot{v}_{air}$ 는 각각 단위시간당 EGR량, 이산화탄소량, 수소연료량, 공기량이다.

단위시간당 EGR량( $\dot{v}_{EGR}$ )은 희박연소시 공기연료의 양론비 및 이상기체상태식 등의 관계로부터 다음과 같이 표시된다<sup>6)</sup>.

$$\dot{v}_{EGR} = A(Q_0 - Q_1) - B(Q_0 - Q_1)^2 [m^3/s] \quad (2)$$

여기서  $Q_0$ ,  $Q_1$ 은 각각 실린더 내부로 유입되는 총 체적, EGR 적용 직전의 공기량, EGR 적용 직후의 공기량이다. A와 B는 체적의 단위변화에 따라서 결정되는 상수이다.

### 3. 실험결과

#### 3.1 HCCI 수소기관의 EGR 효과

Fig. 3은 수소기관에서 EGR률 변화에 따른 착화가능 최소 압축비를 나타낸 것이다. 여기서 공급열량은 가능한 동일하게 유지하였다. 그림에 나타난 바와 같이 착화가능 최소 압축비는 EGR률이 증가할수록 전반적으로 감소되는 경향을 나타낸다. HCCI 수소기관에 EGR을 하지 않는 경우의 착화가능 최소 압축비는 약  $\epsilon=26$  정도이다. 하지만, EGR율을 20%까지 적용할 경우의 착화가능 최소 압축비는 약 4정도 감소된  $\epsilon=22$ 에서도 기관의 정상운전이 가능함을 보인다. 이것은 고온의 배기가스 유입에 따른 흡기온도의 증가로 자기착화온도에 도달하는데 요구되는 혼합기의 압축온도, 즉 압축에 의한 온도상승분의 감소

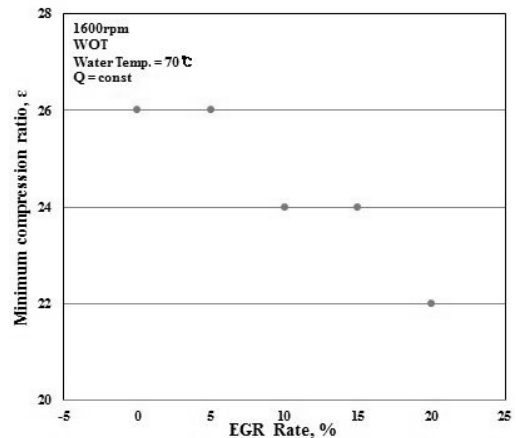


Fig. 3 Minimum compression ratio for self-ignition at each EGR rate

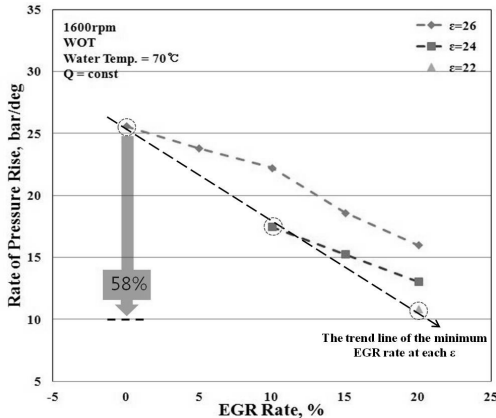


Fig. 4 Compression ratio for self-ignition at each EGR rate

에 기인한 것이다.

Fig. 4는 상기의 운전조건하에서 각각의 EGR률과 압축비에서 HCCI 수소기관의 최대 압력상승률을 나타낸 것이다. 최대 압력상승률은 EGR률이 증가하면서 감소하는 경향을 보인다. 이는 EGR률의 증가로 착화가능 최소 압축비가 감소하면서 연소체적이 증가하고 또한 혼합기 질량 증가 및 비열비의 감소로 연소가스온도의 감소하며, 착화시기의 지연으로 연소의 급격한 전파가 지연되는 데 기인한 것이다. 압축비  $\epsilon=26$ 에서 EGR을 20%까지 한 경우 최대압력상승율은 EGR을 하지 않은 경우에 비해 약 42%정도 감소된다. 그리고 EGR에 따른 압축비 감소를 반영한  $\epsilon=22$  및 EGR률 20%에서의 최대 압력상승률의 감소는 약 58%에 이른다. 한편 압축비 감소에 대한 각각의 EGR률 최소값을 살펴보면 압축비 2가 감소함에 따라 EGR률은 10%정도 비례하여 증가되는 경향을 보인다. 추세선을 따라  $\epsilon=20$ 에서 추정되는 EGR률 최소값은 30% 근방으로서 이때의 압력 상승률은 약 2.7 bar/deg이다. 이 수치는 모터링시 나타나는 압력 상승률과 비슷한 값으로써 수소연료가 착화되지 않아 기관운전이 불가능하였다. 또한  $\epsilon=21$ 에서 EGR률 25%일때 기관의 수소 착화는 가능하였으나 안정적인 운전이 불가능한 것으로 보아 착화 가능한 최대 EGR률은 20% 근방인 것으로 판단된다.

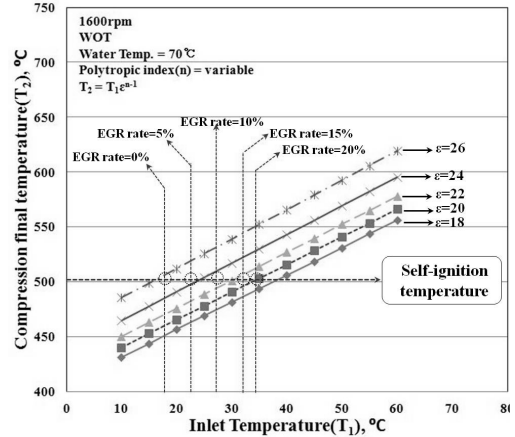


Fig. 5 Ideal self-ignition temperature and real temperature to inlet by the EGR rate

이는 EGR률을 높여 실린더내로 공급되는 혼합기의 압축 초기 온도를 증가하는 효과는 있으나 본 실험 조건인 EGR 온도 40°C로는  $\epsilon=20$ 이하의 영역에서 수소의 자기 착화 온도에 도달하기에는 충분치 않은 것으로 판단된다.

Fig. 5는 압축비에 따른 실린더내 압축 초기 온도에 대한 이론적인 압축말기 온도와 EGR률 변화에 따른 흡기관 내에서 측정된 실제 온도를 나타낸 그림이다. 여기서 폴리트로픽 지수는 실제 모터링을 통한 압력선도에서 PV선도를 통한 실험값을 사용하였다. 그림에서 보듯이 상온 20°C 근방에서 수소를 착화하기 위해서는 압축비 26이상이 요구됨을 확인할 수 있다. 하지만 EGR율 증가에 따른 흡기온도의 증가로 수소의 자기 착화 가능 압축비는 점차 감소하는 경향을 보인다. Fig. 5에서 살펴본 바와 같이 EGR률 20%일 경우 흡기 온도의 증가는 가능하지만 자기 착화 온도 근방에 압축 말기 온도가 형성되기 때문에 불안정한 연소를 가중 시킬 수 있다. 따라서 본 실험은 EGR온도를 40°C 근방에 고정하였기 때문에 착화 가능압축비는  $\epsilon=22$ 로 제한됨을 알 수 있다. 상기 결과로부터 HCCI 수소기관의 착화 가능 압축비를 감소하기 위해서는 EGR률 변화와 더불어 EGR의 온도를 증가하는 것이 유효할 것으로 판단된다.

### 3.2 탄화수소계 연료기관의 EGR과의 비교

Fig. 6은 EGR률과 CO<sub>2</sub> 첨가량에 따른 착화가능 최소 압축비의 감소율을 나타낸 것이다. 배기가스 중에 탄소성분인 CO<sub>2</sub>가 첨가되어도 EGR에 따른 고온의 배기가스 유입에 의해 압축초기의 온도가 증가하게 된다. 따라서 두 경우 모두 EGR률이 증가하는데 따라 착화가능 최소압축비의 감소율은 전반적으로 증가한다. 하지만, 순수 수소만으로 기관을 운전시켜 20% EGR 한 경우의 착화가능 최소 압축비의 감소율은 최대 약 16%정도이다. 그러나 탄소성분이 증가함에 따라 EGR 효과는 감소하였으며, CO<sub>2</sub> 첨가량 5~15%까지는 EGR을 20%까지 하더라도 압축비의 감소율이 최대 8%였다. CO<sub>2</sub> 첨가량 20%인 경우에 EGR량을 증가시켜도 착화가능 최소압축비는 동일한 것을 보인다.

Fig. 7은 EGR률과 CO<sub>2</sub> 첨가량에 따른 압력상승률 및 순수 수소 EGR의 압력상승에 대한 탄화수소계 EGR 시의 압력상승 감소율을 나타낸 것이다. 여기서 압축비는 난기운전시 기존의 착화가능 최소 압축비인  $\epsilon = 26$ , CO<sub>2</sub> 공급량은 기관의 최대 토크가 발생하는 5%인 결과를 비교하였다. 압력상승률은 EGR 증가에 대해 순수 수소 EGR과 탄화수소계 EGR 모두 감소하는 경향이지만 탄화수소계 EGR의 압력 상

승이 조금 더 낮게 나타났으며, 수소 EGR과 탄화수소계 EGR 모두 압력상승률의 감소가 10bar/deg에 수렴하는 경향을 보인다. 이는 CO<sub>2</sub> 첨가에 따른 배기가스 온도 저감, 비열비 감소 및 혼합가스 질량 증가의 영향에 의한 최고 연소온도의 감소의 차이에 기인하는 것으로 판단된다. 하지만 순수 수소 EGR의 압력상승에 대한 탄화수소계 EGR의 압력상승의 감소율은 EGR률이 증가할수록 감소하여 EGR률 20%에서 약 5% 정도를 보인다. 이것은 탄화수소계 EGR의 경우 EGR률의 증가에 기인한 압축 초기 온도는 증가하지만 CO<sub>2</sub>에 포함된 산소의 영향에 의해 혼합기가 희박해 지기 때문이며, 또한 탄화수소계 EGR 배기가스의 질량이 상대적으로 수소 EGR의 배기가스의 질량보다 무겁기 때문에 비열비 및 혼합가스 질량 변화가 상대적으로 완만한 것에 기인한 것이다.

Fig. 8은 상기조건에서 구한 EGR률과 CO<sub>2</sub> 첨가량에 따른 비열비와 함께 순수 수소 EGR의 비열비에 대한 탄화수소계 EGR의 비열비의 감소율을 나타낸 것이다. 비열비는 EGR률의 증가에 따른 냉각손실의 감소로 수소 EGR과 탄화수소계 EGR 모든 경우에서 감소하는 경향이거나 순수 수소 EGR에서 상대적으로 냉각손실의 감소 구배 정도가 급격하여 탄화수소계 EGR에 비해 더 현저하게 감소함을 보인다. 감소율은 EGR률이 증가할수록 감소하여 EGR률 20%에서

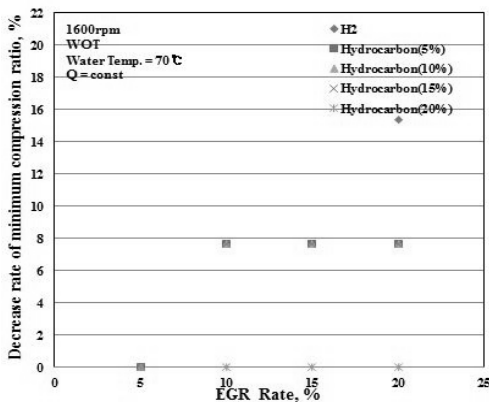


Fig. 6 Decrease rate of minimum compression ratio between hydrogen EGR vs hydrocarbon EGR

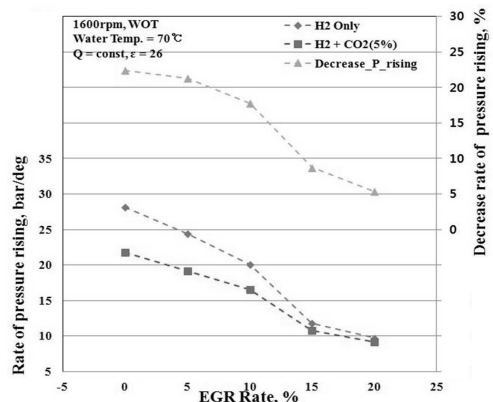


Fig. 7 Rate of pressure rise between hydrogen EGR vs hydrocarbon EGR

약 10%까지 감소하였다.

Fig. 9는 EGR률과 CO<sub>2</sub> 첨가량에 따른 혼합기의 질량과 함께 순수 수소 EGR의 혼합기 질량에 대한 탄화수소계 EGR 혼합기 질량의 증가율을 나타낸 것이다. 혼합기의 질량은 EGR률의 증가에 따라 수소 EGR과 탄화수소계 EGR 모든 경우에서 증가하는 경향이나 순수 수소 EGR에서 상대적으로 탄화수소계 EGR에 비해 더 급격하게 증가함을 보인다. EGR률 20%에서 0%대비 질량의 증가율은 최대 7%까지 감소함을 확인하였다. 이에 따라 수소 EGR에서 압력 상승의 감소율이 탄화수소계 EGR에 비해 더 현저하게 증가함을 보인다.

상기한 결과에 따라 착화가능 최소 압축비의 감소

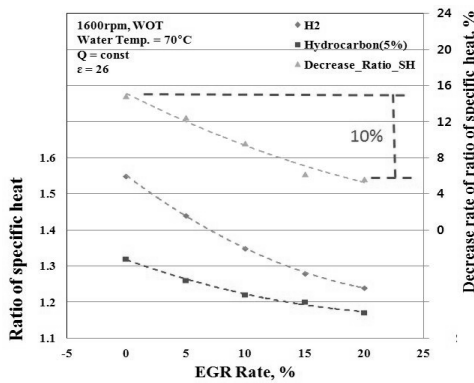


Fig. 8 Ratio of specific heat between hydrogen EGR vs hydrocarbon EGR

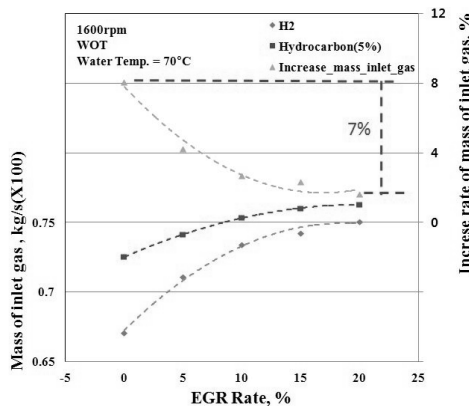


Fig. 9 Mass of inlet gas at between hydrogen EGR vs hydrocarbon EGR

와 압력상승의 저감 면에서 수소 EGR이 탄화수소계 EGR에 비해 더 효과가 상승함을 확인할 수 있다.

### 3.3 EGR 적용에 의한 HCCI 수소기관의 운전영역 확장

Fig. 10은 각 압축비 및 EGR률에 따른 노크 강도를 나타낸 것이다. 여기서 노크강도는 식 (3)과 같은 관계로부터 결정하였다<sup>8)</sup>.

$$KI = \frac{1}{2\gamma} \frac{\Delta P^2}{P_{\max}} \times \sqrt{\gamma R T_{\max}} \quad (3)$$

$\Delta P$  : Rate of maximum pressure rise

$P_{\max}$  : Maximum pressure

$T_{\max}$  : Maximum temperature

R : Gas constant

$$\gamma = C_p / C_v$$

3.1절에서 논한 바와 같이 EGR률을 증가시키는 경우 착화가능 최소 압축비 및 비열비의 감소, 혼합기 질량의 증가로 기관의 최대 압력상승률이 감소된다. 이에 따른 노크강도의 감소 정도는  $\epsilon = 22$ , EGR률 20%에서 압축비  $\epsilon = 26$ , EGR률 0% 대비 최대 60%까지 감소함을 확인하였다.

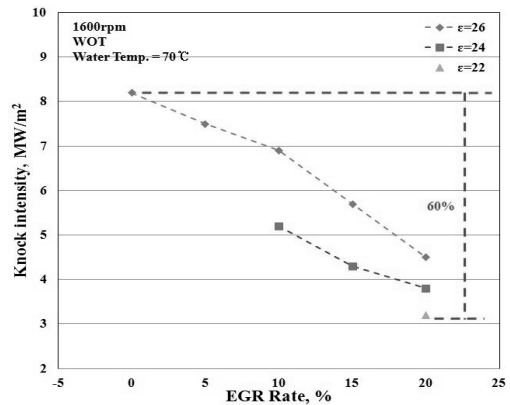


Fig. 10 Knock intensity at each EGR rate

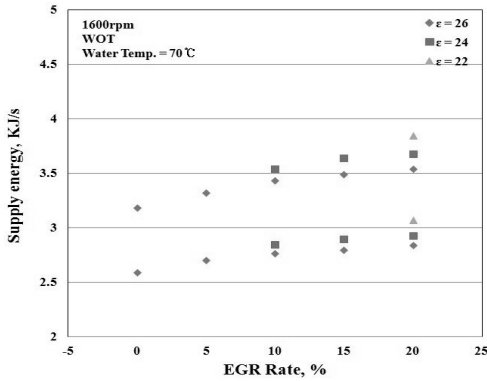


Fig. 11 Operation range at each EGR rate

Fig. 11은 각 압축비 및 EGR률에 따른 HCCI 수소기관의 운전영역을 나타낸 것이다. 여기서 운전영역은 공급열량을 기준으로 구하며, 운전영역의 폭은 노크 현상이 일어나는 최대 공급열량과 착화가 가능한 최소 공급열량의 차로 정의한다. 최대 공급열량과 운전영역은 EGR의 적용 및 압축비 감소에 따른 압력상승의 감소로 EGR률이 증가하고 압축비가 감소할수록 증가하는 경향이다.  $\epsilon = 22$ , EGR률 20%에서  $\epsilon = 26$ , EGR률 0%에 대비한 최대 공급열량은 21%까지 증가하는 것으로 나타난다.

#### 4. 결 론

예혼합 압축착화 수소기관의 압력상승율의 저감을 통한 운전영역의 확장을 위해 EGR을 적용하고, 탄화수소계 EGR과의 비교를 위해 탄소계 주요 성분인  $\text{CO}_2$ 를 첨가한 시험 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) EGR을 HCCI 수소기관에 적용했을 때, 착화가능 최소 압축비의 감소로 압력상승을 감소시키는 데 유효하다.
- 2) 착화가능 최소 압축비는 수소 EGR에서 탄화수소계 EGR에 비해 상대적으로 더 감소하며, 압력상승의 감소 또한 수소 EGR에서 탄화수소계 EGR에 비해 더 급격하게 감소하였으므로, EGR을 수

소 연료에 적용하였을 때, 탄화수소계 연료에 적용한 것보다 효과가 더욱 큰 것으로 나타났다.

- 3) HCCI 수소기관에 EGR을 20%까지 적용한 경우 압력상승률은 최대 58% 감소하고 이에 따른 노크강도 또한 최대 60%까지 감소하였다. 또한 운전영역의 확장은 최대 공급열량의 측면에서 21%까지 증가하였다.

#### 후 기

이 논문은 2015년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임 (NRF-2013R1A1A2013405).

#### References

1. Kwangju Lee, Thanh Cong Huynh, Joonkyoung Kang, Jongtai Lee, "Back-Fire Control of a Hydrogen-Fueled Engine with External Mixture by Using Intake Valve Opening Timing", KSAE Spring Conference Proceedings, pp. 600-605, 2008.
2. Kwangju Lee, "A Study on the Development for a Compression Ignition Engine with Hydrogen-air Pre-mixture", Doctorate thesis, Sung -kyunkwan Univ, pp. 129, 2013.
3. K. J. Lee, Y. R. Kim, J. G. Lee, C. H. Byun, J. T. Lee, KHNES, OHU-01, pp. 227-229, 2011.
4. Saurabh S. Patwardhan, K.N. Lakshmi sham "Auto ignition of turbulent hydrogen jet in a coflow of heated air", International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 33, pp. 7265-7273, 2008.
5. Yasuhiko OHTA, "Initiations of engine knock : traditional and modern", FLAME STRU.
6. S. Verhelst, J. Vancoillie, K. Naganuma, M. De Paepe, J Dierickx, Y. Huyghebaert, T Wallner, Setting a best practice for determining the EGR rate in hydrogen internal combustion engines, International Journal of Hydrogen Energy 38(2013), pp. 2490-2503, 2013.