

직접분사식 수소기관의 사이클변동 원인해석에 관한 연구

김윤영*, 이종태**

*성균관대학교 대학원, **성균관대학교 기계공학부

An Investigation on a Cause of Cycle Variation in Hydrogen Fueled Engine with Direct Injection

Y. Y. Kim*, Jong T. Lee**

* Grad. School of Sungkyunkwan Univ.

** School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan Univ.

300 Chuncheon-dong, Jangan-gu, Suwon, Gyeonggi-do, 440-746, Korea

ABSTRACT

To achieve hydrogen power system with high performance and stable operation, the COV_{imep} of hydrogen fueled engine with direct injection was evaluated with the change of engine speed, injection timing, air-fuel equivalence ratio and spark timing. And the cause of cycle variation was analyzed by using coefficient of variation in combustion period defined in this study. the results showed that the cycle variation of hydrogen fueled engine is mainly dependent on the early combustion period.

주요기술용어 : Hydrogen fueled engine(직접분사식 수소기관), Cycle variation(사이클변동), Coefficient of variation in combustion period(연소기간 변동계수), Early combustion period(초기연소기간), Rapid combustion period(주연소기간)

1. 서 론

수소기관은 연료공급방식에 따라 흡기관 분사식, 실린더내 직접분사식 및 이중분사식 수소기관으로 개발되고 있다^{1~4)}. 이 중에서 직접분사식 수소기관은 역화발생을 근본적으로 회피할 수 있어 고압수소분사밸브의 신뢰성만 확보된다면 고출력 수소동력시스템으로 활용될 수 있다^{5,6)}. 그러나 수소가스를 압축과정중 직접 분사함에

따른 혼합기간의 감소로 직접분사식 수소기관의 사이클 변동치는 흡기관 분사식 수소기관과 가솔린 기관에 비해 크게 나타나는 현상이 종종 관찰된다^{7,8)}. 수소동력시스템의 실용화를 위해서는 기관운전의 안정성이 확보되어야 하므로 직접분사식 수소기관의 사이클변동 원인에 대한 규명이 필요하다.

스파크 점화기관의 사이클 변동은 점화시의 혼합기 유동, 불균질한 혼합기, 점화플러그 근방

에서의 신기와 잔류가스의 혼합상태 차이 등에 의해 연소압력변동이 초래되고 이로인한 평균유효압력의 변화에 의해 발생한다^{9,10}. 사이클 변동의 원인으로는 초기연소 변동원인설과 주연소 변동원인설로 크게 대별된다. 초기연소 변동원인설은 상기와 같은 인자들이 점화지연을 변화시키고 이것이 전반적으로 연소의 차이를 야기시킨다는 것이다. 주연소 변동원인설은 점화지연 등에 의한 영향보다 실린더내 가스유동내의 난류변동에 의해 주연소기간이 현저히 변화에 기인한다는 것이다.

이와 같은 사이클변동 원인설은 통상 가솔린 연료에 대해 제시된 것으로 수소가스의 연소속도, 점화에너지, 가연한계 등이 가솔린 연료와 현저히 상이하므로 수소기관의 사이클변동 원인에 상기의 원인설을 그대로 적용하기 용이하지 않다.

본 연구에서는 직접분사식 수소기관에서 사이클변동 원인설중 어느 원인에 의해 지배되는지를 밝히기 위해 주요 기관운전변수인 운전속도, 분사시기, 공기연료비 및 점화시기에 대한 사이클변동을 조사하고 연소기간 변동계수를 정의하여 초기 연소기간 변동계수 및 주연소기간 변동계수를 평가하였다.

2. 실험장치 및 방법

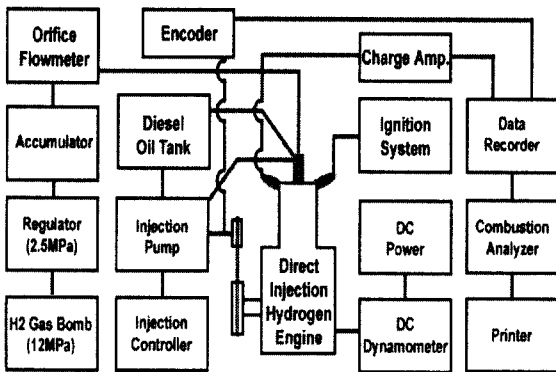


Fig. 1. Schematic diagram of experimental apparatus.

2.1 실험장치 및 방법

Fig. 1은 실험장치의 전체적 구성을 나타낸 개략도이다. 실험장치는 수소기관, 고압수소분사밸브, 분사제어장치 및 데이터 취득장치 등으로 구성된다. 수소기관은 Fig. 2에 나타낸 바와 같이 압축행정 초기에 고압의 수소가스를 실린더내에 직접분사하는 압축비 5, 행정체적 433cc의 직접분사식 스파크점화 수소기관이다.

포핏밸브형 분사밸브는 통상의 자동차용 흡배기 밸브와 동일한 구조로서 기밀성을 향상시키기 위해 밸브시트에 테프론을 삽입하였다. 분사밸브는 연료분사펌프에 의해 가압된 고압의 작동유가 소형 디젤기관용 분사노즐의 니들을 작동시키고, 니들의 움직임이 푸시로드에 의해 포핏밸브에 전달되어 개폐된다. 고압 수소분사밸브의 분사시기와 분사량은 각각 분사펌프의 구동캠 위상각과 control rack를 변화시켜 조절하였다. 수소가스 분사량은 오리피스 유량계와 내압 50kg/Cm²의 고압마노미터로 측정한다. 실린더내 연소압력은 piezo 타입의 압력변환기(KISTLER, 601A)를 사용하여 계측하였다. 측정된 데이터는 데이터 레코더(SONY, FE-30A)에 연속적으로 저장되고 연소해석장치(ONOSOKKI CB-336)으

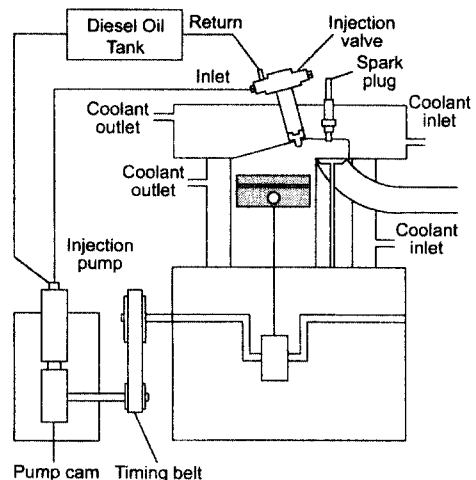


Fig. 2. Hydrogen fueled engine with direct injection.

로 해석하였다.

실험은 직접분사식 수소기관 및 가솔린기관에서 기관운전속도, 분사시기, 공기연료비 및 점화시기 변화에 대한 연소실내 압력을 측정하는 것이다. 기관회전속도는 1000rpm부터 2000rpm까지 200rpm씩 단계적으로 변화시켰다. 분사시기와 공기연료비의 변화범위는 각각 80° ~ 140° BTDC 및 $\phi = 0.5$ 부터 $\phi = 1.8$ 까지이다. 점화시기는 contact breaker의 캠위상각을 변화시켜 35° BTDC부터 TDC까지 5°씩 변화시켰다.

2.2 사이클변동의 평가

사이클 변동은 도시평균유효압력 변동계수 (Coefficient of variation in indicated mean effective pressure : COV_{imep})로서 평가하였다. 평균유효압력 변동계수는 $COV_{imep} = \sigma_{imep} / \overline{imep}$ 로 정의한다. 여기서 σ_{imep} 는 도시평균유효압력, $imep$ 의 표준편차이고 \overline{imep} 는 다수 사이클을 평균화한 $imep$ 의 평균치이다. COV_{imep} 는

다음과 같이 구한다.

$$COV_{imep} = \frac{\left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (imep(i) - \overline{imep})^2 \right]^{1/2}}{\overline{imep}} \quad (1)$$

상식에서 다수 사이클을 평균화한 도시평균유효압력, \overline{imep} 는 다음과 같이 표현된다.

$$\overline{imep} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N imep(i) \quad (2)$$

3. 각 운전변수에 대한 사이클 변동

3.1 기관운전속도 변화

Fig. 3은 기관운전속도 변화에 대한 평균유효압력 변동계수 COV_{imep} 를 나타낸 것이다. 이 경우 공기연료당량비는 $\lambda=1$, 점화시기는 MBT로 고정하였다. 직접분사식 수소기관의 COV_{imep} 는 모든 기관운전속도에서 전반적으로 3%미만을 나타내어 기관운전의 안정성에는 큰 문제가 없지만 기관운전속도가 증가함에 따라 다소 증가하는 경향을 나타낸다.

통상 기관운전속도가 증가할수록 실린더내로의 혼합기 흡기속도와 실린더내 난류가 증가되어 혼합기 연소를 촉진하게 된다. 그러나 직접분사식 수소기관의 경우 흡기과정중 공기만을 흡입하고 압축행정중에 수소가스를 실린더내로 직접분사하므로 흡입유동강화에 의한 혼합을 향상을 기대하기 어렵다. 또한 수소연료는 밀도가 작은 가스상으로 분사됨에 따라 분사후 수소가스의 운동량은 현저히 감소되어 실린더내 유동에 의한 혼합율의 향상 효과가 그리 크지 않다. 따라서 직접분사식 수소기관의 혼합기 연소는 실린더내 유동에 의한 영향보다는 혼합기간에 따른 혼합율의 변화에 의존하게 된다. 이로 인하여 분사시기와 분사구 형상이 동일한 경우, 직접분사식 수소기관의 도시평균유효압력 변동계수

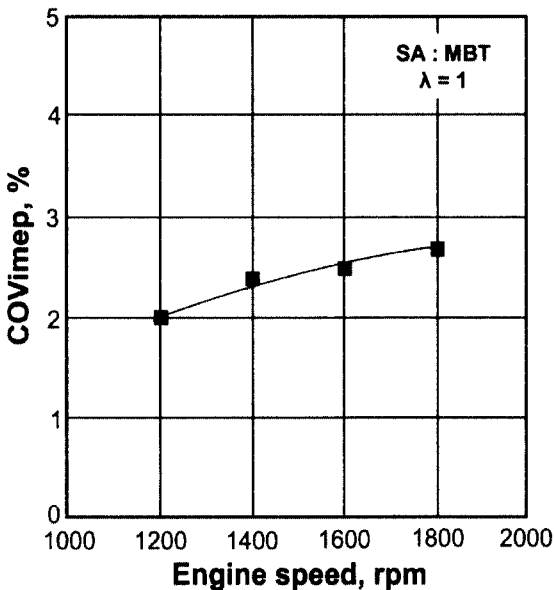


Fig. 3. COV_{imep} of hydrogen engine as a function of engine speed.

COV_{imep} 가 Fig. 3에 나타난 바와같이 기관운전 속도가 증가하는데 따라 지속적으로 증가하는 것은 분사후 점화시까지의 혼합기간이 감소하는데 의한 수소-공기 혼합기의 균질도 저하에 기인하는 것이라 판단된다.

3.2 분사시기 변화

분사시기 변화에 대한 평균유효압력변동계수 COV_{imep} 를 Fig. 4에 나타낸다. 여기서 기관운전 조건은 공기연료당량비 $\lambda=1$, 기관운전속도는 1600rpm, 점화시기는 MBT이다. 분사시기 변화에 대한 COV_{imep} 는 흡입밸브 닫힘시기인 $120^\circ BTDC$ 부근에서 최소를 나타내고 이보다 진각될 경우 거의 일정하나 분사시기가 지각됨에 따라 급격히 증가하는 경향을 보이고 있다. 분사시기가 흡입밸브 닫힘시기 보다 지각될수록 COV_{imep} 가 현저히 증가되는 것은 전술한바와 같은 수소와 공기의 혼합기 형성기간의 감소로 인해 불균질한 혼합기가 형성되어 연소가 불안정해졌기 때문으로 생각된다.

실린더내 직접분사식 수소기관에서 분사시기가 진각될 경우 혼합기간이 증가되어 혼합기 연소가 안정되고 이로인해 열효율도 향상될 수 있다. 그러나 흡입밸브 닫힘시기 이전에 수소가스를 실린더내로 분사하게되면 연소실내 압력이 상승하게 되어 흡입공기량이 감소하고 이로인해 토크가 감소하게 된다. 또한 분사된 수소가스 중의 일부가 흡기관으로 역류하여 흡기관내에 잔류하게 된다. 이러한 흡기관내로 역류된 수소가스는 역화와 같은 이상연소를 초래하여 기관운전의 안정성이 오히려 저하될 수 있다. 따라서 실린더내 직접분사시기는 사이클 변동을 비롯한 기관운전의 안정성과 성능특성을 다각적으로 고려하여 결정되어야 할 것으로 생각된다.

3.3 공기연료비 변화

Fig. 5는 직접분사식 수소기관 및 가솔린 기관의 토크를 당량비 변화에 대해 나타낸 것이다. 여기서 두기관의 제원과 운전조건은 동일하며 점화시기는 MBT이다. 그림에서 보는바와같이

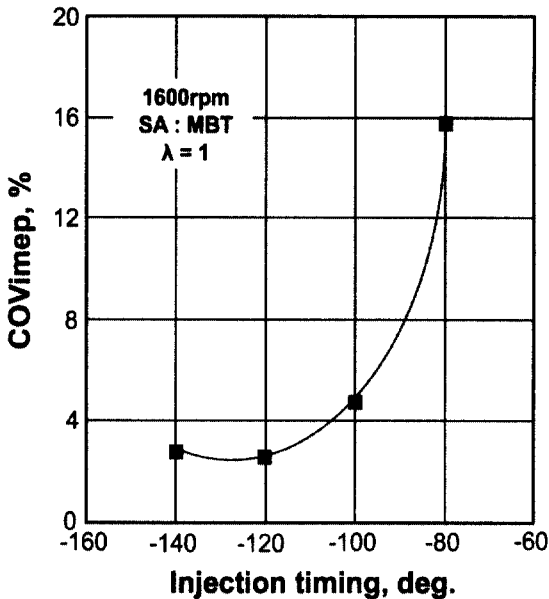


Fig. 4. COV_{imep} of hydrogen engine at each injection timing.

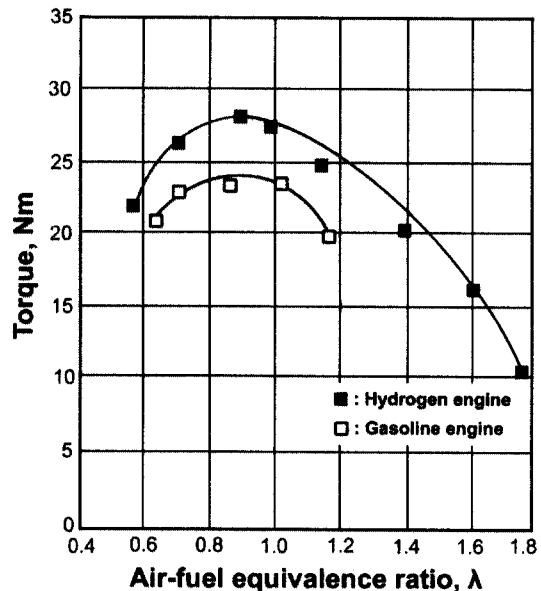


Fig. 5. Brake torque of hydrogen engine and gasoline engine.

수소기관 및 가솔린 기관 모두 공기-연료비 $\lambda = 0.91$ 부근에서 토크가 최대치를 나타내며, 이보다 농후 또는 희박해질수록 토크는 감소하는 경향이다. 그러나 수소기관의 안정적인 운전범위는 $\lambda = 0.58 \sim 1.57$ 까지로서 가솔린기관의 $\lambda = 0.63 \sim 1.18$ 보다 약 1.5배 정도 넓다. 특히 수소기관은 가솔린기관에 비해 매우 희박한 공기-연료비 조건하에서도 안정적인 기관운전이 가능함을 알 수 있다. 이것은 수소연료의 공기-연료 희박가연한계 ($\lambda = 10$)가 가솔린($\lambda = 5.88$)보다 현저히 크기 때문이다.

이와같은 수소기관의 넓은 안정적 운전범위를 보다 명확히 파악하고자 공기-연료비 변화에 대한 직접분사식 수소기관 및 가솔린기관의 사이클 변동을 비교하여 Fig. 6에 나타낸다.

수소가스는 가솔린에 비해 점화에너지가 작고 연소속도가 빠르므로 수소기관의 사이클 변동치는 가솔린기관에 보다 작을 것으로 예상된다. 그러나 그림에서 나타난 바와같이 최대토크 발생 지점 부근에서의 직접분사식 수소기관의

COV_{imep} 은 약 2.5%정도로서 가솔린기관의 1%보다 대략 2.5배 정도 크게 나타난다. 이것은 가솔린기관의 연소실 형상 변경없이 연료공급계통만을 개조하여 직접분사식 수소기관을 구성함에 따라 수소-공기 혼합기의 연소성능이 저하되고 압축초기 실린더내 직접분사에 의한 혼합기간의 감소로 사이클 마다의 혼합기 불균질성의 증가되기 때문이다.

Fig. 7은 최대토크발생시점에서의 COV_{imep} 에 대한 각 당량비에서의 COV_{imep} 변화율을 직분식 수소기관 및 가솔린 기관의 경우에 대해 비교한 것이다.

그림에서 보는 바와 같이 COV_{imep} 의 변화율이 10%미만인 당량비 범위는 수소기관의 경우 $\lambda = 0.75 \sim 1.25$ 로서 가솔린 기관의 $\lambda = 0.85 \sim 0.97$ 에 비해 약 3.5배정도 크다. 따라서 직접분사식 수소기관의 사이클 변동은 가솔린기관 보다 크게 나타나지만 공기-연료 당량비 변화에 대한 사이클변동치 변화량은 수소기관의 경우가 가솔린기관에 비해 작다는 것을 알 수 있다.

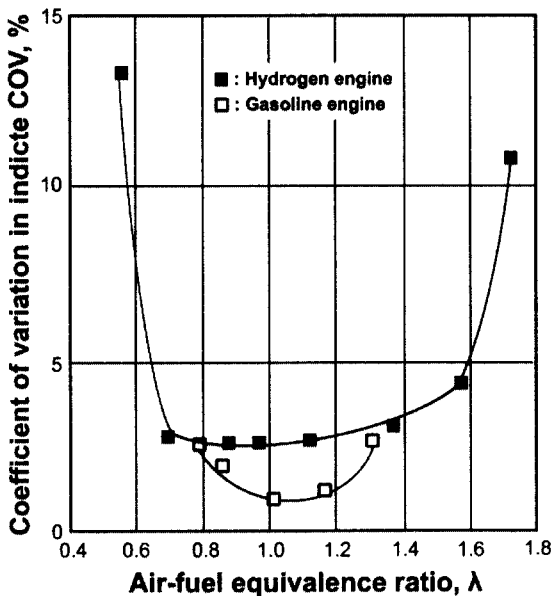


Fig. 6. Comparison of COV_{imep} of hydrogen engine with that of gasoline engine.

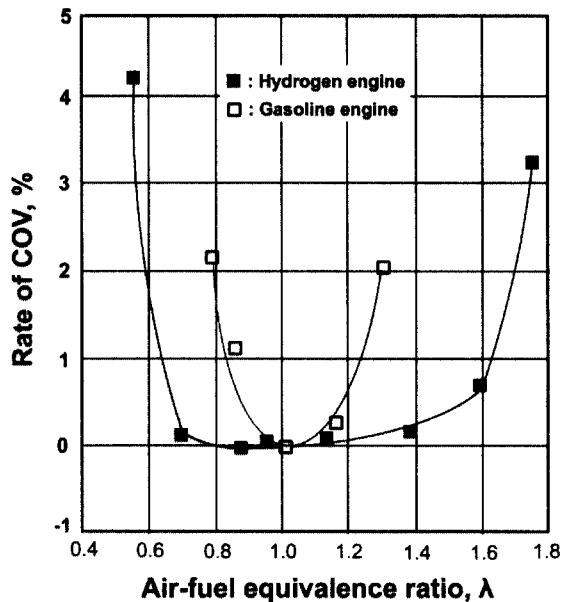


Fig. 7. Rate of COV_{imep} at each equivalence ratio of hydrogen engine with that of gasoline engine.

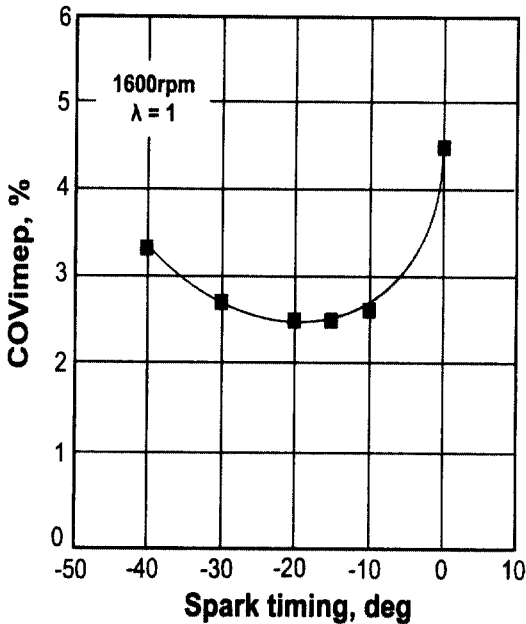


Fig. 8. COV_{imep} of hydrogen engine as a function of spark timing.

3.4 점화시기 변화

Fig. 8은 공기연료당량비 $\lambda=0.9$, 기관운전속도 1600rpm조건에서의 점화시기 변화에 대한 COV_{imep}를 나타낸 것이다. 직접분사식 수소기관의 COV_{imep}는 최대출력발생시점(MBT)에서 최소값을 나타내며 점화시기 10°BTDC에서 20°BTDC 근방에서는 거의 비슷한 수준을 보인다. 그러나 점화시기를 지나치게 진각 또는 지각시킬 경우 사이클 변동치가 크게 증가한다. 이것은 점화시기가 최적점화시기보다 진각 또는 지각됨에 따라 불완전연소되는 혼합기량을 증가시키고 이러한 잔류가스가 각 사이클 마다의 연소과정에 불규칙적인 영향을 크게 작용했기 때문으로 생각된다.

상기에 나타난 바와 같이 직접분사식 수소기관의 사이클변동은 기관운전속도가 증가함에 따라 다소 증가한다. 또한 분사시기가 흡입밸브 닫힘시기 보다 진각 또는 지각될 경우 사이클 변동은 급격히 증가하므로 최적분사시기를 흡입밸브

닫힘시기로 설정하는 것이 바람직하다. 공기연료비 변화에 대한 사이클변동은 매우 넓은 범위에 걸쳐 낮은 수준을 보이지만 $\lambda=1.6$ 이상 및 $\lambda=1.7$ 이하에서는 크게 나타났다. 최적점화시기 근방에서의 사이클변동은 비교적 안정하지만 점화시기를 상사점으로 할때 사이클 변동은 급히 증가한다.

4. 수소기관의 사이클 변동원인

4.1 연소기간 변동계수

스파크 점화기관의 사이클 변동 원인설에는 화염발달의 초기단계에서의 변동, 즉 초기연소기간에서의 변동에 의한 초기연소변동원인설과 주연소기간에서의 변동에 의한 주연소변동원인설로 대별된다. 수소기관의 경우 사이클 변동의 원인이 초기연소변동에 의한 것인지, 아니면 주연소변동에 의한 것인지의 여부를 밝히기 위하여 연소기간 변동계수로 평가하고자 한다. 연소기간 변동계수(coefficient of variation in combustion

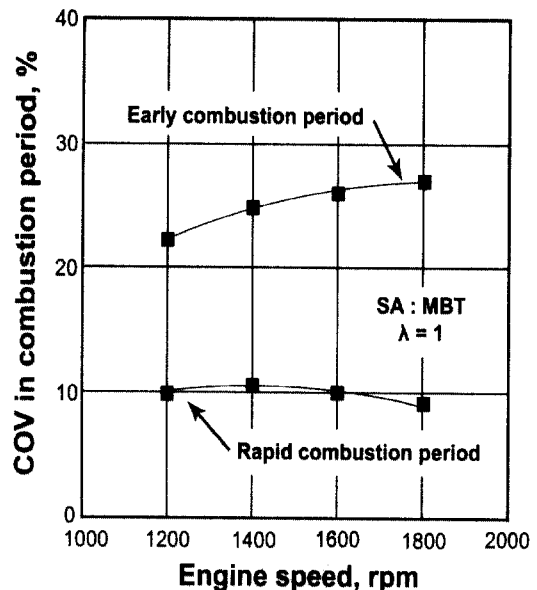


Fig. 9. COV of combustion period with the change of engine speed.

period : COV_{cp} 는 평균연소기간, \overline{cp} 에 대한 연소기간 변동치의 표준편차, σ_{cp} 의 비로서 다음과 같이 정의한다.

$$COV_{cp} = \sigma_{cp} / \overline{cp} \quad (3)$$

상식에서 σ_{cp} 및 \overline{cp} 는 다음과 같다.

$$\sigma_{cp} = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \{cp(i) - \overline{cp}\}^2 \right]^{1/2} \quad (4)$$

$$\overline{cp} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N cp(i) \quad (5)$$

따라서 연소기간 변동계수 COV_{cp} 는 다음과 같이 표시된다.

$$COV_{cp} = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \{cp(i) - \overline{cp}\}^2 \right]^{1/2} / \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N cp(i) \quad (6)$$

4.2 초기 및 주연소기간 변동계수

상기와 같이 정의된 연소기간 변동계수를 사용하여 초기연소기간 변동계수 및 주연소기간 변동계수를 파악하였다. 초기연소기간(early combustion period)은 질량연소율 0~10%까지의 기간이며, 주연소기간(rapid combustion period)은 질량연소율 10~90%까지의 기간으로 정의하였다.

Fig. 9는 기관 운전속도 변화에 대한 연소기간 변동계수를 초기연소기간 및 주연소기간에 대하여 나타낸 것이다. 이 경우 운전조건은 공기연료당량비 $\lambda=1$, 점화시기 MBT이다.

그림에서 나타난 바와 같이 초기연소기간 변동계수는 기관운전속도 증가에 따라 증가하는 경향을 나타낸다. 그러나, 주연소변동계수는 거의 일정한 값을 나타내며, 초기연소기간 변동계

수가 주연소기간 변동계수에 비해 2.5배정도 큰 값을 보인다. 이것은 수소기관의 연소는 초기연소기간 변동에 크게 좌우됨을 나타내는 것이다.

Fig. 10은 공기연료당량비에 대한 초기연소기간 변동계수 및 주연소기간 변동계수를 수소기관과 가솔린 기관을 비교하여 나타낸 것이다. 여기서 두 기관의 기관운전속도는 1600rpm, 점화시기는 MBT이다.

수소기관 및 가솔린기관의 초기연소기간 변동계수 및 주연소기간 변동계수는 모두 이론공기연료비 부근에서 최소를 나타내고 농후 및 희박영역으로 갈수록 증가하는 경향이다. 그러나 수소기관은 초기연소기간 변동이 주연소기간 변동보다 크지만 가솔린 기관의 경우 이와는 반대로 주연소기간 변동이 더 크게 나타난다. 이것은 수소기관에서의 사이클 변동 원인은 초기연소기간의 변동에 기인하는데 반해, 가솔린 기관은 주연소기간 변동에 큰 영향을 받는다는 것을 의미하는 것이다.

직접분사식 수소기관 및 가솔린기관의 대표적

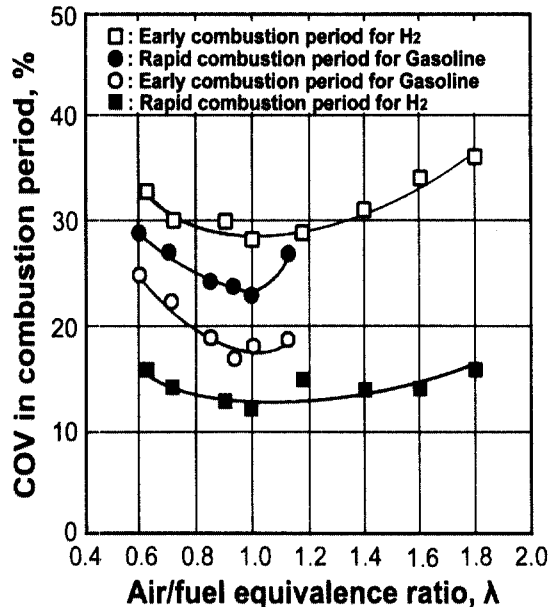
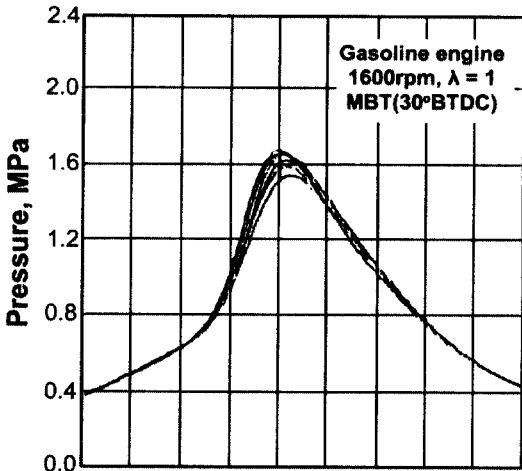


Fig. 10. COV of combustion period for hydrogen and gasoline engine.



인 6개의 사이클에 대한 연소실내 압력경과곡선

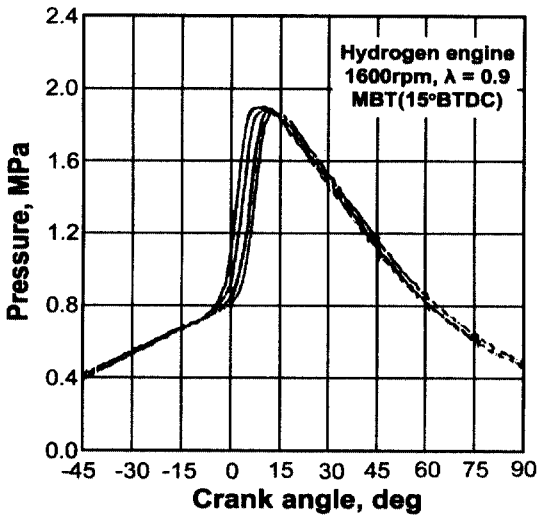


Fig. 11. In-cylinder pressure curve for hydrogen and gasoline engine.

을 비교하여 Fig. 11에 나타낸다.

그림에서 보는 바와 같이 가솔린 기관의 사이클은 초기 연소변동이 비교적 작지만 주연소 변동이 크게 나타난다. 반면 수소기관은 초기연소 변동이 크고, 주연소기간에서의 압력상승곡선은 기간의 차이는 있으나 거의 동일한 경향이다. 이와 같이 압력상승곡선의 경향은 일정하면서 기간(시간)의 차이가 발생하므로 수소기관의 사이클 변동이 초기연소기간의 차이에 의해 초래될

을 확인할 수 있다.

5. 결 론

직접분사식 수소기관의 사이클변동 원인이 초기연소 변동원인설과 주연소 변동원인설중 어느 원인에 의해 지배되는지를 밝히기 위해 주요운전변수에 대한 사이클변동을 파악하고, 이를 바탕으로 연소기간변동계수를 정의하여 해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

수소기관의 사이클 변동은 평균유효압력 변동계수로 평가한 결과 기관운전속도의 증가에 따라 서서히 증가하고 분사시기는 흡입밸브 닫힘시기와 동일하게 하는 것이 최적이며 이시기를 벗어나면 급격히 증가한다. 공기연료비 변화에 있어서는 매우 넓은 범위인 공기연료당량비 $\lambda = 0.7 \sim 1.4$ 에 걸쳐서 안정되며 점화시기를 변화시킬 경우 최적점화시기 근방은 비교적 안정하나 상사점까지 점화시기가 진각될 경우 사이클 변동이 급격히 증가한다.

수소기관의 사이클 변동 원인을 밝히기 위해 정의한 연소기간 변동계수를 평가한 결과 수소기관의 초기연소기간 변동이 주연소기간 변동보다 현저히 큰 값을 나타내어 수소기관의 사이클 변동원인은 초기 연소기간 변동에 기인함을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

- 1) 이종태 : “수소기관의 개발현황 및 특성”, 한국자동차 공학회지, Vol. 18, No. 2, 1996. 4, pp. 29-52.
- 2) 백성호, 이종태 : “흡기관분사식 수소기관의 특성 및 역화한계당량비 해석”, 한국수소에너지학회 논문집, Vol. 7, No. 1, 1996. 6, pp. 55-62.
- 3) 김용태, 김지문, 이종태, 이성열 : “직접분사식 수소엔진 개발에 관한 연구”, 한국자동차공학회 춘계학술대회 논문집, 1990. 11, pp. 58-39.

- 4) Jong T. Lee, Y. Y. Kim, J. A. Caton : "The Development of a Dual Injection Hydrogen Fueled Engine with High Power and High Efficiency", Proceedings of the 2002 fall technical conference of the ASME internal combustion Engine division, 2002. 9. pp. 323-333.
- 5) J. M. Kim, Y. T. Kim, S. Y. Lee, Jong T. Lee : "Performance Characteristics of Hydrogen Fueled Engine with the Direct Injection and Spark Ignition System", SAE paper 952498, 1995. 10, pp. 167-175.
- 6) 이종태: "수소동력시스템 전망", 한국수소 에너지학회 학술대회논문집, 2001, pp. 3-15.
- 7) 김용태, 김지문, 이종태, 이성렬 : "수소 엔진의 사이클변동에 관한 지압선도 해석", 한국자동차공학회 춘계학술대회 논문초록집, 1989, pp. 97-101.
- 8) 김지문, 김용태, 이종태, 이성렬 : "직접분사 수소 엔진의 기관성능 특성과 사이클변동 특성에 관한 연구", 한국자동차공학회 춘계학술대회 논문초록집, 1990, pp. 15-21.
- 9) John B. Heywood : "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill Book Company, Singapore, 1988.
- 10) 이성렬 : "내연기관", 보성각, 한국, 1998.