

## 흡기관분사식 수소기관의 특성 및 역화한계당량비의 해석

백성호, 이종태  
성균관대학교 기계공학과  
수원시 장안구 천천동 300, 440-746

A Study on Characteristics and the Back Fire Limit Equivalence Ratio of  
Hydrogen Fueled Engine with External Mixture

Sung Ho Paik, Jong Tai Lee  
Department of Mechanical Engineering, Sung Kyun Kwan University  
300, Chunchun-Dong Suwon, 440-746, Korea

### Abstract

As an essential step for development of a dual injection hydrogen fueled engine which can obtain high thermal efficiency and power in overall operating range, performance and BFL(back fire limit) equivalence ratio in hydrogen fueled engine with external mixture are investigated. As the results, BFL equivalence ratio in hydrogen fueled engine with external mixture is approximately 0.7. It is deduced that controls of driving conditions are required in transient stage from external mixture type to inner injection type. And in order to increase thermal efficiency, it is also found that BFL equivalence ratio should be expanded as much as possible.

### 1. 서론

현재 개발되고 있는 수소기관은 수소연료의 공급방식에 따라 흡기관 분사식과 직접분사식 수소

기관으로 구분된다.<sup>1-3)</sup> 직접분사식 수소기관은 흡입과정중 공기만이 흡입되므로 역화를 근본적으로 억제할 수 있고, 또한 공급열량이 증대되어 출력이 향상된다. 그러나, 분사된 수소와 공기와의 혼

합기간이 흡기관분사방식에 비해 짧은데 따른 혼합기 균질도 저하 및 수소분사밸브의 기밀성 취약과 같은 복합적인 원인들로 인해 열효율이 낮은 단점이 있다.<sup>4,7)</sup>

반면에, 흡기관분사식 수소기관은 고부하영역에서 역화가 발생되고 수소의 비체적이 큰 것에 의해 흡입공기량이 감소하여 출력은 현저히 감소된다. 그러나 혼합기간의 증가에 의한 혼합기의 균질도 상승으로 열효율이 향상된다.<sup>5,6)</sup>

이와같이, 직접분사식 수소기관과 흡기관분사식 수소기관은 출력과 열효율에서 서로 상반된 점이 있어서, 지금까지 제시된 수소기관들은 고출력과 고효율을 동시에 실현시키기에는 용이하지 않다.

수소기관 개발의 궁극적인 목적은 운전범위 전역에 걸쳐 고출력 및 고효율을 달성함과 동시에 역화와 같은 이상연소를 억제하는 것이다. 이것은 직접분사식과 흡기관분사식의 장단점을 고려하여 다음과 같은 개념을 바탕으로 실현시키면 가능할 것이다.

무부하 및 저부하의 영역에서는 흡기관분사식을 통하여 수소가스를 분사시킨다. 그리고, 고부하의 영역에서는 흡기관분사식으로 이상연소가 발생치 않을 정도까지의 희박혼합기를 공급시킨 후, 추가로 요구되는 수소가스를 고압의 상태로 실린더내로 직접분사시킨다. 이와같은 연료공급방식을 채택하면, 운전범위의 전역에 걸쳐서 효율이 향상되며, 출력 또한 향상될 것이다. 상기 개념하의 수소기관을 추후 이중분사식 수소기관(Dual injection hydrogen fueled engine)이라 칭한다.

이중분사식 수소기관이 실현되기 위해서는 먼저, 흡기관분사식 수소기관의 성능과 역화가 발생하기 이전까지의 기관이 운전될 수 있는 당량비의 한계인 역화한계당량비(Back fire limit equivalence ratio)를 파악하여야 한다.

따라서 본연구에서는 고효율, 고출력의 이중분사식 수소기관의 개발에 필요한 흡기관분사식하의 운전조건을 제시하고자 흡기관분사식 수소기관의 성능 및 역화한계당량비를 파악하였다.

## 2. 실험장치 및 실험방법

### 2.1 실험장치

Fig. 1 에 실험장치의 전체적인 개략도를 나타낸다. 실험장치는 수소기관, 동력 측정장치, 수소

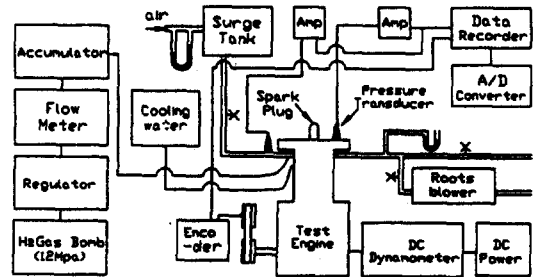


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

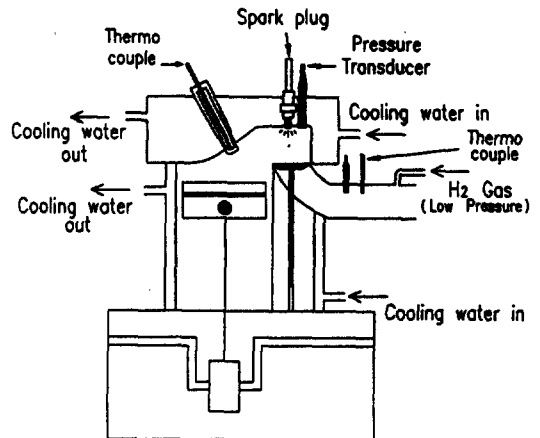


Fig. 2 Schematic diagram of hydrogen fueled engine with external mixture

가스공급계통, 흡기및 배기계통, 냉각계통, 기타 계측장치등으로 나눌 수 있다.

수소기관은 행정체적 433cc, 압축비 5인 농공용 단기통 가솔린 기관을 개조하였으며 Fig. 2에 상세도를 나타낸다. 기화기에서 throttle을 제외한 가솔린연료 공급계통을 제거하고 흡기밸브근방에 내경 2.2mm의 수소가스공급관을 설치하였다.

수소가스는 12MPa의 고압수소가스봄베로부터 공급되며, 1단감압기에 의해 200kPa정도로 감압된 후 2단 감압기에 의해 150kPa로 공급된다. 수소가스의 공급량은 병렬로 연결된 3개의 수소유량계로 측정한다. 유량계와 기관사이에는 약 2.4l 용량의 충전기를 설치하였다. 수소가스량은 흡기관 전방에 설치된 니들밸브로 조절하였다.

냉각수는 직수로부터 공급되며, 감압기를 거쳐 냉각수 탱크에 저장된 후 기관의 실린더와 헤드에 독립적으로 유입된다.

실린더내 압력과 역화에 의해 변동되는 흡기관내의 압력을 측정하기 위해 Piezo type의 압력변환기를 연소실 및 흡기관내에 각각 설치하였다. 실린더헤드 및 흡기관내의 평균온도를 측정기 위해 각각의 지점에 열전대를 삽입하였다. 측정된 압력값은 Data recorder에 저장된후 A/D 변환기를 통해 컴퓨터로 해석한다.

## 2.2 실험방법

실험변수는 당량비, 기관회전속도와 점화시기의 변화이며, 실험방법은 다음과 같다.

당량비 변화는 무부하에서부터 역화가 일어나기 전까지 연료공기당량비로 0.1씩 변화시킨다. 기관회전속도 변화는 부하를 변화시켜 1200rpm으로부터 2000rpm까지 200rpm씩 단계적으로 증가시킨다. 이때, 당량비는 수소공급량을 조절하여 일정하게 한다. 점화시기는 contact breaker의 위상각을

변화시켜 TDC로부터 50° BTDC까지 10°씩 단계적으로 진각시킨다.

각각의 경우 냉각수 온도는 60°C로서 유지한다.

## 3. 흡기관분사식 수소기관의 성능

### 3.1 토 크

Fig. 3에 당량비의 변화에 대한 흡기관분사식 수소기관의 토크를 동일계원의 직접분사식 수소기관 및 가솔린기관과 비교하여 나타낸다. 이 경우, 기관회전속도는 1600rpm이며, 점화시기는 최대토크 발생시기이다.

흡기관분사식 수소기관의 토크는 당량비가 증가함에 따라 증가하며, 정상적인 운전이 가능한 당량비는 역화발생에 의해 매우 작은 것을 나타낸다. 흡기관분사식 수소기관의 토크는 공급되는 수소가스의 큰 비체적에 의한 체적효율의 감소에 기인하여 직접분사식 수소기관 및 가솔린기관보다도

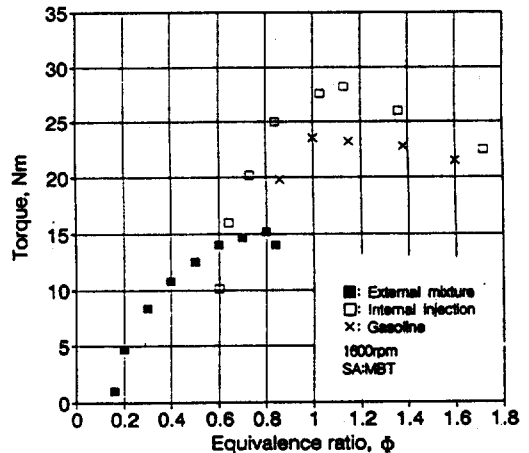


Fig. 3 Torque as a function of equivalence ratio at hydrogen fueled engine with external mixture, at hydrogen fueled engine with internal injection, and at gasoline engine

현저하게 낮은 것을 나타낸다<sup>7)</sup>.

흡기관분사식 수소기관의 최대토크는, 직접분사식 수소기관의 경우의 1/2정도이며, 가솔린기관의 경우에 비해서도 2/3정도에 지나지 않는다. 이것은 고출력을 얻기 위해서는 직접분사식이 필요하다는 것을 나타내는 것이다.

### 3.2 제동열효율

Fig. 4에 당량비의 변화에 대한 제동열효율의 변화를 각 기관회전속도에 대해 나타낸다.

제동열효율은 통상의 경우와 같이 당량비의 증가에 따른 냉각손실 및 조기착화의 발생을 증가로 인해 감소되는 경향이다. 이 경향은 기관회전속도의 변화에 대해 동일하다. 그렇지만, 최대 열효율이 나타나는 당량비는 기관회전속도가 증가함에 따라 높아지는 경향이며, 이것은 기관회전속도가 증가함에 따른 열전달기간의 감소로 냉각손실이 감소하는 것이 주 요인으로 생각된다. 최대열효율은  $\phi=0.3\sim0.5$ 의 희박영역에서 발생한다.

이 결과로부터, 기관운전 전 범위에서 고효율을 달성하기 위해서는, 저부하의 영역은 throttle에 의해 공급열량을 조절하며, 고부하의 영역은 수소가스의 분사량제어로 공급열량을 조절하는 것이 바람직하다는 것을 알 수 있다.

흡기관분사식 수소기관의 당량비변화에 대한 제동열효율을 직접분사식의 경우와 비교하여 Fig. 5에 나타낸다.

흡기관분사식 수소기관의 열효율은 직접분사식 수소기관에 비해 전 당량비에 걸쳐 매우 높다. 직접분사식 수소기관의 열효율이 흡기관분사식 수소기관의 경우에 비하여 낮은 것은, 압축과정중 실린더내 수소가스를 분사하는 데 따른 혼합기간의 감소로 혼합기의 균질성이 저하되고, 또한 수소분사밸브의 기밀성 문제로 인하여 소량의 수소가스

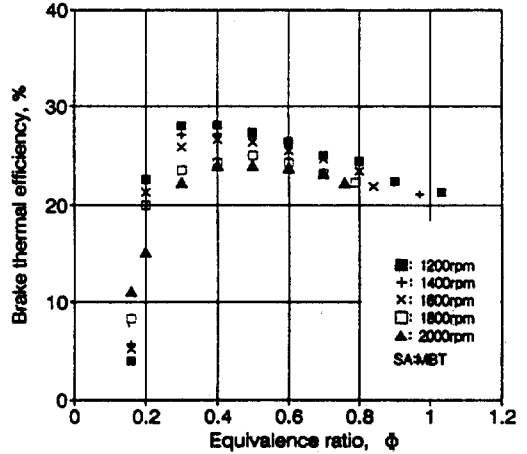


Fig. 4 Brake thermal efficiency as a function of equivalence ratio at each engine speed

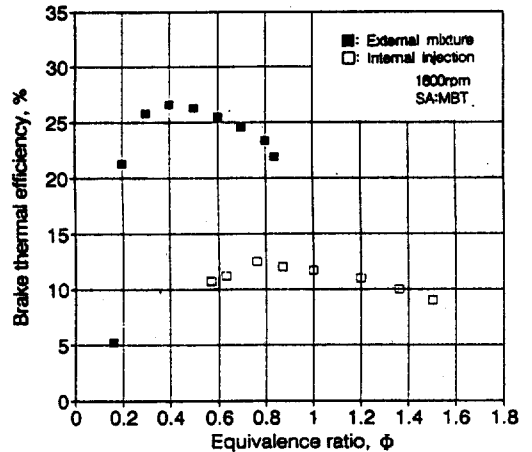


Fig. 5 Brake thermal efficiency as a function of equivalence ratio at hydrogen fueled engine with external mixture and at hydrogen fueled engine with internal injection

가 전사이클에 걸쳐 누출되는 데에 의한것으로 볼 수 있다. 흡기관분사식 수소기관의 최대열효율은 직접분사식 수소기관의 약 2배정도 이다. 따라서, 고효율을 달성하기 위해서는 가능한 흡기관분사의

영역을 확장하는 것이 바람직함을 알 수 있다.

### 3.3 사이클 변동

Fig. 6은 흡기관분사식 수소기관에서의 당량비 변화에 대한 사이클 변동을 직접분사식의 경우와 비교하여 나타낸 것이다. 이때, 사이클변동의 크기는 도시평균유효압력변동의 표준편차인 COVimep로 구하였다.<sup>8,9)</sup>

그림에서 나타나는 바와 같이, 흡기관분사방식의 사이클 변동은 혼합기의 분균질성에 따른 연소의 불안정으로 인해 고회박영역에서 매우 크며, 농후한 영역에서는 약간 증가하는 경향이다. 그러나, 이 영역을 제외한 영역에서는 당량비가 변화하여도 사이클변동치가 대체로 일정하다. 직접분사식 수소기관의 사이클 변동도 고농후영역과 회박영역에서 혼합기의 분균질성에 의해 증가하나, 이 영역외에서는 흡기관분사기관과 마찬가지로 당량비변화에 대해 그리 큰 변화를 나타내지 않는

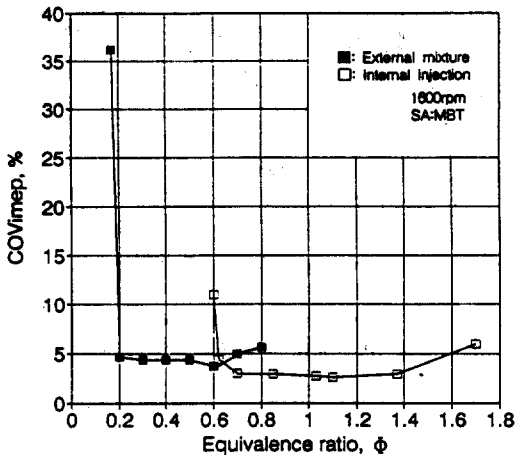


Fig. 6 Coefficient of variation in indicated mean effective pressure, COVimep, as a function of equivalence ratio at hydrogen fueled engine with external mixture and at hydrogen fueled engine with internal injection

다. 사이클 변동치는 두 경우 모두 5%이하 이므로 이중분사식 수소기관은 회박영역과 농후한 영역전반에 걸쳐 안정된 운전이 가능할 것으로 생각된다.

그런데, 사이클변동은 흡기관분사방식에서 직접분사방식으로 천이되는 영역에서 두 경우 모두 증가한다. 따라서, 천이 영역에서 흡기관분사방식과 직접분사방식의 수소가스공급량의 비율은 사이클변동이 증가하지 않도록 적절히 제어하여야 할 것이다.

### 3.4 최적점화시기

Fig. 7에 당량비 변화에 대한 최적점화시기를 각각의 기관회전속도에 대하여 나타낸다.

최대토크가 발생되는 최적점화시기는 통상적으로 알려진 바와 같이 당량비가 증가함에 따라 지각된다. 또한, 각 당량비에 대해서는 기관회전속도가 증가함에 따라 진각된다. 당량비변화에 대한 최적점화시기의 변화범위는 회박운전한계가 넓기

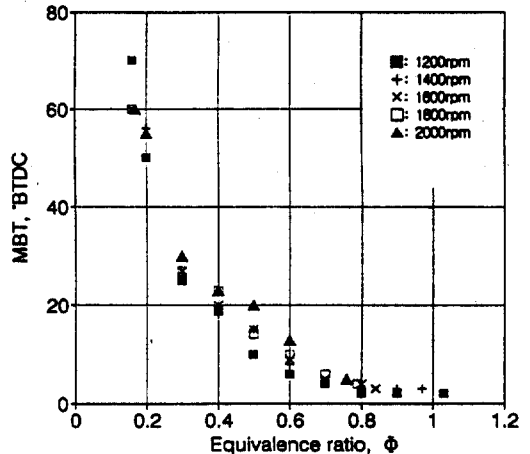


Fig. 7 Minimum spark advance for best torque, MBT, as a function of equivalence ratio at each engine speed

때문에 상사점부근으로부터 압축행정 중반인 70° BTDC 부근까지의 폭넓은 범위이다. 열효율이 높은 범위의 운전을 고려한다면,  $\phi=0.3$  이상의 영역에서의 최적점화시기는 약 30°BTDC 에서 상사점 부근임을 알 수 있다.

직접분사식 수소기관의 경우 점화시기는 상사점부근으로, 당량비에 대해 큰 변화를 나타내지 않으므로<sup>10,11)</sup> 흡기관분사식 수소기관으로부터 직접분사식으로 천이되는 영역에서의 점화시기 제어는 큰 문제가 없는 것으로 생각된다.

### 4. 역화한계 당량비

#### 4.1 역화현상

Fig. 8은 정상연소로부터 역화가 발생하는 과정을 파악하기 위해 역화발생시 및 전후의 사이클에 대한 실린더내 압력과 흡기관내 압력의 경과를 나타낸 일례다.

사이클이 진행됨에 따라, 압력상승이 나타나는 크랭크각은 정상연소시의 점화시기보다 점차 진각된다. 이후 3번 cycle에서는 압축행정중반부터 연소에 의한 압력상승이 나타나며, 결국에는 역화에 이르는 것을 나타낸다. 이 과정을 통해 역화는 정상적인 점화에너지가 주어지기 전에 연소실내에 형성된 모종의 착화원에 의해 수소공기혼합기가 조기착화된 이후 빠른 연소속도에 의해 흡기관내로 화염이 역류하는데 기인한다는 것을 확인할 수 있다.<sup>12,13)</sup>

역화가 발생한 이후 흡기관내에 발생된 압력파는 흡입행정후반에 실린더 내부로 유입되려는 신기를 방해한다. 또한, 흡기관내의 기연가스중 일부가 흡입되어 실린더내부의 기연가스와 혼합된다. 이로인해 역화발생직후의 실린더내 압력은 5번 사이클과 같이 불완전한 연소상태에 의해 실린더내

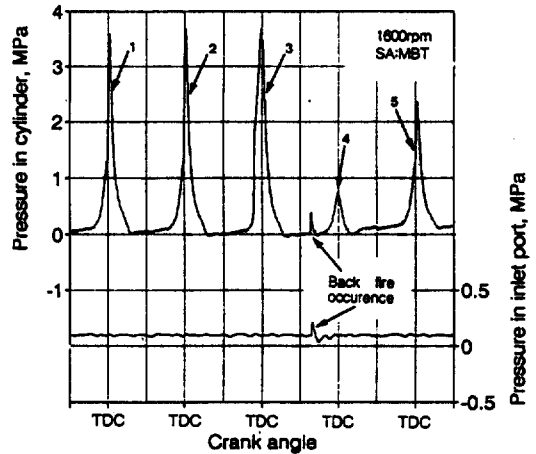


Fig. 8 Pressures in cylinder and in inlet port with cycle before and after back fire occurrence

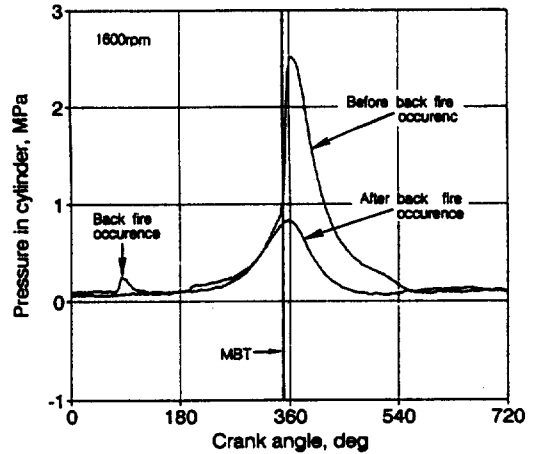


Fig. 9 Pressure in cylinder with crank angle before and after back fire occurrence

압력이 다소 재상승되거나 기관이 정지된다.

Fig. 9는 정상연소 도중 조기착화되는 과정없이 어느 순간에 역화가 발생하는 일례를 나타낸 것이다.

그림에서 보이는 바와같이 정상연소가 이루어진 후 조기착화되는 과정없이 흡입행정초반에 역화

에 의한 압력 상승이 나타난다. 이것은 Lynch가 보고했던 불규칙하게 발생하는 역화의 현상과 일치한다.<sup>14)</sup> 역화발생시기는 전술한 역화발생의 일례와 동일하므로 이 경우는 실린더내의 모종의 착화원이 흡입밸브가 열릴 때까지 존재하여 흡입되는 혼합기를 착화시키는데 의한 것으로 생각된다.

#### 4.2 역화한계당량비

Fig. 10은 당량비변화에 대한 토크변화의 일례이다. 당량비가 어느정도 증가되면 역화가 발생하며, 역화가 발생되기 직전에 조기착화 발생의 영향에 의해 토크가 다소 저하하는 것을 나타낸다. 따라서, 흡기관분사식 수소기관에서는 조기착화가 발생되기 이전의 당량비에서 운전되어야 하며, 이 당량비는 측정된 각 기관회전속도에서 역화한계당량비보다 약 6%정도 낮은 영역으로 파악되었다.

Fig. 11에 각각의 기관회전속도에서 요구되는 토크를 얻기 위한 당량비 및 역화한계당량비를 나타낸다.

요구되는 토크가 동일할 경우, 기관회전속도의

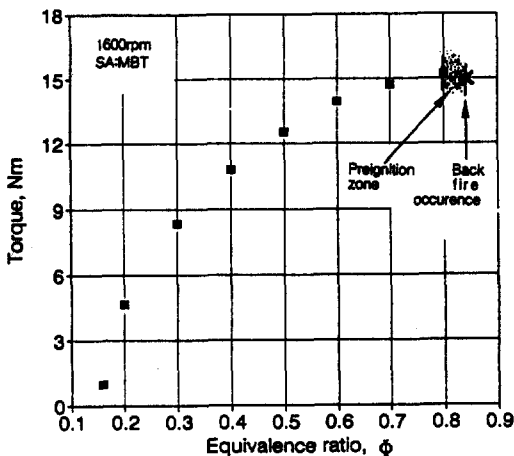


Fig. 10 Torque as a function of equivalence ratio

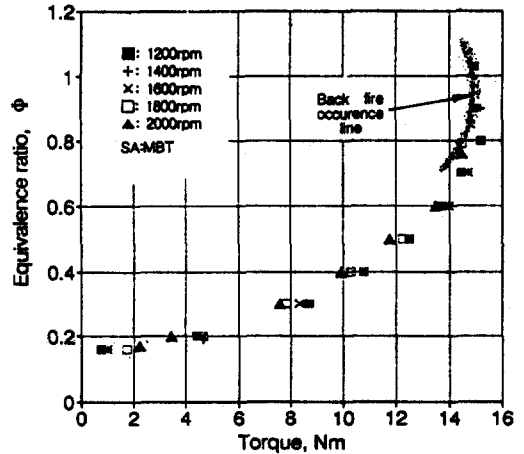


Fig. 11 Equivalence ratio as a function of torque at each engine speed

변화에 따르는 당량비의 변화폭은 그리 크지 않다. 그러나, 역화한계당량비는 기관회전속도의 증가에 따른 단위시간당의 발열량증가로 인하여 현저히 감소한다. 기관회전속도가 1200rpm에서 2000rpm까지 증가할때, 역화한계당량비는 1.03에서 0.76까지 감소한다. 따라서, 상기운전조건에 대한 범위내에서 정상운전이 가능한 당량비는 역화한계당량비 및 조기착화를 고려하면 0.7정도 이하의 영역임을 알 수 있다.

#### 5. 결론

이중분사식 수소기관을 개발하기 위한 기초단계로서 흡기관분사식 수소기관에서의 성능 및 역화 및 역화한계당량비를 파악한 바, 다음과 같은 결론을 얻었다.

흡기관분사식 수소기관에서 기관운전은  $\phi=0.16$ 까지의 희박영역까지 가능하고, 열효율의 최대값은  $\phi=0.3\sim 0.5$ 의 희박영역에서 나타난다. 사이클변동은 희박영역 전반에 걸쳐 5%이하의 값이고, 최

적점화시기의 변화범위는 약 70°BTDC로부터 상사점까지의 넓은 범위임이 파악되었다.

그리고 흡기관 분사식에서 직접분사식으로 천이되는 구간에서 임의 운전조건의 제어가 필요하다는 것을 예측할 수 있었다.

본 기관에서 정상운전이 가능한 당량비는 역화한계당량비 및 조기착화의 영역을 고려한 바, 약 0.7정도 이하의 영역임을 알 수 있었다.

부하조건에 따른 이중분사방식을 채택하여 운전범위 전체에 걸쳐 고효율을 얻기 위해서는 가능한 흡기관분사식으로 운전되는 영역을 넓히는 것이 바람직한 것을 예측할 수 있었다. 이 경우 역화발생이 문제이므로 역화한계당량비를 확장시키는 방법이 강구되어야 한다.

## Reference

1. Jack Levi and David B. Kittelson, "Further studies with a Hydrogen Engine", SAE 780233, pp. 1~8
2. 이종태, 이성열, 이재천, 김용환, "수소엔진 개발에 관한 기초연구", 한국자동차공학회, 춘계학술대회 초록집, pp. 1988
3. 古濱 隆一, "未來おひらく 水素自動車", 東京電機大學出版局, 1992
4. 濱 純, "水素自動車の 現況", 自動車技術 Vol. 45, No. 8, pp.51~57. 1991.
5. B. Nagalingam, Karl Schmillen, Martin Dubel, "Performance of the Supercharged Spark Ignition Hydrogen Engine", SAE 831688, 1988.
6. J. B. Finegold and Wm. D. Van Vorst, "Engine Performance with Gasoline and Hydrogen", Hydrogen Energy, part B, pp.685-696, Miami, 1974.
7. 이종태, "수소엔진 및 수소자동차의 개발현황", 한국수소에너지학회, [총설]한국수소에너지학회지, 제4권 제1호, 1993.
8. 김지문, 김용태, 이종태, 이성열, "수소기관의 사이클 변동 원인", 한국자동차공학회 춘계학술대회 초록집, pp71-75, 1991.
9. John B. Heywood, "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill, 1988
10. Ji Moon Kim, Yong Tae Kim, Jong Tai Lee, and Song Yol Lee, "Performance characteristics of Hydrogen Fueled Engine with the Direct Injection and Spark Ignition System", SAE 952488. pp. 162~175, 1995. 11.
11. 김용태, 김지문, 이종태, 이성열, "직접분사식 스파크점화 수소기관의 연소 및 성능 특성에 관한 연구", 한국수소에너지학회, 수소에너지학회지, Vol.4, No. 1, 1992. 6, pp. 1~16.
12. S. Furuham, "Combustion Improvement in a Hydrogen Fueled Engine", Int. J. Hydrogen Energy, Vol.2, No.3, 329, 1977.
13. S. Furuham, 1991, "Trend of Social Requirements and Technical Development of Hydrogen-Fueled Automobiles", JSME Review, Vol.13, No.1, pp.4-13.
14. F. E. Lynch, "Backfire Control Techniques for Hydrogen Fueled Internal Combustion Engines", Hydrogen Energy, part B, pp.686-696, Miami, 1974.