

〈論 文〉

연소실내 분사식 수소연료기관의 특성에 관한 연구

조우흠* · 이형승* · 이석재* · 김응서**

(1994년 8월 10일 접수)

A Study on the In-Cylinder Injection Type Hydrogen Fueled S. I. Engine

W. H. Cho, H. S. Yi, S. J. Lee and E. S. Kim

Key Words : Hydrogen Fueled Engine(수소연료기관), In-Cylinder Injection(연소실내 분사), Abnormal Combustion(이상연소), Nitric Oxide(질소산화물), Alternative Fuel(대체연료)

Abstract

Owing to the serious problem of hydrocarbon fuel such as environmental pollution, the development of alternative fuel is very urgent. To adopt hydrogen to the internal combustion engine, a solenoid-drive type in-cylinder injection system was constructed. The injection system was installed to the single cylinder research engine, and the engine performance and the emission of nitric oxide were tested upon the fuel-air equivalence ratio and the spark timing. In the case of in-cylinder injection system, hydrogen is injected after the intake valve is closed, so it is possible to operate the engine without the back fire and the fall of its volumetric efficiency. In the region of the fuel-air equivalence ratio below 0.5, hydrogen and air aren't well mixed and the thermal efficiency is lowered, so the nozzle should be designed to inject hydrogen uniformly into the combustion chamber. In the region of the fuel-air equivalence ratio above 0.7, the fuel-air mixture burns very fast and the amount of nitric oxide emission increases rapidly, so the spark timing should be retarded as compared with MBT.

기 호 설 명

$\Delta\theta_b$: 급속연소기간	<i>BBDC</i> : 하사점전
$\Delta\theta_d$: 화염발달기간	<i>BMEP</i> : 제동 평균유효압력
ϕ : 연료-공기 당량비	<i>BSFC</i> : 제동 연료소비율
γ : 비열비	<i>BTDC</i> : 상사점전
η_b : 제동열효율	<i>COV</i> : 변화계수
η_i : 도시열효율	<i>EVC</i> : 배기밸브 닫힘
η_v : 체적효율	<i>EVO</i> : 배기밸브 열림
<i>ABDC</i> : 하사점후	<i>IMEP</i> : 도시 평균유효압력
<i>ATDC</i> : 상사점후	<i>IVC</i> : 흡기밸브 닫힘
	<i>IVO</i> : 흡기밸브 열림
	<i>MBT</i> : 최적점화시기
	<i>WOT</i> : 스로틀 전개

*서울대학교 대학원 기계공학과

**정회원, 서울대학교 기계공학과

1. 서 론

환경오염문제가 심각한 현재, 자동차용 연료로 사용되고 있는 탄화수소계 연료는 미연탄화수소를 비롯한 많은 유해한 배출물을 발생시켜 환경을 오염시키고 있으며, 점차 강화되고 있는 배기가스의 법적 규제도 만족시키지 못할 것으로 보인다. 따라서 세계 각국에서 대체연료에 대한 연구가 점차 강화되고 있으며 수소는 장기적인 안목에서 가장 유망한 자동차 연료로 주목받고 있다.

자동차엔진용 연료로서 수소의 특징을 살펴보면 대기조건하에서 가연영역이 가솔린에 비해 매우 넓으며, 또한 착화에 필요한 점화에너지가 가솔린이나 메탄의 10분의 1 이하이며 확산속도가 가솔린의 약 12배에 달한다. 따라서 수소를 자동차용 연료로 사용하면 연료를 희박하게 공급하여도 안정된 착화를 얻을수 있어 사이클 변동이 작은 운전이 가능하며, 가연한계가 넓어 출력을 WOT 상태에서 수소 유량만으로 조절이 가능해, 특히 낮은 부하상태에서 스톱(throttle) 손실이 작고, 기체연료이므로 가감속시의 연료의 응답 지연이 없다는 장점이 있다.

그러나 작은 점화에너지, 빠른 화염전파속도, 넓은 가연범위 그리고 짧은 소염거리로 인해 고부하시 실린더헤드의 열점이나 스파크 플러그, 배기밸브의 시트, 잔류가스 등의 영향으로 인한 점화로 역화의 문제가 발생하고 급격한 압력상승으로 인해 기관의 열적 및 기계적 부하가 커지고 연소 소음이 커지며, 높은 가스온도로 인한 질소산화물의 양이 현격히 증가하고, 연소후 물수가 6~15% 정도 줄어서 출력이 감소하는 단점이 있다.⁽¹⁾

수소를 자동차용 연료로 사용하는 연구의 초점은 수소를 기관에 공급하기 위한 연료계의 구성 및 개발에 모아지고 있다. 수소를 기관에 공급하는 방법은 크게 흡기관에 공급하는 방법과 연소실에 직접 분사하는 방법이 있다. 흡기관에 공급하는 방법은 10기압 정도의 비교적 낮은 압력으로 수소를 흡기관에 분사하는 방법으로, 가스분사밸브를 이용하여 쉽게 기관에 장착이 가능하며 혼합기 형성시간이 충분해 기관의 운전성면에서는 유리하나, 낮은 체적효율로 인해 출력이 가솔린에 비해 약 20% 정도 줄어들며, 흡기밸브시트의 좁은 틈조차 통과할 수

있는 수소의 작은 소염거리로 인해 고부하시 역화가 생기는 문제점이 있다.^(2~4) 연소실내로 수소를 공급하는 방법은 고압의 수소기체를 압축행정 중에 실린더내로 직접 분사하여 점화를 시키는 방법으로 인젝터 구동방법에 따라 디젤기관의 분사펌프와 분사밸브를 사용해서 오일 유압의 압력파를 이용하는 방법과 전자식 제어가 가능한 솔레노이드를 이용하는 방법이 있다. 전자는 10기압 정도의 비교적 높은 분사압력을 얻을 수 있으며 분사밸브의 개폐가 확실하나 기계식 장치를 사용하여 분사시기의 변화가 어려운 단점이 있다.^(5,6) 후자는 분사시기 및 분사지속기간의 조절이 자유로우나 개폐시의 작동 지연이 유압식에 비해 약간 긴 단점이 있다.^(7,8)

본 연구에서는 솔레노이드 구동방식 연소실내 분사장치를 제작하여 연구용 단기통 기관에 장착하여 흡기관 분사방식⁽⁹⁾과 결과를 비교하였으며 질소산화물에 대한 영향을 검토하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 연소실내 분사식 수소공급장치

연소실내 분사식 수소인젝터의 구조는 Fig. 1과 같다. 이 그림은 전체적인 조립도를 단면도의 형태로 나타낸 것으로써 전체의 치수는 높이가 약 200 mm, 최대지름 약 80 mm이다. 이의 외형은 본 연구에 사용된 단기통 기관에 준하여 결정되었으며 나사를 이용하여 실린더헤드에 장착하게 되어 있다. 본 인젝터는 Lucas Ledex사의 솔레노이드로 구동되며 DC 12 V를 사용한다. 인젝터에 있어 주요부분은 핀틀과 핀틀시트이며 본 인젝터에서는 핀틀이 시트면에 밀착되어 있을 때의 누설을 최소화시키기 위해 불형태의 핀틀을 사용하였다.⁽¹⁰⁾

직접분사식 수소기관의 경우 분사는 흡기밸브가 닫힌 이후에 시작되어야 한다. 본 연구에서는 3.0 MPa 정도로 수소를 공급하여 흡기밸브 닫힘(intake valve closing)시기에서부터 실린더내 압력이 그다지 높지 않은 시기내에 분사를 마치는 방법을 사용하였다. 이 방법은 수소가 분사되기 이전에 신기가 공급되므로 연소실 벽면을 냉각시키게 되어 조기점화 등의 이상연소의 방지에 유리하다.

2.2 실험장치

기관 실험장치의 개략도를 Fig. 2에 나타내었다. 실험에서 사용된 기관은 배기체적 0.488 dm³, 압축

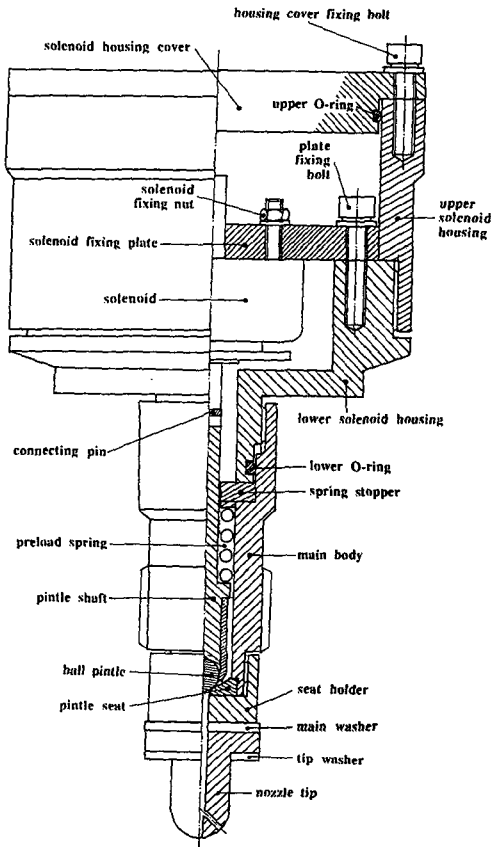


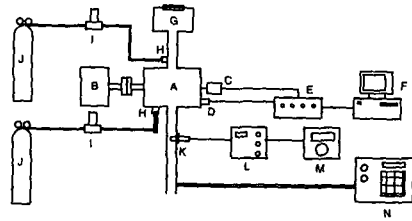
Fig. 1 Sectional drawing of in-cylinder hydrogen injection valve

비 8.5의 연구용 단기통 기관이며, 기관 동력계는 수냉과전류식 동력계로서 최대흡수토크는 5.0 kgfm이며 최대 흡수마력은 15 kW이다.

수소는 12 MPa의 고압용기로부터 공급되며 압력 조정기에서 흡기관 분사방식의 경우 1 MPa, 연소실내 분사방식의 경우 3 MPa 정도의 압력으로 강하된 뒤, 차단밸브와 체크밸브를 거쳐 동일한 단기통 기관의 흡기관과 연소실에 각각 설치되어 있는 수소공급장치를 통해 공급된다.

연소실내 압력측정을 위해서 연소실내 분사방식의 경우, 점화플러그형 어댑터와 일체로 되어있는 압전형 압력변환기(Kistler사 model 6117)를 사용하였으며 흡기관 분사방식의 경우, 압전형 압력변환기(Kistler 사 model 6061)를 플러시 장착(flush mounted) 방식으로 설치하여 사용하였다.

배기가스 분석기(Yanaco사 model EIFC-1083)를 사용하여 배기가스의 측정을 하였다.



- A : Single cylinder engine
- B : Engine dynamometer
- C : Crankangle sensor
- D : Pressure transducer
- E : Combustion analyzer
- F : Personal computer
- G : Intake air surge tank
- H : Hydrogen injector
- I : Hydrogen flowmeter
- J : Hydrogen storage vessel
- K : Wide band oxygen sensor
- L : Wide band oxygen sensor controller
- M : Digital multimeter
- N : Exhaust gas analyzer

Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus

2.3 실험방법

단기통 기관의 흡기관과 연소실에 각각 수소를 공급하여, 기관회전속도, 연료-공기 당량비, 점화시기 등을 변화시키면서 실험을 실시하였다. 기관회전속도는 1000 rpm과 1500 rpm으로 변화시켰으며, 점화시기는 MBT를 중심으로 변화시켰다. 연료-공기 당량비는 기관의 안정 운전이 가능한 연료회박 한계에서부터 노킹(knocking)이 발생하는 한계까지 변화시켰으며 연소실 형상은 반구형(hemispherical type)을 사용하였다.

3. 결과 및 검토

Fig. 3은 기관회전속도 1500 rpm, 연료-공기 당량비 1.0, 점화시기 MBT, 스톱틀개도 WOT에서 흡기관 분사방식과 연소실내 분사방식의 연소실 압력을 비교한 것이다. 연소실내 분사방식의 경우 모터링압력에서 상사점을 지난후 약간 감소하다가 정적사이클에 가까울 정도로 급격한 압력상승을 보이는데 이는 노킹현상을 방지하기 위해 점화시기를 ATDC 5°까지 지연시켰기 때문이다. 흡기관 분사 방식에 비해, 연소실 분사방식의 경우 압축행정시 압력이 높게 나타나는데, 이는 연소실내로 공기가 흡입된 후 약 200 cm³ 정도의 수소를 분사하므로,

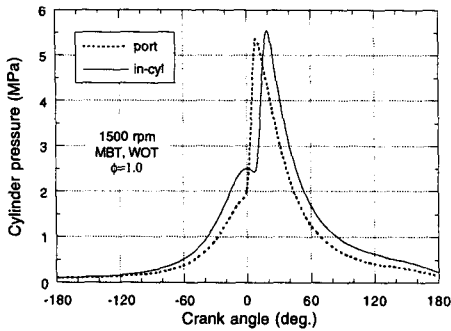


Fig. 3 Cylinder pressure vs. crankangle for hydrogen with intake port injection system and in-cylinder injection system at 1500 rpm, $\phi=1.0$, MBT

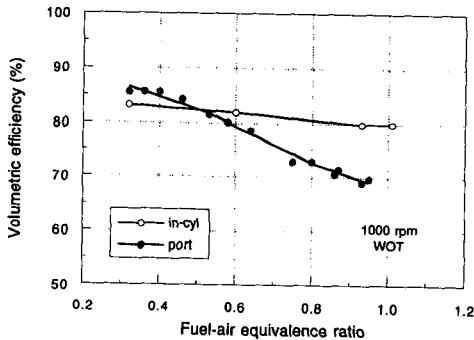


Fig. 4 Volumetric efficiency vs. fuel-air equivalence ratio for hydrogen with intake port injection system and in-cylinder injection system at 1000 rpm, MBT

즉 체적효율이 흡기관 분사방식에 비해 높기 때문에 나타나는 결과이다.

흡기관 분사방식과 연소실내 분사방식의 가장 기본적인 차이점인 체적효율의 연료-공기 당량비에 대한 측정결과를 Fig. 4에 나타내었다. 연소실내 분사방식의 경우 전 운전영역에서 거의 변동이 없으나 흡기관내 분사방식의 경우 연료-공기 당량비가 증가함에 따라 선형적으로 감소하고 있다. 이는 수소와 공기가 연소실내로 들어가기 전에 미리 혼합되기 때문에 흡기관으로 분사되는 수소의 체적만큼 공기가 배제되어 나타나는 결과이다. 따라서 연료-공기 당량비가 증가할수록 더욱 영향이 커져서 연료-공기 당량비가 1.0에서는 약 30% 정도 연소실내 분사방식의 체적효율이 더 높게 나타난다. 한편 연료-공기 당량비가 0.5 이하에서는 흡기관 분사방식의 체적효율이 약간 높게 나타나고 있는데,

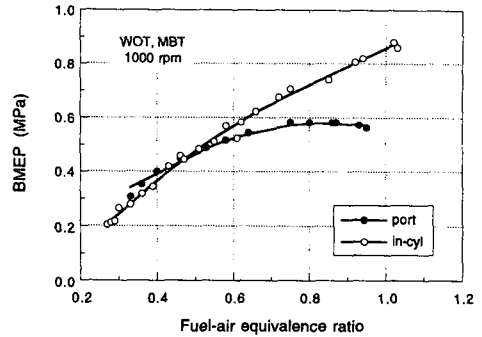


Fig. 5 Brake mean effective pressure vs. fuel-air equivalence ratio for hydrogen with intake port injection system and in-cylinder injection system at 1000 rpm, MBT

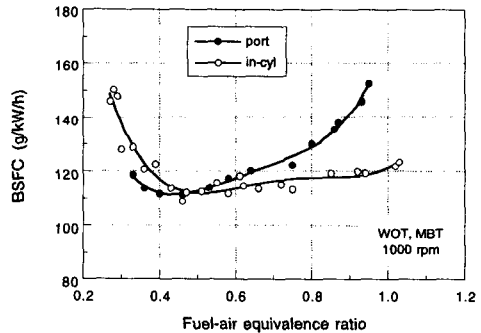


Fig. 6 Brake specific fuel consumption vs. fuel-air equivalence ratio for hydrogen with intake port injection system and in-cylinder injection system at 1000 rpm, MBT

이는 흡기관에 수소를 분사하는 경우 수소가 팽창하면서 온도가 감소하여, 결과적으로 연소실내로 흡입되는 공기의 밀도가 증가하기 때문이다.

Fig. 5는 연료-공기 당량비에 대한 제동 평균유효압력(break mean effective pressure)의 변화를 나타낸 것이다. 연료-공기 당량비가 0.5 이하에서는 흡기관 분사방식이 더 높게 나타나고, 0.5 이상에서는 이 경향이 역전되어 연소실내 분사방식이 더 높게 나타나 1.0 부근에서는 흡기관 분사방식보다 약 16% 정도 높게 나타난다. 이는 Fig. 4에 나타난 것과 같은 체적효율의 영향에 기인한 것으로 체적효율이 큰 경우, 같은 연료-공기 당량비의 경우라도 더 많은 수소를 연소시킬 수 있기 때문이다.

Fig. 6은 제동 연료소비율(break specific fuel consumption)에 대한 영향을 나타내었다. 연료-공

기 당량비가 0.5 이상에서는 흡기관에 보다 많은 양의 수소가 공급되므로, 흡기관에 잔류하던 수소가 연소되지 않고 밸브 오버랩(valve overlap) 동안에 배기관으로 배출되는 현상에 의해 흡기관 분사 방식의 경우가 연료소비율이 증가하고 있으며, 0.5 이하에서는 흡기관 분사방식의 연료-공기의 혼합이 연소실내 분사방식보다 우수하므로, 연소실내 분사 방식이 더 높은 연료소비율을 나타내고 있다.

이와 같은 경향은 Fig. 7에 나타난 제동 열효율에서도 동일하게 나타나는데 Figs. 5~7의 결과로부터 연료-공기 당량비가 0.5 이상에서는 흡기관 분사방식에서는 미연수소의 배기관으로의 직접배출과 같은 문제점이 있어 분사된 수소를 전량 연소시킬 수 없으므로, 연소실내 분사방식으로 운전하는 것이 더 효율적이다.

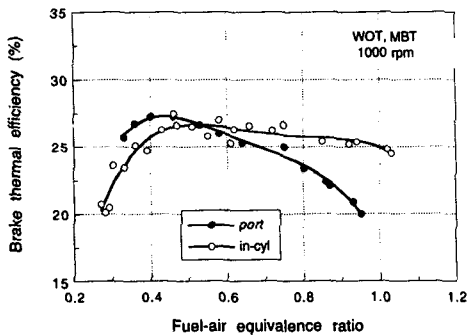


Fig. 7 Brake thermal efficiency vs. fuel-air equivalence ratio for hydrogen with intake port injection system and in-cylinder injection system at 1000 rpm, MBT

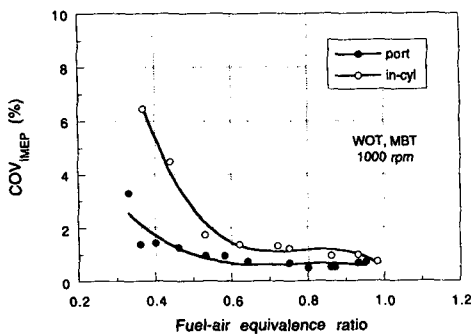
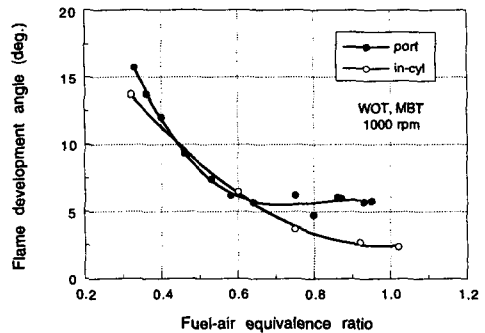


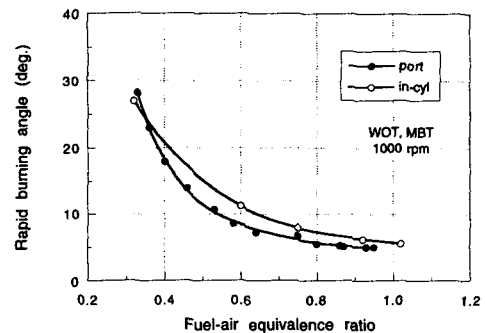
Fig. 8 Coefficient of variation in indicated mean effective pressure vs. fuel-air equivalence ratio for hydrogen with intake port injection system and in-cylinder injection system at 1000 rpm, MBT

Fig. 8은 도시 평균유효압력(indicated mean effective pressure)의 변화계수(coefficient of variation)에 대한 결과이다. 연소실내 분사방식의 경우 연료-공기 당량비가 0.5 이하에서 변화계수의 값이 급격히 증가하여 0.4에서 5%를 초과하는 수준이다. 가솔린기관의 경우 일반적으로 변화계수의 값이 5% 이상인 경우 기관의 운전상태가 불안정한 것으로 판정하므로, 연소실내 분사식 수소기관의 경우 연료-공기 당량비 0.4 이하의 영역에서 운전하는 것은 바람직하지 않은 것으로 생각된다. 연료-공기 당량비 0.5 이상에서는 두 방식이 유사한 경향을 나타내며 전체적으로 연소실내 분사방식이 높은 수준의 변화계수를 나타내고 있으나 두 방식 모두 2% 미만의 상당히 낮은 값들이다.

Fig. 9는 화염발달기간(flame-developing angle)과 급속연소기간(rapid-burning angle)의 경향을 나타내었다. 화염발달기간은 전기점화부터 연소실에



(a) Flame development angle



(b) Rapid burning angle

Fig. 9 Flame development angle and rapid burning angle vs. fuel-air equivalence ratio for hydrogen with intake port injection system and in-cylinder injection system at 1000 rpm, MBT

공급된 연료의 10%가 연소될 때까지의 기간으로, 급속연소기간은 연료의 10%부터 90%까지 연소되는 기간으로 정의되며, 압력변환기로 측정된 연소실 압력으로부터 질량연소율을 계산하여, 화염발달기간과 급속연소기간을 구하였다.⁽¹¹⁾ 모두 연료-공기 당량비가 증가함에 따라 연소속도가 증가하여 감소하는 경향을 나타내고 있으며, 혼합상태가 우수한 흡기관 분사방식의 급속연소기간이 연소실내 분사방식의 그것보다 더 적은 결과를 보이고 있다.

Fig. 10은 기관에서 발생하는 토크가 최대로 되는 점화시기를 흡기관 분사방식과 연소실내 분사방식의 경우에 대해 나타낸 그림이다. 수소-공기 혼합기는 탄화수소-공기 혼합기보다 화염전파속도가 5배 이상 빠르며, 연료-공기 혼합비가 0.4의 초회박영역에서도 계속해서 가솔린의 최대값을 유지하기 때문에 가솔린보다 점화시기가 상사점으로 치우치게 된다. 연소실내 분사방식은 흡기관 분사방식보다 혼합기 형성시간이 적어 혼합상태가 양호하지 못하기 때문에 점화시기를 더 진각시켜야 되나, 상사점 근처에서 더 높은 온도와 압력의 영향때문에 흡기관 분사방식과 거의 비슷한 점화시기를 나타낸다.

Fig. 11은 연료-공기 당량비에 대한 질소산화물의 영향을 연소실내 분사방식과 흡기관 분사방식에 대해서 비교한 것이고 Fig. 12는 연소실내 분사방식에서 점화시기에 대한 질소산화물의 영향을 나타낸 것이다. 질소산화물은 점화후 연소실내의 온도와 밀접한 관계가 있기 때문에 연료-공기 당량비가 증가하거나 점화시기를 진각시킬 경우 증가하는 경향을 나타낸다.

질소산화물은 연료-공기 당량비 0.8 근처에서, 사용된 배기가스 분석기의 최대 측정한계인 5000 ppm을 넘어서는 최대값을 보이고 있으며, 연료-공기 당량비 0.8 이상에서는 산소의 부족으로 감소하는 경향을 나타내고 있다. 또한 연소실내 분사방식이 흡기관 분사방식보다 높은 수준을 유지하고 있는데 이는 체적효율 증가에 의해 연소실내로 공급되는 수소의 양이 많아서 결국 연소온도가 높기 때문이다. 점화시기가 진각되면 전술한 바와 같이 최고 압력이 높아지며 따라서 연소실내 온도도 올라가게 되어 질소산화물도 증가하게 된다.

일반적으로 연료-공기 당량비가 커지면 고온가스 부분의 온도증가에 의해 질소산화물의 배출량이 증가하지만, 더욱 연료가 증가하면 국부적인 O₂ 농

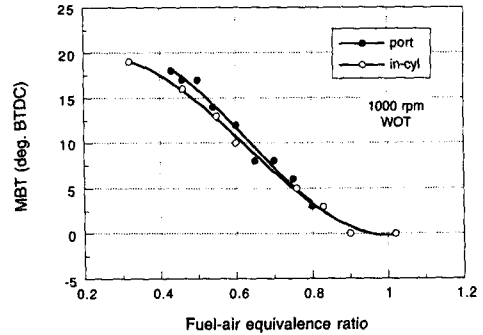


Fig. 10 Minimum spark advance for best torque vs. fuel-air equivalence ratio at 1500 rpm

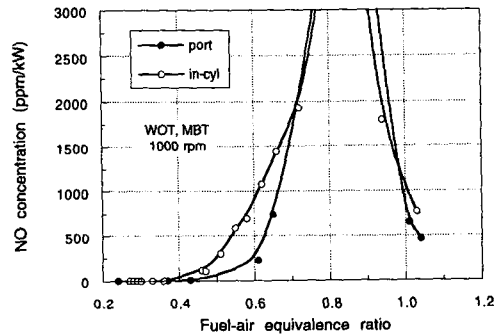


Fig. 11 Nitric monoxide concentration vs. fuel-air equivalence ratio for hydrogen with intake port injection system and in-cylinder injection system at 1000 rpm, MBT

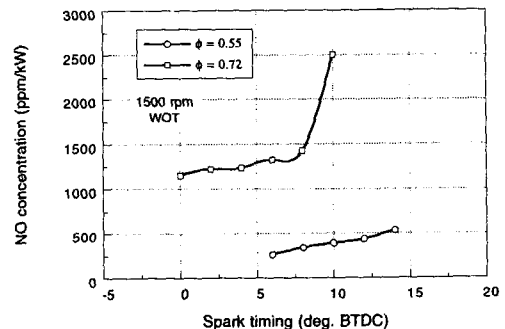


Fig. 12 Nitric monoxide concentration vs. spark timing for hydrogen with in-cylinder injection system, at 1500 rpm, $\phi=0.55, 0.72$

도의 감소에 의해 질소산화물은 감소하는 것으로 알려져 있다. 또한 연료-공기 당량비 감소, 압축비 감소, 점화시기지연 등은 최고 압력감소, 출력감

소, 연료소비율의 증가를 야기시켜 질소산화물의 감소를 가져온다.

4. 결 론

수소연료기관의 문제점인 고부하시의 체적효율 저하 및 역화 현상을 해결하기 위하여 슬레노이드를 구동원으로 사용하는 연소실내 분사식 분사장치를 제작하고, 이를 기관에 장착하여 출력성능 및 배출물 측정실험을 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 연소실내 분사식 수소연료기관의 경우 공기만을 흡입한 후 수소를 분사하므로 역화 및 체적효율 저하와 같은 문제점이 없는 운전이 가능하다.

(2) 연료-공기 당량비 0.5 이하인 영역에서는 공기와의 혼합이 불충분하여 열효율이 감소하므로 연소실 전체에 균일하게 분사할 수 있는 구조의 노즐 설계가 필요하다.

(3) 연료-공기 당량비 0.7 이상의 영역에서, 연소속도가 빨라 질소산화물이 급격히 증가하고 이상연소의 발생가능성이 높기 때문에 점화시기를 MBT보다 지연시키는 것이 바람직하다.

(4) 연료-공기 당량비 0.4 이하의 희박영역에서는 열효율의 감소로 인하여 연료소비율이 증가하며, 또한 연료-공기 당량비 0.7 이상의 고부하영역에서는 질소산화물의 배출농도가 증가하므로 흡입공기량의 제어를 통해 연료-공기 당량비 0.4~0.7 이내의 범위에서 운전하는 것이 바람직하다.

참고문헌

- (1) Petkov, T., Veziroglu, T. N. and Sheffield, J. W., 1989, "An Outlook of Hydrogen as an Automotive Fuel," *Int. J. Hydrogen Energy*, Vol. 14, No. 79, pp. 449~474.
- (2) Furuhashi, S. and Yamane, K., 1973, "Combustion Characteristics of Hydrogen Fueled Spark

Ignition Engine," *Trans. of JSAE*, Japanese, No. 6, pp. 12~19.

(3) Das, L. M., 1990, "Hydrogen Engines : A View of the Past and a Look of the Future," *Int. J. Hydrogen Energy*, Vol. 15, No. 6, pp. 425~443.

(4) Das, L. M., 1990, "Fuel Induction Techniques for a Hydrogen Operated Engine," *Int. J. Hydrogen Energy*, Vol. 15, No. 11, pp. 823~842.

(5) Fukuma, T., Fujita, T., Pichainarong, P. and Furuhashi, S., 1986, "Hydrogen Combustion Study in Direct Injection Hot Surface Ignition Engine," *SAE Paper No. 861579*.

(6) Takiguchi, M., Pichainarong, P., Matsushita, T. and Furuhashi, S., 1987, "Characteristics of Combustion Pressure Vibration in Hydrogen Fuel Injection Hot Surface Ignition Engines," *SAE Paper No. 871611*.

(7) Green, C. J. and Wallace, J. S., 1989, "Electrically Actuated Injectors for Gaseous Fuels," *SAE Paper No. 892143*.

(8) Krepec, T., Giannacopoulos, T. and Miele, D., 1987, "New Electronically Controlled Hydrogen Gas Injector Development and Testing," *Int. J. Hydrogen Energy*, Vol. 12, No. 12, pp. 855~861.

(9) 이형승, 이석재, 이종화, 유재석, 김응서, 1993, "흡기관 분사방식 수소연료기관의 성능 및 배출물에 관한 연구," 한국자동차공학회논문집, 제1권, 제2호, *SAE Paper No. 933747*, pp. 27~33.

(10) 이형승, 김재업, 김한조, 이석재, 김응서, 1994, "수소연료기관용 연소실내 분사식 인젝터," 한국자동차공학회, 1994년도 춘계학술대회 논문집, *SAE Paper No. 943823*, pp. 179~186.

(11) Heywood, J. B., 1989, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw Hill, pp. 383~390.