

RI-CNG 엔진에서 연료 분사시기에 따른 연소특성에 관한 연구 Study on Combustion Characteristics with Fuel Injection Timing in a RI-CNG Engine

박종상 · 하동훈 · 염정국 · 하종률 · 정성식

J. S. Park, D. H. Ha, J. K. Yeum, J. Y. Ha and S. S. Chung

(접수일 : 2008년 1월 28일, 수정일 : 2008년 6월 18일, 채택확정 : 2008년 7월 21일)

Key Words : CNG(압축천연가스), Sub-chamber(부실), Passage Holes(연락공), Stratified Charge(성층급기), Scavenging(소기), Injection Timing(분사시기)

Abstract : The RI gasoline engine having a sub-chamber had a high cycle variation due to the difficulty of the residual gas scavenge in the sub-chamber. To solve this problem and improve the combustion performance of RI engine, we devised a method to inject directly CNG fuel into the sub-chamber. A DI diesel engine of single cylinder was converted into a RI-CNG engine and an electronic control unit for the engine was manufactured. In this study, the combustion characteristics of the RI-CNG engine were investigated with the injection timings and air excess ratios at the load conditions of 50% throttle open rate and 1700rpm. As the results from this study, the RI-CNG engine worked reliably under the condition of the ignitable lean limit of $\lambda=1.7$ by showing the COV_{imep} below about 5%. And the highest thermal efficiency could be obtained in the injection timing that produced the high imep and the low COV_{imep} at the same time. The CO emission concentration indicated very low values and the THC and NO_x showed an opposite pattern. With a view to improving the thermal efficiency and reducing the harmful emissions, the proper control region of the ignition timing and the mixture ratio were nearly ATDC $20^\circ\sim 50^\circ$ and $\lambda=1.4$ respectively.

1. 서 론

가솔린엔진은 예혼합연소의 특성상 CO_2 를 제외한 배출가스 측면에서 전반적으로 디젤엔진보다 유리한 점을 가지고 있다. 반면 이론혼합비 부근에서 연소가 진행되기 때문에 열효율 측면에서 불리한 점을 지니고 있어 이를 극복하기 위한 연구가 진행 중이다. 그 대표적인 것이 희박연소기술로서 Honda의 CVCC^{1), 2)}와 근래의 린번³⁾ 및 GDI⁴⁾ 등이 있다.

린번엔진의 경우 실화의 우려와 함께 느린 연소속도로 인해 사이클 변동이 크고 출력이 낮으며 경우에 따라 미연탄화수소가 다량 배출되는 등의 단점들도 수반하고 있다. GDI 엔진은 간접분사식 디젤엔진 정도로 열효율은 높지만 연료와 공기의 불균질 혼합으로 부하조건에 따라 과도한 THC와

Soot가 발생한다. Honda의 CVCC 엔진은 층상급기 방식의 예혼합연소를 취하는데 연소실의 특징은 부실을 가진 것이다. 이 엔진은 70년대 이후 오랜 기간 동안 연구가 지속되고 있지만 대부분의 연구에서 부실의 체적이 전체연소실 체적의 10% 이상을 차지하며 연소실 구조가 복잡하여 냉각손실이 증가하고 부수 장치의 추가로 기존 엔진의 큰 설계변경 없이 적용하기에는 무리가 따른다. 또한 주실과 부실을 연결하는 연락공은 단공이기 때문에 분출화염은 주실의 특정 부분에만 편중되어 연소성능이 크게 개선되지 못하였다.

본 연구를 위해 엔진에서 희박혼합기의 급속연소와 희박가연한계의 확장 및 배출가스 저감 등의 연소특성 개선을 위해서 부실을 적용한 라디칼 착화(RI, radical ignition) 기술⁵⁾을 다년간 연구하였다.

RI 기술은 CVCC와 같이 부실에서 생성된 연소물질을 주실의 희박혼합기에 분출하여 급격연소를 실현하는 것으로 부실에서의 점화에 의하여 다수의 연락공을 통해 주실로 분출된 고온의 연소물질은

정성식 (책임저자) : 동아대학교 기계공학과 교수
E-mail : imparkjs@dau.ac.kr Tel. 017-544-7482
박종상, 염정국, 하종률 : 동아대학교 기계공학과
하동훈 : 동아대학교 기계공학과 대학원

각종 활성라디칼을 다량 포함하고 에너지 밀도가 높아 주실 내 희박혼합기의 다점 점화성을 증대시킨다. 또한 분출가스에 의한 유동을 유발하여 초기 화염면을 확장시킴으로써 급속연소를 가능케 하는 것이다.

RI 기술에 대한 선행연구^{6, 7)}로서 정적연소기를 이용한 기초연구를 수행하였고 그 결과를 토대로 흡기포트 분사 방식의 단기통 RI 가솔린 엔진을 구동하여 RI 기술의 가능성을 제시하였다. 그러나 엔진 구동시 부실 내 잔류가스의 소기가 원활하지 않아 비교적 큰 사이클 변동이 발생하였다. 이를 해결하기 위해 기상의 청정연료인 CNG를 솔레노이드 인젝터를 이용하여 부실에 직접분사하는 방식을 고안하였다.

본 연구에서는 RI-CNG 엔진에서 연료분사시기의 변화가 엔진의 출력 및 배출가스 특성에 미치는 영향을 고찰하였다. 가솔린 연료를 적용한 선행연구³⁾에서 사용된 엔진과 동일 제원의 단기통 디젤엔진을 부실 직분식 RI-CNG 엔진으로 개조하였으며, 본 엔진의 중속 중부하인 1700rpm 50% 스톱을 개도율에서 공기과잉률을 1.0에서 희박연소한계까지 조절하고 연소압력, 사이클 변동, 연소속도 및 배출가스 등과 같은 RI-CNG 엔진의 연소특성을 분석하였다.

2. 실험 장치

2.1 RI-CNG 엔진의 연소실 제원

실험용 엔진은 개조의 용이성을 고려하여 배기량 631.5cc의 직접분사식 단기통 디젤엔진을 RI-CNG 엔진으로 개조하였다. 엔진의 압축비는 엔진본체와 엔진 헤드부 사이에 보어 직경과 동일한 동가스켓을 장착하여 9.7로 변경하였다. 실린더 내부의 유동에 따른 영향을 배제하기 위해 피스톤의 형상은 Flat type으로 하였다.

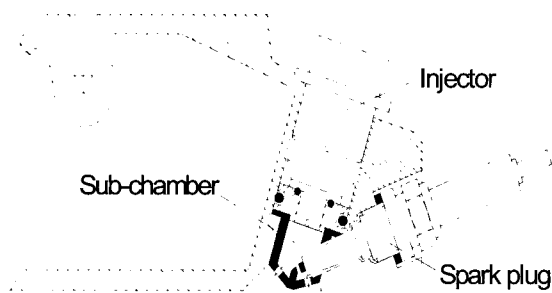
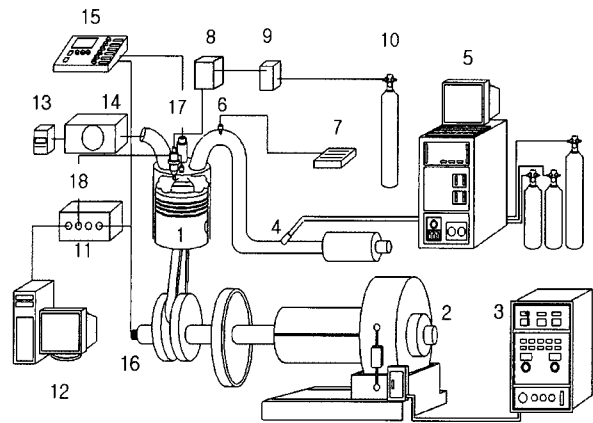


Fig. 1 Cross section of RI-CNG engine cylinder head

Fig. 1은 RI-CNG 엔진의 실린더 헤드와 부실의 단면을 나타낸다. 헤드부는 기존의 예연소실 대신에 부실을 설치하고 인젝터 및 스파크플러그를 장착할 수 있도록 가공하였다. 최적의 부실 체적과 연락공의 직경 및 개수를 설정하기 위해서 선행연구⁶⁾를 수행하였고 그 결과 최적의 연락공 전체단면적 대비 부실체적(A_b/V_s)이 0.05cm^{-1} 인 값을 사용하였다. 따라서 본 연구에서는 희박가연한계 확장과 연소기간의 단축을 고려하여 부실의 체적은 약 2.4cc, 연락공의 개수는 4개, 각 직경은 2mm로 하였다.

2.2 실험장치의 구성

RI-CNG 엔진과 연료 공급장치, 엔진전자제어장치, 연소 및 배기가스 분석장치 등으로 구성된 실험장치 개략도를 Fig. 2에 나타낸다.



- | | |
|----------------------------|---------------------|
| 1. Test engine | 10. Fuel tank |
| 2. Dynamometer | 11. Sync. circuit |
| 3. Controller | 12. Computer |
| 4. Exhaust gas sampling | 13. Air flow meter |
| 5. Exhaust gas analyzer | 14. Surge tank |
| 6. O ₂ sensor | 15. ECU controller |
| 7. Lambda indicator | 16. Rotary encoder |
| 8. Fuel flow meter | 17. Injector |
| 9. Fuel pressure regulator | 18. Pressure sensor |

Fig. 2 Schematic diagram of experimental apparatus

기존의 단기통 디젤엔진에서 디젤연료분사장치를 제거하고, CNG 연료분사장치, 점화장치 및 냉각수 제어장치를 추가로 설치하였다. 엔진으로부터 발생하는 토크와 회전수를 제어하는 와전류방식의 동력계는 크랭크축에 직렬로 연결되며 연료분사시기, 연료분사기간, 점화시기 등을 제어하기 위하여 전자제어 시스템을 구축하였다. 엔진의 전자제어를 위하여 크랭크축의 회전각도 및 회전수 검출용 엔코더를 연결하고 그 출력을 기준신호로 사용하였다. 공연비

는 기본적으로 인젝터의 펄스폭으로 제어되고 광역 산소센서(UEGO, Bosch)를 이용하여 배기가스 중의 산소농도를 피드백 함으로써 설정되었다. 연소압력 및 배기가스 데이터 취득은 LabVIEW 기반의 데이터 채취 시스템을 구축하여 데이터 신호를 검출하고 분석하였다. 부하변동과 회전수의 변화에 따른 스톱밸브의 열림각을 제어하기 위해 핸들 액셀레이터를 장착하여 조절하였고, 연소실 내부로 유입되는 공기량을 측정하기 위하여 공기유량계(Series 8000 MP/NH, Eldridge Products Inc.)를 흡기관 상단의 서지탱크에 설치하였다. 분사되는 CNG 연료 유량을 측정하기 위하여 연료가 압력 레귤레이터에 의해 감압되어 인젝터로 연결되는 중간지점에 CH₄ 용 연료유량계(9500 Flow meter, Thermal Instrument Co.)를 설치하였다.

2.3 연료 공급장치 및 전자제어

본 실험에 사용된 연료는 CNG이고 그 조성은 체적백분율로서 CH₄ 86.8%, C₂H₆ 8.2%, C₃H₈ 3.9%, C₄H₁₀ 1.1%이다. CNG 연료 장치에서 연료는 20MPa로 고압 충전된 실린더에서 압력 레귤레이터에 의해 6MPa로 감압되어 인젝터로 공급된다. 연료 공급시 연료압력의 안정성을 유지하기 위하여 동일 압력레귤레이터 2개로 2단 감압을 하였으며, 인젝터의 유입구 부분에 200cc의 연료용 서지탱크를 설치하여 연료분사시의 맥동 현상을 최소화하였다.

연료분사의 전자제어를 위하여 고압 솔레노이드 인젝터에 적합한 전류제어 방식의 인젝터 드라이버를 설계하여 제작하고 엔진전자제어장치(ECU)에 장착하였다.

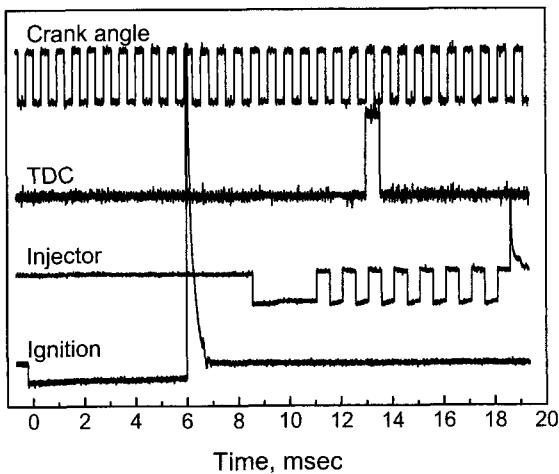


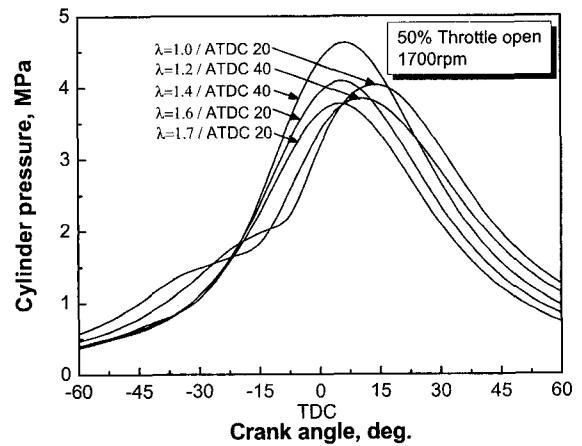
Fig. 3 Voltage waveform of encoder signals and ECU output

Fig. 3은 연료분사시간 제어의 정밀성과 재현성을 확인하기 위하여 크랭크 각도 신호, TDC 신호, 인젝터 및 점화 신호에 대한 전압파형을 오실로스코프로 측정된 결과이다. 그림에서 보는 바와 같이, 인젝터 파형의 경우 초기 2.5ms 동안 pulling 전압이 유지되고, 이후의 시간에서는 전압의 on-off가 반복되는 holding 구간이 이어짐을 알 수 있다. 이는 고압솔레노이드에 공급되는 전력의 소모량을 줄이고, 연료분사시간이 길어짐에 따라 증가하는 인젝터의 발열을 억제하여 제어의 정밀성을 높이고자 한 것이다.

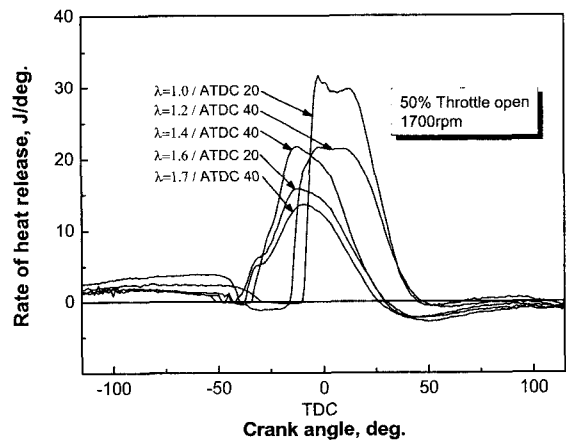
3. 연구 결과

3.1 공기과잉률(λ)에 따른 P- θ 선도와 열발생율 선도

스토틀 개도율 50%, 1700rpm에서 공기과잉률 $\lambda = 1.0 \sim 1.7$ 까지의 변화에 대한 P- θ 선도와 열발생률



(a)



(b)

Fig. 4 Effects of excess air ratio on cylinder pressure and rate of heat release at 50% throttle, 1700rpm

을 각각 Fig. 4 (a)와 (b)에 나타낸다. 각각의 값은 100 사이클 동안 실시간 채취한 데이터를 앙상블 평균하여 구하였다. 연료 분사시기는 엔진의 배기밸브가 닫히는 ATDC 20°부터 120° 사이의 범위로서 20° 간격으로 조절하였는데 그 중에서 출력특성 분석 결과 최대 Imep 조건이다.

전체적으로 압력선도와 열발생률에서 이론공연비 근처($\lambda=1.0\sim 1.2$)와 희박영역($\lambda=1.4\sim 1.7$)으로 경향성이 양분되는 현상을 볼 수 있다.

연소최고압력(P_{max}) 값은 λ 의 값에 관계없이 규칙적으로 변하지만 P_{max} 발생시기가 늦은 경우($\lambda=1.0\sim 1.2$)에서는 이론공연비에서 높은 값을 보이고 P_{max} 발생시기가 빠른 경우($\lambda=1.4\sim 1.7$)에서는 $\lambda=1.4$ 에서 가장 높은 값을 보인다.

또한 점화시기는 MBT로 제어되는데 λ 의 증가에 따라 매우 진각되는 경향을 볼 수 있다. 이에 따라 열발생율에서도 희박한 영역($\lambda=1.4\sim 1.7$)에서 연소가 먼저 시작되고 열발생율 기울기는 전 영역에서 완만하게 나타난다. 반면 이론 공연비에 가까워지면 ($\lambda=1.0\sim 1.2$) 연소의 개시는 늦지만 열발생율 기울기는 매우 급격한 양상을 보인다.

3.2 도시평균유효압력(Imep)

Fig. 5는 Fig. 4와 동일 조건에서 분사시기에 따른 도시평균유효압력(Imep)을 나타낸 것이다.

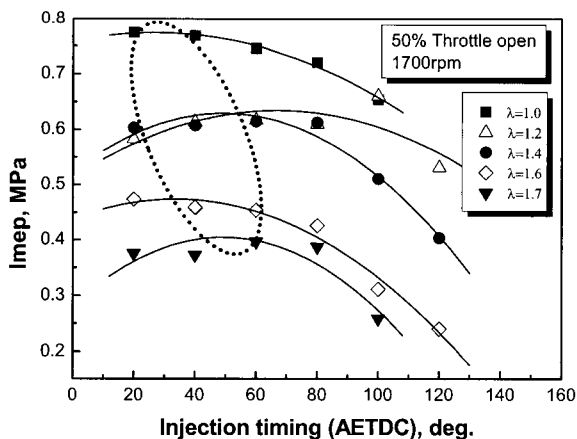


Fig. 5 Comparison of imep with injection timing at each excess air ratio

본 그림과 같이 동일 분사시기에서 λ 값이 증가할수록 Imep는 감소한다. 이는 λ 값 증가에 따른 연료량 감소에 기인한 당연한 결과이다. 한편 $\lambda=1.4$ 의 Imep 값은 $\lambda=1.2$ 인 경우를 일부 상회하기도 하

는데 이는 특정 분사시기에서 본 RI 방식에 의한 희박혼합기의 연소활성화 결과로 판단된다.

최대 Imep 값을 얻기 위한 연료 분사시기는 λ 의 증가에 따라 최대 30° 정도 지각된다. 대부분의 λ 값에 대해서 최대 Imep가 나타나는 분사시기는 ATDC 20°~50° 정도이다. 이는 Kang 등의 연구⁸⁾에서 직분식 CNG 엔진이 지니는 적절한 분사시기가 압축 TDC 이전 170°~70° 정도인 점과 비교하면 매우 빠른 시기이다. 그 이유는 본 실험엔진의 배기량이 크고 연료가 기체이기 때문에 연료분사시간이 이론공연비에서 약 16.3ms(CA 170°)로 매우 길기 때문이다. 게다가 부실 내부에 인젝터 노즐이 위치하여, 분사된 연료가 부실 내 잔류가스와 함께 부실 외부로 유출되고 다시 신기가 부실 내로 유입되어 점화 가능한 혼합기가 형성될 때까지의 시간을 필요로 하기 때문으로 판단된다.

따라서 과도한 분사시기 지각은 부실 및 주실의 연료공기 혼합시간의 단축으로 국소 영역에서 과농 혼합기 발생 등의 불균질 혼합으로 인한 연소악화를 초래한다. 또한 본 연구에서와 같이 λ 가 증가하면 연료 분사시간이 줄어들어 분사시기도 지각시킬 수 있을 것으로 예상하였으나 MBT의 진각으로 그 영향은 대부분 상쇄되었다.

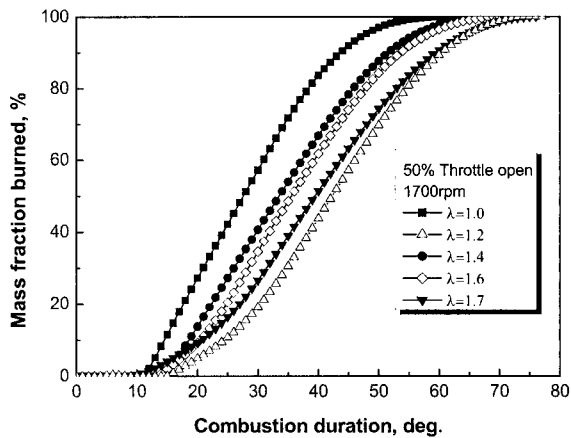
3.3 연소기간과 질량 연소율

RI-CNG 엔진의 1700rpm, 스로틀 개도율 50% 조건에서 λ 에 따른 질량연소율과 각 연소기간을 Fig. 6 (a)와 (b)에 나타낸다. 분사시기는 Imep 최대값을 보이는 ATDC 20°~50°이다.

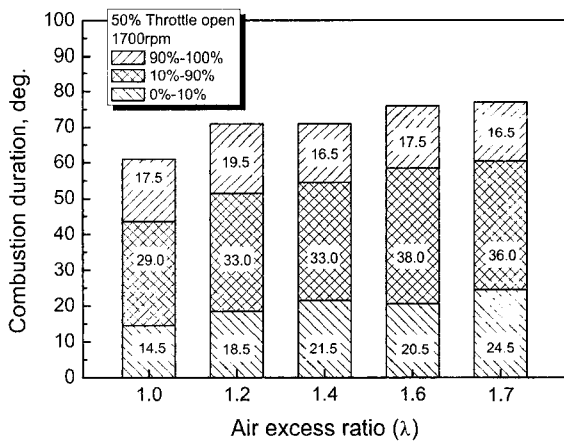
질량연소율 곡선은 전체 발생열량에 대한 임의시점까지의 발생열량의 비로 정의되고 화염전파속도 곡선과 상사하므로, 연소실 내에서의 화염전파와 관련된 연소특성을 파악하는데 매우 유용한 정보이다. 특히 CNG 엔진에서 문제점으로 지적되고 있는 연소속도 저하 문제와 부실효과에 의한 성층화 연소에 관한 특성을 파악할 수 있다. 또한 총연소기간은 질량연소율 곡선에서 점화시점으로부터 10% 질량연소까지의 화염발달기간(0~10% 질량연소)과 화염발달기간의 끝에서 급속화염전파과정의 후반까지인 급속연소기간(10~90% 질량연소) 및 후기연소기간(90~100% 질량연소)로 각각 나눌 수 있다.

Fig. 6 (a)에서 질량연소율의 급속연소기간 기울기는 $\lambda=1.2$ 인 경우를 제외하고는 이론공연비에 가까울수록 급격해지는 일반적인 경향을 볼 수 있으

며, 점화 후 발열이 실질적으로 실린더 내 압력상승을 유발하는 시점은 12°~15° 정도로 큰 차이가 없음을 알 수 있다. 그러나 질량 연소율 구배의 차이에 비해 Fig. 6 (b)에서는 λ 에 따른 총연소기간과 각 연소기간의 편차가 일률적으로 크지 않음을 알 수 있다. 이는 특히 희박연소에 있어 부실에 의한 강제적인 층상급기를 유도하고 부실에서의 연소 생성물을 주실 전역에 다점 분사함으로써 전체 화염면적의 증가와 화염전파 거리를 단축한 결과로 판단된다.



(a)



(b)

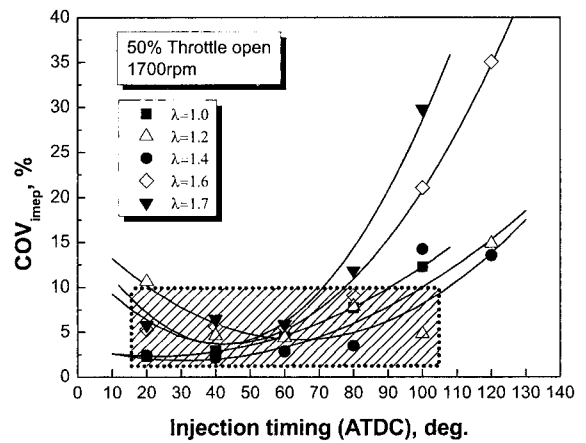
Fig. 6 Mass fraction burned with excess air ratio and relationship between combustion durations and excess air ratios at 50% throttle, 1,700rpm

3.4 사이클 변동계수와 지시열효율

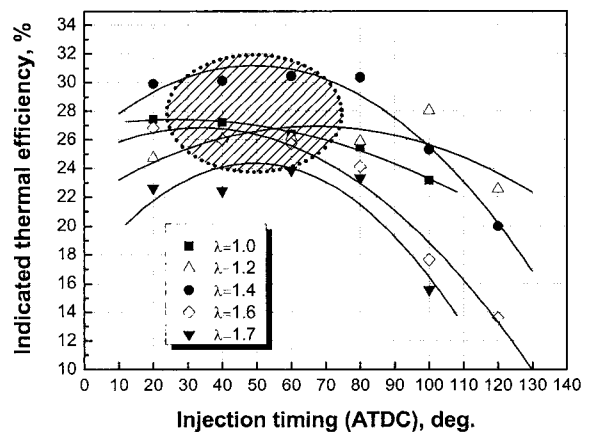
Fig. 7 (a)와 (b)는 주어진 λ 조건과 연료분사시기에 따른 사이클 변동계수와 지시열효율을 나타낸 것이다.

Fig. 7 (a)의 빗금 친 영역에서 사이클 변동은 엔진의 정상운전 범위의 한계인 $COV_{imep} < 10\%$ 이하를

보인다. $\lambda=1.0$ 과 1.4의 경우, 분사시기 ATDC 20°에서 COV_{imep} 는 2% 정도로 매우 안정적인 값을 유지한다. $\lambda=1.6$ 과 1.7의 경우, 분사시기 ATDC 40°에서 가장 안정적이며 그 값은 3.5% 정도이다. 또한 $\lambda=1.0$ 과 1.4의 경우에는 분사시기에 따른 정숙한 운전구간이 비교적 넓은 것에 비해 나머지 경우들은 협소한 경향을 보인다. 특히 $\lambda=1.6$ 과 1.7의 경우, 연료분사기간이 11ms 정도로서 상대적으로 짧고 분사량이 적은 점을 감안하면 분사시기의 지각이 사이클 변동에 미치는 영향이 낮은 것으로 예상되었으나 정반대의 결과를 보였다. 이로써 연료분사시기는 사이클 안정성을 위해 희박가연한계에 가까워질수록 보다 정밀하게 제어되어야 함을 알 수 있다.



(a)



(b)

Fig. 7 Cycle variations and Indicated thermal efficiencies with excess air ratio

분사시기에 따라 사이클 변동계수가 크게 변하는 이유는 부실 및 주실에서의 혼합기 형성에 미치는 혼합시간과 유동, 부실 내 초기 화염생성과 연소 생

성물의 분출, 주실에서의 화염전파, 연소실의 형상 등과 복잡한 관련성이 있을 것으로 판단된다. 이 부분에 대해서는 향후 연소실의 가시화를 통해 연료·공기의 혼합과 연소과정을 밝힐 필요가 있다.

그리고 Fig. 7 (b)에서 열효율이 높게 나타난 영역은 Fig. 5의 I_{mep} 가 높고 Fig. 7 (a)의 COV_{imep} 가 낮은 분사시기 조건임을 알 수 있다. Lyon 등의 연구⁹⁾와 같이 COV_{imep} 값이 큰 경우에는 사이클 변동에 의한 연료소비율의 증가에 의해 열효율이 감소하는 것으로 판단된다. 또한 전반적으로 희박영역에서 분사시기에 따른 열효율의 변동 폭이 커짐을 알 수 있다. $\lambda=1.4$ 의 경우 31% 정도로 가장 높은 열효율을 보이는데, 이는 안정된 연소와 낮은 사이클 변동, 배출가스 중 CO와 THC의 감소, 희박연소에 의한 냉각손실 감소 등의 이유로 판단된다. 한편 Kang 등의 연구⁸⁾에서 $\lambda=1.4$ 의 경우 최대 43%의 결과를 보인 것에 비교하면 낮은 값이다. 그러나 Kang 등의 연구에 사용된 엔진의 압축비가 13이고 본 엔진의 압축비가 9.7인 점을 고려하면 향후 연구를 통해 그 간격을 좁힐 수 있을 것으로 판단된다.

3.5 배출가스 특성

Fig. 8은 연료 분사시기와 λ 에 따른 CO, THC, NO_x 의 배출농도를 나타낸 것이다.

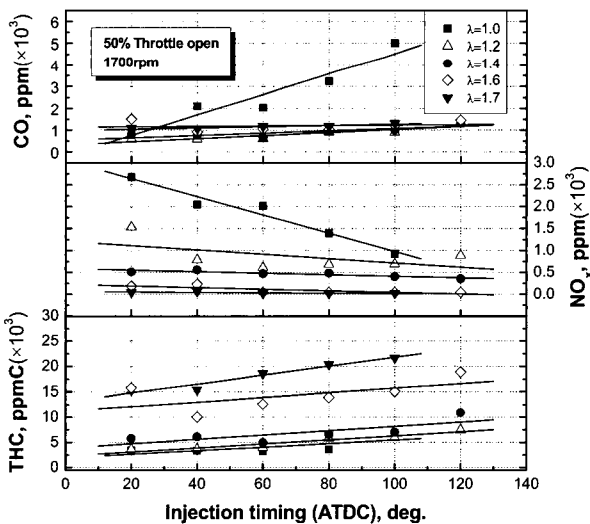


Fig. 8 Effects of injection timing on emissions at each excess air ratio

CO의 배출농도는 희박한 전 영역에서 거의 일정한 특성을 보인다. 그러나 $\lambda=1.0$ 에서는 분사시기가 지각됨에 따라 CO의 농도는 빠르게 증가하는데 이

는 분사시기의 지각에 의해 주실의 불균질 혼합기량이 증가하여 산소이용률이 감소하기 때문으로 생각된다.

NO_x 의 경우 이론공연비 근처에서는 전체적으로 I_{mep} 가 높은 고토크 영역에서 높은 배출농도를 보이지만 분사시기가 지각되고 I_{mep} 가 낮은 저연소 영역에서는 감소하는 경향을 보인다. $\lambda=1.4$ 에서 500ppm 전후의 비교적 낮은 배출농도를 보이다가 더욱 희박해지면 거의 수십 ppm 정도의 매우 낮은 수치를 나타낸다.

THC의 경우 저온 영역에서 많이 형성되므로 NO_x 의 경우와 모든 면에서 정반대의 특성을 보여 통상의 엔진연소특성을 반영함을 알 수 있다.

여기서 주목할 것은 $\lambda=1.4$ 의 경우인데 CO, THC, NO_x 의 배출가스 농도가 분사시기에 상관없이 안정적으로 낮게 나타나는 것을 알 수 있다. 또한 높은 열효율, 낮은 사이클 변동, 빠른 연소속도 등의 비교적 양호한 출력 특성을 겸하고 있어 본 RI-CNG 엔진의 적정 혼합비 제어 영역으로 판단된다. 향후 배기량이 작은 실험엔진과 인젝터의 개선 등으로 CNG 연료의 분사시간을 단축하여 제어 응답성을 높이면 RI-CNG 엔진의 연소특성은 더욱 개선될 것으로 예상된다.

4. 결 론

본 연구에서는 RI 엔진의 연소성능 개선을 위해 부실에 CNG 연료를 직접분사하는 RI-CNG 엔진과 전자제어장치를 구성하였다. 스로틀 개도율 50% 및 1700rpm의 운전 조건에서 분사시기와 혼합비에 따른 엔진의 출력 및 배출가스 특성을 분석하였다. RI-CNG 엔진의 개선을 위한 유용한 정보를 얻을 수 있었으며 주요 연구 결과는 다음과 같다.

- 1) RI-CNG 엔진은 주어진 실험조건에서 $\lambda=1.7$ 의 희박한계까지 안정적으로 작동하였으며 연료분사시기와 혼합비에 따라 각종 연소특성이 크게 변화되었다.
- 2) 열효율은 I_{mep} 가 높고 COV_{imep} 가 낮은 분사시기 영역에서 높게 나타났으며 특히 $\lambda=1.4$ 에서 31%로 가장 높은 값을 보였다.
- 3) CO의 배출농도는 이론공연비의 경우 외에는 분사시기에 상관없이 1000ppm 이하로 매우 낮았으며, THC와 NO_x 는 혼합비와 분사시기의 영향을 동시에 받으며 경향성은 정반대이다.
- 4) 열효율과 희박가연한계가 개선되며 유해배출가스를 줄일 수 있는 적정 분사시기 및 혼합비 제어

영역은 각각 ATDC 20°~50°와 $\lambda=1.4$ 근처이다.

5) 향후 배기량이 작은 엔진을 사용하거나 인젝터의 개선 등으로 연료 분사시간이 단축되면 RI-CNG 엔진의 연소특성은 더욱 개선될 것이다.

후 기

본 연구는 학술진흥재단의 기초연구과제(과제 번호 D00362)에 의해 수행되었으며, 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고 문헌

1. Date, T., and S. Yagi, 1974, "Research and Development of the Honda CVCC Engine", SAE paper No. 740605.
2. M. C. Turkish, 1975, "Prechamber and Valve Gear Design for 3-Valve Stratified Charge Engines", SAE paper No. 751004
3. P. G. Aleiferis, Y. Hardalupas, K. Taylor, A. Ishii, and Y. Urata, 2004, "Flame Chemiluminescence Studies of Cycle Combustion Variations and Air-to-fuel Ratio of the Reacting Mixture in a Lean-burn Stratified-charge Spark-ignition engine", Combustion and Flame, Vol. 136, pp. 72~90.
4. R. Edward, R. Rosca, and R. Gaiginschi, 1999, "Influence of Fuel Injection Timing Over the Performances of a Direct Injection Spark Ignition Engine", SAE paper No. 990174.
5. J. S. Park, T. W. Lee, J. Y. Ha, and S. S. Chung, 2004, "A study on the combustion characteristics of lean mixture by radicals induced injection in a constant volume combustor (1)", Trans. KSAE Vol. 12, No. 2, pp. 45~53.
6. J. S. Park, J. K. Yeom, T. W. Lee, J. Y. Ha, S. S. Chung, 2006, "Study on pre-mixture combustion in a sub-chamber type CVC with multiple passage holes", International Journal of Automotive Technology Vol. 7, No. 1, pp. 17~23.
7. J. S. Park, B. M. Kang, K. J. Kim, T. W. Lee, J. K. Yeom, S. S. Chung, 2005, "Study on combustion characteristics and application of

radial induced ignition method in an actual engine", International Journal of Automotive Technology Vol. 6, No. 6, pp. 555~561.

8. J. H. Kang, S. H. Yoon, J. S. Lee, J. S. Park, J. Y. Ha, 2007 Transactions of KSAE Vol. 15, No. 1, pp. 193~200.
9. D. Lyon, 1986, "Knock and cyclic dispersion in a spark ignition engine", Petroleum Based Fuels and Automotive Applications, I Mech. E. Conf. Proc., MEP, London.