

3-燃燒室形 GDI Engine의 性能 및 排氣 排出物 特性에 관한 研究

김 봉 수* · 정 남 훈** · 진 선 호* · 배 중 욱***

Study on the Characteristics of Performance and Exhaust Emissions of 3-Chamber GDI Engine

B-S Kim* · N-H Joung** · S-H Jin* · J-U Bae***

Key words : GDI(Gasoline Direct Injection Engine; 가솔린 직접분사기관), 3-Chamber(3연소실),
Equivalence Ratio(당량비), Performance(성능), Exhaust Emission(배기 배출물)

Abstract

Recently gasoline direct injection method has been applied to gasoline engine to reduce fuel consumption rate by controlling fuel air mixture on lean condition by means of stratified charging, and to reduce simultaneously.

Pollutant emissions especially NO_x and CO by lowering the combustion temperature. But difficulty of controlling local fuel air ratio at ignition area in flammability limit unavoidably appeared, because it is merely controlled by injection timing with spatial and temporal distribution of fuel mixture.

In this study, the authors devised a uniquely shaped combustion chamber so called three-chamber GDI engine, intended to keep the more reliable fuel air ratio at ignition area. The combustion chamber is divided into three regions. The first region is in the rich combustion division, where the fuel is injected from the fuel injection valve and ignited by the spark plug. The second region is in the lean combustion division, where the combustion gas from the rich combustion division flows out and burns on lean condition. And the last region is in the main combustion division ie in the cylinder, where the gas from the above two combustion divisions mixed together and completes the combustion during expansion stroke.

They found that the stable range of operation of three-chamber GDI engine on low-load condition exists in the lean area of average equivalence ratio. And they also found that the reformed engine reveals less specific fuel consumption and less pollutant emissions compared with conventional carburettor type gasoline engine.

* 한국해양대학교 대학원

** 현대자동차

*** 한국해양대학교 운항시스템공학부

1. 서 론

포트분사 가솔린기관은 흡입포트에 연료를 분사하여 연소실 내에 이론당량비에 가까운 균질혼합기를 형성하여 연소시키는 기관으로서 종래로부터 일반적으로 사용되어 오고 있다. 그러나 부하의 변동에 따른 연료량의 가감을 위해서 흡기계의 스로틀이 필요하며, 이론당량비의 균질혼합기 연소를 행하기 때문에 연비와 대기오염 물질 배출의 저감 면에 있어서 한계에 도달하였다.

직접분사식(GDI; gasoline direct injection) 가솔린기관은 흡기스로틀을 행하지 않으며, 흡입한 실린더 내의 공기 중에 고압의 연료를 직접 분사하고, 층상급기 연소하는 방식으로서 전체로는 희박한 혼합기이지만, 점화플러그 영역에 이론공연비에 가까운 가연혼합기를 형성하여, 확실한 점화가 이루어지게 하는 기관이다. 이와 같은 방법으로 초희박혼합기에 의한 안정적인 연소가 가능하며, 기존의 포트분사 가솔린기관에 비하여 연비가 향상되었고, 또한 오염물질 특히 CO 및 NOx의 배출에 있어서 동시에 저감을 가능하게 하였다고 보고되고 있다.^{11) 16)}

이와 같이 가솔린 직접분사 연소 방식은 장래가 기대되는 방식이지만, 고압의 연료분사장치, 흡기시스템과 연소실 형상, 인젝터와 점화플러그의 위치 조합, 혼합기의 정밀제어 등 기술적인 어려움과 함께 고가의 제작비 등 해결해야 할 문제점이 남아 있다. 특히 점화시기에 점화플러그의 위치에 증발된 가연혼합기가 도달하게 하기 위하여서는 부하 및 회전수 변화에 따른 연소실 내의 가스 유동에 따른 시간적 공간적 혼합기의 분포와 분사 종료시기의 변동에 의존하여야 하는 문제점을 가지고 있다¹⁶⁾.

1996년 일본의 M사에 의해 세계 최초로 GDI기관을 탑재한 자동차가 양산에 성공한 이래 현재는 주요 자동차 메이커가 개발 경쟁을 벌이고 있는 상황이다. 이는 기관 전자제어 시스템 기술과 NOx, HC 및 CO를 효과적으로 감소시킬 수 있는 배기 후처리 시스템 기술의 발달 그리고 주요 핵심요소 기술 발달이 병행하여 이루어졌기 때문에 가능하게 된 것이다.¹¹⁾

본 연구에서는 GDI 기관으로서 점화 영역의 혼

합기 제어를 더욱 확실히 행할 수 있도록 하는 것을 목표로 한 새로운 개념의 연소 방식을 모색하였다. 이를 위하여 기존의 사이드밸브형 가솔린기관을 개조하는 방법으로 연소실을 3영역으로 나누어 3단연소를 하게 하는 연소실을 고안 제작하였다. 그리고 이 기관의 운전변수들이 성능 및 배기 특성에 미치는 영향과 안정 운전영역을 조사하고 기존의 기화기형 가솔린기관과 비교 분석하였다.

2. 실험 장치 및 방법

2.1 실험장치

실험기관으로는 연소실 형상의 변화 및 실험장치와 기타 장치의 설치가 용이한 사이드밸브형 기관(대홍기계, 모델 : JUMBO DE 440)을 기본형으로 하여 실린더헤드의 연소실 형상을 개조한 것을 사용하였다. 연료분사시기를 변화시켜가면서 기관의 성능 및 배출가스 분석을 행하는 실험을 하였으며 실험장치의 전체적인 개략도는 Fig. 1과 같다. 연료는 탱크로부터 유량계를 경유하여, 중력으로 연료펌프에 공급되며, 연료펌프를 통해 가압되고 분사노즐에서 분사된다. 연료펌프는 디젤기관용 보쉬식 분사펌프로써 크랭크축으로부터 타이밍벨트에 의하여 구동되며 구동용 풀리에는 치차와 고정 너트를 이용하여 분사시기를 변화시킬 수 있도록 하였다. 연료는 흡기 측 부연소실 내에 분사되며 작동 후의 가스는 배기포트 쪽 부연소실에서 배기밸브를 경유하여 배출되도록 하였다. 가스

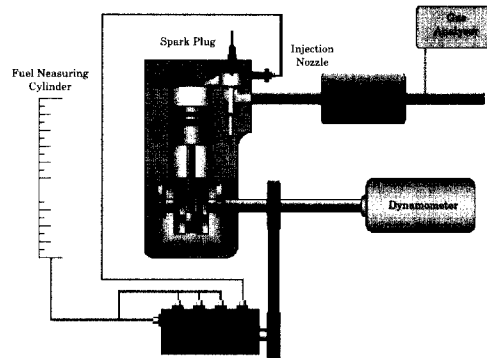


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

측정용 샘플링프로브는 서지탱크의 후류 부에 설치하였다.

Fig. 2는 연소실 단면의 정면도(a), 측면도(b) 및 평면도(c)를 나타내고 있다. Fig. 2(c)의 A실은 농후연소실, B실은 희박연소실 그리고 C실은 주연소실이라 명명한다.

압축행정 과정에서는 주연소실로부터 작동가스가 농후연소실 및 희박연소실로 압입되며 강한 와류를 형성하게 된다. 이 때 조정된 시기에 연료를 분사하게 된다. 연료 분부는 압입가스와 충돌에 의하여 대부분 농후연소실에서 선회하면서 혼합되어 농후혼합기를 형성하며, 희박연소실에는 대체로 희박한 상태의 혼합기로서 충전된다.

연료분사노즐은 농후연소실에 그림과 같은 방향으로 설치하였다. 분사된 연료는 가능한 한 농후

연소실의 영역을 벗어나지 않도록 하기 위해 노즐의 반대 측 벽면을 향하도록 하였다.

사용된 연료분사노즐은 디젤기관용 핀틀노즐로서 분사개시압력 5 MPa로 조절되었으며, 분구는

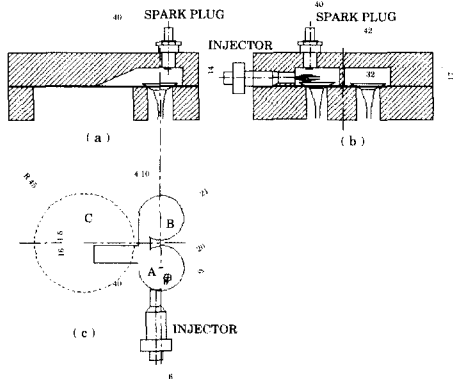


Fig. 2 Drawing of combustion chamber

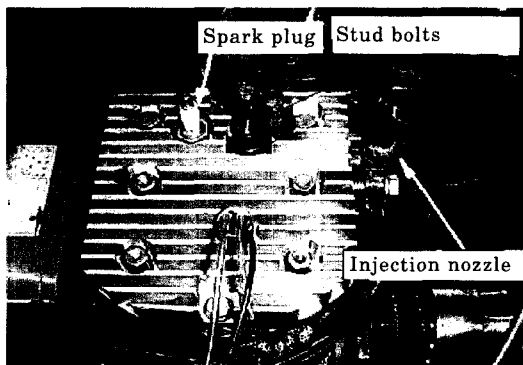


Fig. 3 Photograph of cylinder head with fuel injection valve and spark plug

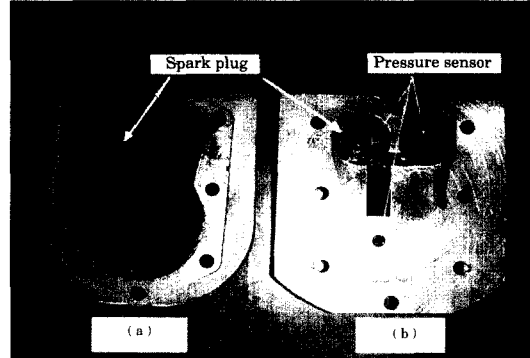


Fig. 4 Configuration of recesses on cylinder heads of (a) conventional carburetor type and of (b) CGDI type

Table 1. Specifications of model engines

Type of engine	Single Cylinder (side valve) maximum output; 10ps × 3600rpm	
Fuel system	carburetor	Direct injection Pintle nozzle (5MPa)
Clearance volume	86.6cm ³	69.8cm ³
Bore	90mm	90mm
Stroke	68.5mm	68.5mm
Displacement volume	433 mm ³	433 mm ³
Compression ratio	6.0	7.2
Number of combustion chamber	1	3
Air intake valve (open/close)	BTDC 10/ ATDC 225(deg.)	BTDC 10/ ATDC 225(deg.)
Exhaust valve (open/close)	BTDC 225/ ATDC 10(deg.)	BTDC 225/ ATDC 10(deg.)
Intake valve lift	7mm	7mm
Exhaust valve lift	7mm	7mm
Ignition timing	BTDC 23(deg.)	BTDC 23(deg.)

Table 2 Experimental conditions for test engines

Test Condition	Throttle	Revolution	Torque	Injection Timing	Equivalence
Test Mode	Valve	[rpm]	[N · m]	[degree]	Ratio
3 Chamber GDI Engine					
Test-A	WOT	2,400	Controlled over Range of 1 ~ 10.5	ABDC 90 ABDC 45 BDC BBDC 45	—
Test-B	Controlled	2,400	Controlled at 2, 5, 8	ABDC 45	Controlled over Range of 0.02~0.53
Carburetor Type Conventional Engine					
Test-C	Controlled	2,400	Controlled over Range of 1 ~10.5	—	Fixed Approximately at1.0

실린더헤드의 두께, 농후연소실의 높이, 노즐직경 및 흡기밸브의 양정을 감안하여 Fig. 2(b)에서와 같은 높이의 위치에 설치되었다. 이것은 Fig. 3의 사진에 나타난 것처럼 흡기 측의 부연소실인 농후연소실에 실린더헤드의 측면에서 볼트로 고정되며, 점화플러그는 같은 연소실의 상부 위치에 설치되었다. Fig. 4는 기존 기화기식 기관의 실린더헤드와 3-연소실형 직접분사식 가솔린기관의 실린더 헤드의 함몰부 형상을 사진으로 비교하여 나타낸 것이다.

이와 같이 개조된 연소실의 농후연소실 내에는 연료가 분사되고, 제1단의 연소가 행하여지는 와실식의 부실이 되며, 이 영역은 농후한 균질의 혼합기가 형성되어 점화플러그로서 점화, 연소하는 것을 목적으로 한 것이다. 희박연소실은 농후연소실로부터 연결통로를 경유하여 농후연소가스가 분출되어, 공기와의 신속한 혼합에 의해 제2단의 희박연소를 행하도록 한 것이다. 그리고 주연소실은 피스톤이 하강하여 작동행정을 할 때에, 농후연소실의 연소가스와 희박연소실의 연소가스가 동시에 분출 혼합하면서 제3단의 연소가 이루어지는 영역이 된다. S. Gato¹⁾등에 의하면, 공기과잉율 0.85 이하의 농후한 혼합기 연소과정에서는 다량으로 발생하는 중간생성물 H에 의하여 확대 젤도비치(Zeldowich) 반응식 중 다음의 식



에서 예상되는 역반응이 많이 일어나며, 이에 따라 NOx 생성량이 감소된다고 하였으며, 제1단의 농후연소실의 개념은 그 결과를 응용하고 있다. 그리고 희박연소실에서는 낮은 연소온도에 의하여 NOx의 생성속도를 낮게 유지 할 수 있게 되며, 농후연소실에 남아 있는 미연의 가스는 작동행정 중에 주연소실로 분출할 때에 희박연소실의 분출가스와 혼합하여 연소가 완결되도록 한다.

희박연소실의 입구통로를 농후연소실의 입구에 설치하여, 제3단연소를 행하는 분출 시에 희박연소실의 분출가스의 일부가 농후연소실로 들어가게 함으로써 잔류한 농후연소실의 당량비를 낮추어주며, 잔여가스 연소의 완결을 기할 수 있도록 하였다.

개조 전후의 실험기관 제원은 Table 1과 같다. 개조전의 기화기식 기관의 압축비는 6:1이었으나 3-연소실식 직접분식기관으로 개조하는 과정에서 7.2 : 1로 변경되었으며, 행정용적은 433 cc로 변동이 없다. 연료공급 방법은 기화기 방식에서 보조연소실 내에 직접 분사하는 방식으로 변경되었으며, 이 2 방식의 운전특성이 비교 검토된다.

2.2 실험 방법

Table 2은 3-연소실 GDI 기관 및 재래형 기화기식 가솔린기관의 실험 운전방법 및 실험 조건을 나타낸 것이다. 본 연구에서는 Test-A, Test-B 및

Test-C의 3가지 실험을 행하였다.

Test A는 3연소실 GDI기관의 경우이며, 분사시기에 따른 성능 및 배기 배출물 특성을 조사하기 위한 일련의 실험으로서, 스로틀밸브 전개의 상태에서 회전수는 2,400 rpm 으로 고정하고, 분사시기는 하사점 전 45도, 하사점, 하사점 후 45도 및 하사점 후 90도 (BBDC 45°, BDC, ABDC 45°, ABDC 90°)의 4 조건에서 토크를 다양하게 조작하는 실험조건이다. 본 실험에서는 공기량 조절은 스로틀밸브를 전개 상태로 유지하므로 무스로틀이며, 연료량 조절은 연료분사펌프의 연료조절봉 (fuel control rack)에 의하여 독립적으로 행하여지는 것이므로 스로틀의 개도에 관계없이 연료량 조절이 가능하다. 즉, 정속도 조속기가 연료분사펌프에 내장되어 있어서 동력계에서 부하를 조절할 때에 연료량이 자동적으로 가감되어 조속된다.

Test-B도 역시 3-연소실 GDI기관의 경우로서, 연료공급량은 토크에 따라 연료펌프에 의하여 독립적으로 조정하고 공기량은 스로틀개도를 가감하여 조정하므로 연소실의 총평균당량비를 변화시키는 시험이며 결과적으로 농후연소실의 과농정도를 변화시키기에 따른 성능과 배기 배출물 특성을 조사하기 위한 일련의 실험조건이다. 운전 회전수를 2,400 rpm으로, 분사시기를 ABDC 45°에 고정하고, 2, 5 및 8 N·m의 각 토크 조건에서 스로틀 가감에 의하여 총평균당량비가 조작된다.

Test-C는 비교를 위하여 같은 행정용적의 기화기식 가솔린 기관의 성능 및 배기 배출물 특성을 조사하는 실험이다. 운전 회전수는 2,400rpm로 고정하고 스로틀밸브의 조정에 의하여 토크변동에 추종한다. 이 경우의 당량비는 스로틀개도에 관계없이 대략 1.0이 되며, 기화기의 특성에 따라 자동적으로 조절된다.

배기가스의 측정은 HC와 CO를 동시에 측정할 수 있는 HORIBA의 MEXA-324J 시리즈의 가스 분석기와 CO, NOx, O₂의 농도 [ppm] 및 배기 온도를 측정할 수 있는 연소 분석기, QUINTOX KANE-MAY 9006을 사용하였다.

측정된 배기가스 농도는 다음의 식을 이용하여 kW당 시간당 배출량으로 환산하였다.

$$H_2, C, O_2, N_2, S \text{ 및 수분의 질량비가 } h, c, o, n, s$$

및 w 인 탄화수소 연료 1 kg이 완전 연소할 때의 발생 연소가스량 V_g [Nm³]는

$$V_g = \lambda V_{ath} + 0.7(8h + o + \frac{16}{7}n + \frac{16}{9}w) \quad (2)$$

여기서, λ 는 공기과잉률, V_{ath} 는 이론 공기량으로서 (3)에 의하여 계산된다.

$$V_{ath} = 3.335(8h + \frac{8}{3}c - o + s) \quad (3)$$

실제의 계산에서는 (2)중의 h 로서 0.168, c 로서 0.832, o, n, s 및 w 는 모두 0.0을 사용하였다.

연료소비율이 g [kg/kWh]일 때 kW당 시간당 연소가스량 v_g [Nm³/kWh]는

$$v_g = V_g \cdot g \quad (4)$$

이며, 이 가스의 kmol 수는 $v_g/22.4$ 가 된다. 따라서 배출농도 x ppm이며, 분자량 M 인 배출물 가스의 단위 kW당 시간당의 배출량 e [g/kWh]는

$$e = \frac{x V_g g M}{22.4 \times 10^3} \quad (5)$$

이 계산에서는 CO, HC 및 NOx 등 미연소분의 존재에 의하여 계산에 의한 총 연소가스량에 있어서 오차가 생기겠으나, 실험결과에 의하면 CO는 10,000 ppm 미만, HC 3,000 ppm 미만 그리고 NOx 1,400 ppm 미만의 값을 나타내었다. 따라서 이들에 의한 계산오차는 최대 1.5% 미만이므로 식 중의 V_g 는 완전연소되었다고 가정한 가스량을 사용하여도 충분한 정밀도를 나타낸다.

3. 실험결과 및 분석

3.1 분사시기에 따른 배출 특성 및 성능 특성

Fig. 5, 6, 7, 8 및 9는 Test-A에 따라서 기관회전수를 2,400 rpm으로 일정히 하고, 스로틀 밸브를 전개한 상태에서 연료분사시기의 변화와 토크

의 변화에 따른 평균당량비와 NOx, HC, CO배출량 및 연료소비율을 나타낸 것이다.

실험그래프들의 오른쪽 끝점들은 농후연소실에서 점화플러그에 의한 점화가 가능한 운전한계를 나타낸다.

Fig. 5는 스로틀 밸브 전개 상태에서 분사시기의 변화와 토크의 변화에 따른 평균 당량비의 변화를 나타낸 것이다. 이 그림은 3-연소실 GDI기관의 무스로틀링 운전 가능한 범위, 즉 토크 상하 한계를 나타내고 있다. 토크 0인 아이들링운전 시의 평균 당량비는 분사시기에 따라서 0.21에서 0.26의 매우 낮은 범위의 희박 운전이 가능함을 나타내고 있으며, 이는 Iwamoto 등^[6]이 개발한 GDI기관에서 보이는, 희박운전 한계인 0.432보다 상당히 희박한 영역에서 안정 운전이 실현됨을 알 수 있다. 토크의 증가에 따라 평균당량비는 점차 증가하여, 분사시

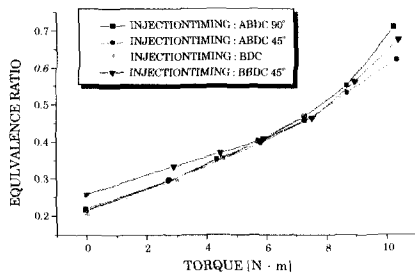


Fig. 5 Equivalence ratio vs. torque at various injection timing.

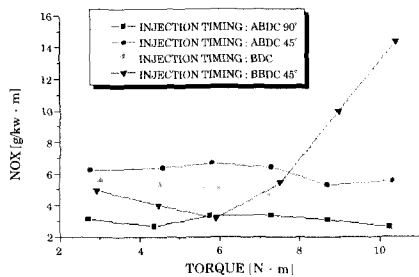


Fig. 6 NOx emission vs. torque at various injection timing.

기에 따라 0.47~0.71에 달할 때에 운전가능 한계에 도달해서 실화정지하게 된다. 이는 농후연소실의 국소 당량비가 과농하게 되어, 착화불능이 되기 때문이라 분석된다. 토크에 따른 평균당량비의 곡선이 분사시기에 따라서 약간의 차이가 생기는 이유는 연료 소비율의 차이 때문이라 생각된다. 특히 낮은 토크영역에서는 분사시기 BBDC 45°의 경우의 총평균당량비가 상당히 높게 나타난다. 따라서 이 경우의 연료소비율이 높을 것이 예측되며, 후술하는 바 연료소비율의 비교에서 확인되고 있다.

Fig. 6은 스로틀밸브 전개운전조건에서 분사시기의 변화와 토크의 변화에 따른 NOx 배출량을 나타낸 것이다.

분사시기를 BDC 이전으로 하면 흡기 중에 분사한 연료증기의 일부가 주실린더 내로 들어간 후 재차 2개의 부연소실 농후연소실과 희박연소실에 나뉘어 유입되기 때문에 균질 혼합기 연소에 접근하게 된다. 반면에 분사시기가 BDC를 지나서 TDC에 가까워질수록 연료증기는 부실 중 농후 연소실에 국한되어지며 층상급기 연소의 성향이 강하여진다.

분사시기 BDC, ABDC 45° 및 ABDC 90°의 경우에는 NOx 배출량이 토크의 변화에도 불구하고 거의 일정하다. 그러나 BBDC 45°의 경우에는 토크 6N · m에까지는 NOx 배출량이 감소하지만 그 이상에서는 급격히 증가하는 경향을 나타낸다. 특히 ABDC 90°의 경우에는 NOx 배출량이 전반적으로 가장 낮고, 일정한 값으로 나타난다. 이는 층상급기연소의 효과가 가장 잘 드러난 결과로 판

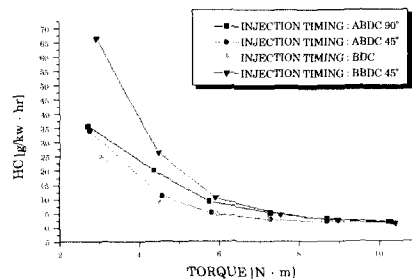


Fig. 7 HC emission vs. torque at various injection timing.

단된다. 그리고 BBDC 45°의 경우의 특이한 경향은 압축 시에 혼합기가 농후연소실 및 희박연소실에 분배되어 유입되기 때문에 낮은 토크의 운전 시에는 농후연소실의 평균당량비가 희박한 상태이지만, 토크의 증가에 따라 이론 당량비에 접근하여 가게되기 때문이라고 설명할 수 있다.

Fig. 7은 스로틀밸브 전개운전조건에서 분사시기의 변화와 토크의 변화에 따른 HC 배출량을 나타낸 것이다. 그림에서 HC의 배출량은 부하의 증가에 따라 모두 감소하는 경향을 보인다. 또한 일정 토크 이상으로 가면 거의 같은 양의 HC를 배출한다. 전반적으로 낮은 토크영역에서 HC가 다량 배출되는 것은 스로틀밸브 전개운전으로 인한 초희박연소에 의하여 벽면의 소염층두께가 증가하게 되기 때문이라 판단된다. 분사시기 BBDC 45°의 경우에는 토크가 낮은 영역에서 HC의 배출량이 더욱 현저하다. 이는 희박연소실 뿐 아니라 주연소실에도 연소초기부터 희박한 혼합기가 존재하여, 소염층이 존재하는 벽면이 많이 있게되기 때문이라 생각된다.

Fig. 8은 스로틀밸브 전개운전조건에서 분사시기의 변화와 토크의 변화에 따른 CO의 배출량을 나타낸 것이다. 토크의 증가에 따라 연료농도는 증가하지만, 전술한 바 운전 가능한 최대토크 운전시의 평균당량비가 분사시기에 따라 0.47~0.71의 범위이므로(Fig.5참조) 이 범위는 이론당량비보다 상당히 낮으며, 따라서 토크의 증가에 따라서 당량비는 더욱 이론 당량비에 접근하게되어 CO의 배

출량은 계속 감소하는 경향을 나타낼 것이다. ABDC 45°의 경우가 그 중 가장 낮은 CO의 배출량을 나타내고 있다. 그리고 ABDC 90°의 경우는 토크 증가의 말미에서 이례적으로 CO 배출량이 증가하고 있다. 이는 낮은 분사시기로 분사된 연료가 완전하게 증발되지 않은 상태에서 연소를 하게됨에 따른 불완전연소에 기인하는 것으로 보인다.

Fig. 9는 스로틀밸브 전개운전조건에서 분사시기의 변화와 토크의 변화에 따른 연료소비율(BSFC; brake specific fuel consumption)을 나타낸 것이다. 분사시기 ABDC 45°의 경우가 그 중 가장 낮은 연료소비율을 보이고 있다. 그러나 스로틀링하지 않은 3-연소실 GDI 기관의 운전한계 부근에서는 하사점 전 분사인 BBDC 45°의 연료소비율이 더욱 감소하여 교차되는 경향에 있는 것을 볼 수 있고 이는 높은 토크영역에서는 층상급기의 이점이 사라짐을 의미한다고 볼 수 있다.

3.2 스로틀밸브 조정에 따른 평균 당량비 변화와 이에 따른 성능

Fig. 10, 11, 12 및 13은 Test-B에 따라 회전수를 2400 rpm으로, 연료분사시기를 ABDC 45°로 일정히 하고, 2, 5 및 8 N·m의 토크조건에서 스로틀개도를 변화시킬 때의 당량비의 변화에 따른 NOx, HC, CO 배출량과 연료소비율을 나타낸 것이다. 스로틀개도의 조정은 스로틀밸브 전개에서부터 엔진의 운전이 불가능하게 되는 상태의 직전까지 행하여졌다.

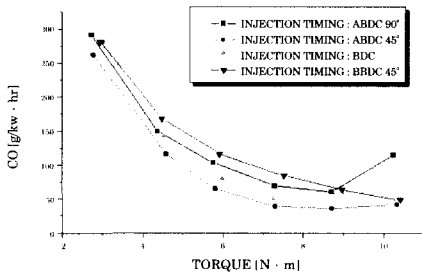


Fig. 8 CO emission vs. torque at various injection timing.

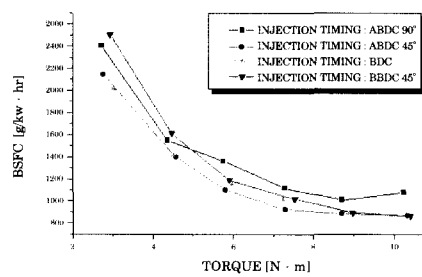


Fig. 9 Fuel Consumption Rate vs. Torque at various Injection Timing

Fig. 10은 2,400 rpm, 분사시기 ABDC 45°의 운전조건에서 2, 5 및 8 N·m의 토크로 운전할 때의 NOx 배출량을 스로틀변화 즉 당량비의 변화에 따라서 나타낸 것이다. 총평균당량비가 증가하여 감에 따라 부실 중 농후연소실의 국소 당량비는 이론 당량비보다 훨씬 높아지며, 따라서 농후연소실에서의 제1단의 연소 시에는 NOx의 발생량이 적어지게 될 것이 예상된다. NOx 배출량은 모든 토크조건에서 당량비의 증가에 따라 감소하며, 운전 가능 상부 한계 부근에서 급격한 감소의 추세를 나타내고 있다. 이것은 앞의 농후연소실에서의 연소가 NOx 발생을 억제한다는 예측을 반증하여 주고 있다.

Fig. 11은 동일한 운전조건에서 각 토크에 대하여 당량비에 따른 HC배출량을 나타낸 것이다. HC배출량은 총평균당량비의 증가에 따라 감소하고 있으며, 그 값은 높은 토크일수록 낮다. 그런데

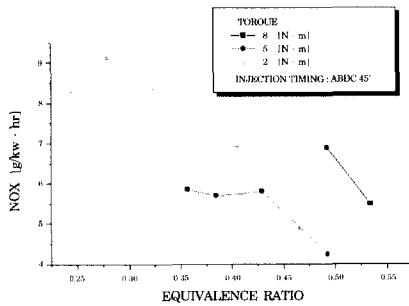


Fig. 10 NOx emission vs. equivalence ratio at various torque and 2400rpm

토크 2 Nm의 경우 낮은 총평균당량비에서는 많은 양의 HC가 발생하고 있다. 이는 토크가 작기 때문에 연료분사량이 적고 반면에 스로틀밸브는 전개 상태이기 때문에, 혼합기의 희박도가 매우 높아져서 벽면 부근에서 소염층의 두께가 두터워지기 때문이라 판단된다.

Fig. 12는 동일한 운전 조건에서 각 토크에 대하여 당량비에 따른 CO의 배출량을 나타낸 것이다. 토크가 2 N·m인 경우는 CO의 배출량이 많고 평균당량비를 증가시켜 감에 따라 급격히 감소하여 간다. 이는 스로틀개도가 클 때 희박상태의 혼합기의 연소온도가 낮고, 스로틀개도를 감소시켜 당량비를 올려 감에 따라 연소온도가 상승하게 되는데 따른 결과로 생각된다. 그리고 토크가 크면 연료공급량도 많게 되어 CO배출량은 현저히 줄어들고, 당량비 증가에 따른 영향도 작아지고 있다.

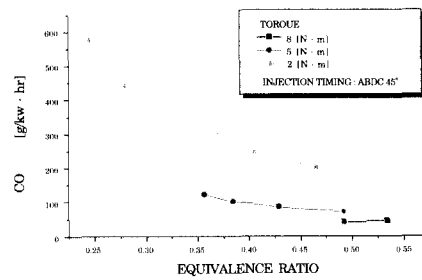


Fig. 12 CO emission vs. equivalence ratio at 2400 rpm and various torque.

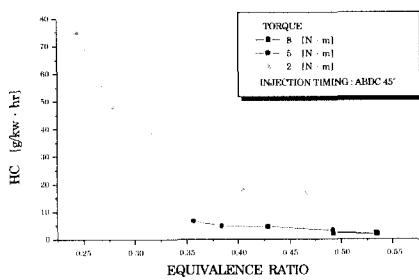


Fig. 11 HC emission vs. equivalence ratio at various torque and 2400rpm.

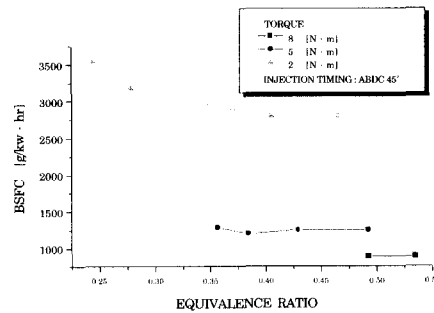


Fig. 13 Fuel consumption rate vs. equivalence ratio at various torque.

Fig. 13은 동일한 운전 조건에서 각 토크에 대하여 당량비에 따른 연료소비율(BSFC)을 나타낸 것이다. 일반적으로 스로틀개도를 크게 할 때 흡기 스로틀에 의한 펌프일손실이 적게되므로, 연료소비율을 감소시키는 요인이 된다. 반면에 연소실 내의 총가스량이 많아지기 때문에 3-연소실 GDI기관과 같은 연소실 형상을 한 기관에서는 부연소실 통로에서의 유동손실이 커지게 될 것이므로, 연료소비율을 증가시키는 요인이 될 것으로 예상된다. 토크 2 N·m인 경우는 스로틀개도를 감소하여 감에 따른 당량비 증가에 따라 연료소비율이 완만하게 감소하는 경향을 보이지만, 5 N·m와 8 N·m의 경우는 거의 일정하게 나타난다. 이는 연료소비율에 대한 두 요인이 서로 상반하여 스로틀개도가 증가할 때 유동손실 증가의 영향이 우세한 것을 반영한다. 2 N·m의 경우는 제동마력이 작기 때문에 그 영향이 상당히 크게 나타나지만, 토크가 높은 경우는 제동마력에 대한 상대값이 작아지기 때문에 연료소비율에 대한 영향은 작아져서 거의 일정하게 나타나는 것으로 보인다.

Fig. 14는 동일한 운전조건에서 운전가능한계를 평균 당량비와 토크의 영역에서 나타낸 것이다. 즉, 평균당량비 하부한계선은 스로틀밸브 전개 운전조건에 해당하며, 상부한계선은 점화실패에 의하여 기관이 정지하게 되는 상부한계 조건을 나타낸 것이다. 무부하운전에서 운전가능범위가 넓게 나타나지만, 이 조건에서의 평균당량비 상부한계는 0.39정도를 나타내며 상당히 낮다. 토크가

증가함에 따라 평균당량비 상부한계는 높아지지만, 운전가능범위는 점점 감소하여 간다. 앞에서 고찰한 오염물질 배출량과 연료소비율까지 모두를 고려하여 가장 유리한 운전조건은 평균당량비 상부한계에 가능한 한 가까운 조건에서 운전하는 것이라는 것을 알 수 있다. 물론 이러한 운전은 토크에 따라 스로틀개도를 최적의 조건이 되도록 조정할 수 있는 기능을 갖는 것을 전제로 하며, 이러한 운전은 부분부하의 운전에 국한하는 것으로서 안정운전 영역이 사라지는 토크에 도달하면 균질 혼합연소의 방식으로 운전모드 전환을 행할 것이 요구된다.

3.3 기화기식 가솔린기관과의 비교

Fig. 15, 16, 17 및 18은 Test-C에 따라 회전수는 2400 rpm의 동일 조건으로 하고 당량비가 대략 1.0으로 자동적으로 조절되는 기화기식 가솔린 기관과 분사시기를 ABDC 45°로 하고, 평균 당량비를 상부한계선에 최대한 접근하도록 스로틀링한 조건에서 운전한 3-연소실 GDI기관 및 스로틀밸브 전개의 조건에서 운전한 3-연소실 GDI기관의 토크 변화에 따른 NOx, HC, CO 배출량 및 연료소비율을 비교하여 나타낸 것이다.

Fig. 15는 토크의 변화에 따른 NOx의 배출량을 비교하여 나타낸 것이다. 낮은 토크 범위에서는 스로틀밸브 전개운전한 3-연소실 GDI 기관의 NOx 배출량은 재래식 기화기식 기관의 경우보다 낮은 토크 영역에서 오히려 높게 나타난다. 그리고 최적

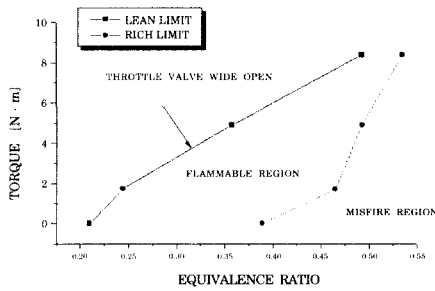


Fig. 14 Flammability limit on equivalence ratio and torque domain (injection timing: ABDC 45°)

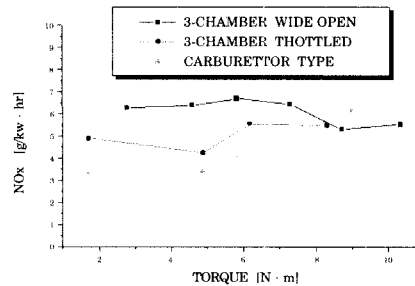


Fig. 15 Comparison of NOx emission of 3-Chamber GDI engines with that of conventional carburettor engine

스로틀 시킨 경우는 상당히 개선되고 있다. 그러나 토크의 증가에 따라 기화기식 가솔린기관의 경우

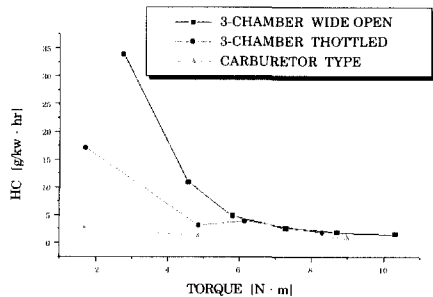


Fig. 16 Comparison of HC emission of 3-Chamber GDI engines with that of conventional carburettor engine.

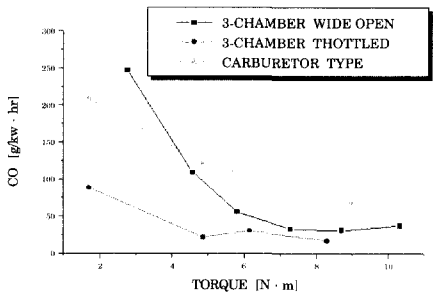


Fig. 17 Comparison of CO emission of 3-Chamber GDI engine with that of conventional carburettor engine.

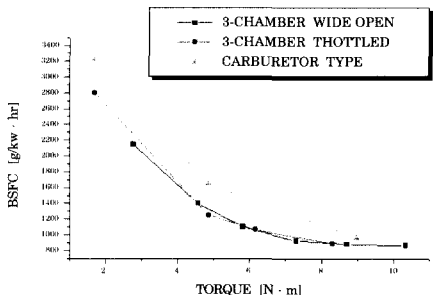


Fig. 18 Fuel consumption rate of 3-Chamber GDI engines with that of conventional carburettor engine.

는 NOx 배출량이 증가하는 추세를 나타내고 있으며, 3-연소실 GDI기관의 경우는 변화가 없다. 이는 이 연구에서 시험 제작한 3-연소실 GDI기관에서는 NOx배출량에 있어서 개선을 실현할 수 없었지만, 농후 연소실 체적의 총 압축 체적에 대한 비율을 적절히 선택하고, 점화플러그의 위치를 최적한 곳으로 선정하는 방법 등에 의하여 운전가능 상부한계를 높여 주는 것이 가능하다면, 3-연소실 GDI기관의 NOx배출량 개선 가능성을 보여주는 부분이다.

Fig. 16은 토크변화에 따른 HC배출량을 비교하여 나타낸 것이다. 그림에서 HC의 발생은 낮은 토크에서 스로틀 하지 않은 경우가 가장 높은 경향을 나타내고 있다. 그러나 스로틀 하여 준 경우는 이러한 상황은 대폭 경감되었고, 토크가 증가함에 따라 재래의 기화기식 가솔린기관과 거의 같은 값을 나타내고 있다.

Fig. 17은 CO배출량을 토크에 대하여 비교하여 나타낸 것이다. 3-연소실 GDI기관으로서 스로틀한 경우의 CO배출량이 기화기식 가솔린기관 및 스로틀 하지 않은 경우에 비하여 현저히 적으며, 토크에 따른 변동도 적다. 또한 3-연소실 GDI기관으로서 스로틀밸브 전개운전의 경우는 토크증가에 따라 CO의 배출량이 대폭 감소하는 경향을 보였다.

Fig. 18은 토크의 변화에 따른 연료소비율을 비교하여 나타낸 것이다. 그림에서 연료소비율은 3-연소실 GDI기관으로서 스로틀한 경우와 3-연소실 GDI기관으로서 스로틀밸브 전개운전 한 경우가 기화기식 기관에 비하여 상당히 큰 폭으로 낮았으며, 토크가 증가할수록 3-연소실 GDI기관으로서 스로틀링한 경우와 3-연소실 GDI기관으로서 스로틀링하지 않은 경우 및 기화기식 가솔린기관 모두 비슷하게 되어 GDI운전 한계점 부근에서 반전되는 경향을 보이고 있다. 이는 부분부하조건에 한하여서 희박연소에 의한 열기관사이클의 이론적효율 상승 효과가 긍정적으로 나타난 것으로 보인다.

4. 결 론

재래의 기화기식 가솔린 기관을 농후연소실, 희박연소실 및 주연소실로 구성된 3-연소실 GDI기관으로 개조하여 연비 성능 및 대기오염물질 배출성

능에 관하여 실험한 결과, 다음의 결론을 얻었다.

1. 3-연소실 GDI기관은 토크 0에서부터 상한계의 토크에까지의 운전영역에서는 분사시기를 변동하는 일이 없이 안정된 회박운전 가능영역이 존재하며, 무부하 시에는 당량비 0.21의 회박 운전이 실현되었다.

2. 3-연소실 GDI기관에 의한 다단연소를 행하면 평균당량비가 안정운전 상부한계 부근에 접근할 때 연소실 전체로서는 회박혼합기 상태에서 이룬 당량비에 접근하고 있지만, NOx배출량은 급격히 감소한다.

3. 3-연소실 GDI기관으로 운전할 때의 NOx 및 HC의 배출량은 낮은 토크에서는 기화기식 기관보다 많았다. 그러나 토크의 증가에 따라 NOx는 약간 반전되었으며, HC는 비슷하여졌다..

4. CO의 배출량은 안정운전 범위에서 3-연소실 GDI기관으로서 최적 스톱틀한 경우에 기화기식 기관에 비하여 현저한 감소를 나타내었다.

6. 안정운전범위에서 3-연소실 GDI기관의 연료 소비율은 스톱틀한 경우와 하지 않은 경우 공히 기화기식 기관에 비하여 현저한 감소를 나타내었다.

후 기

본 논문은 2000년도 한국해양대학교학술진흥회의 연구비 지원에 의하여 수행되었음.

참 고 문 헌

[1] 高木靖雄, "Simultaneous Attainment of Improved Fuel Consumption, Output Power and Emissions Direct Injection SI Engines", 自動車技術, Vol. 52, No. 1 pp. 64~71, 1998.
 [2] Schapertons, H. et al., "VW's Gasoline Direct Injection(GDI) Research Engine", SAE paper 910054, pp. 1~7, 1991.
 [3] 津田裕, 畑中啓治, 西村周一, "乗用車用エンジンの燃費上向技術", Vol. 44, No.8, pp. 17~22, 1993.
 [4] 加村均, 高田耕一, "Development of In-cylinder Gasoline Direct Injection Engine", 自動車技術, Vol. 50, No. 12, pp. 90~95. 1996
 [5] Y. Iwamoto, O. Nakagawa, T. Ymauchi, and H.

Ando, "Development of Gasoline Direct Injection Engine", SAE Technical Paper Series, 970541, pp. 1~17, 1997

[6] S. Gato, H. Furutani, K. Koizumi, "Reduction of NO in Reheat Combustor of Compound Engine", International Symposium COMODIA, pp. 645~649, 1990

저 자 소 개



김봉수(金奉洙)

1970년 8월생. 1994년 한국해양대학교 기관시스템공학과 졸업. 1994년~ ROTC 해군대위 재직중 2000년 동 대학원 석사과정 졸업(석사).



정남훈(鄭南勳)

1974년 3월생. 1997년 한국해양대학교 운항시스템공학부 졸업. 2000년 동 대학원 졸업(석사). 2000년~현재 현대자동차 재직중.



진선호(陳善昊)

1969년 11월생. 1993년 해군사관학교 졸업. 1993년~현재 해군 대위 재직중. 2000년~현재 한국해양대학교 기관공학과 석사과정 재학중.



배종욱(裴鍾旭)

1948년 2월생. 1970년 한국해양대학교 기관학과 졸업. 1985년 부산수산대학원 기관학과 졸업(석사). 1990년 부산수산대학원 기관학과 졸업(박사). 1976년~현재 한국해양대학교 해사대학 운항시스템공학부 교수. 당학회 회원.