

〈논문〉 SAE NO. 2000-03-0090

직접분사식 디젤기관 배기배출물 저감을 위한 연소인자의 최적화

An Optimization of the Combustion Parameters for Reducing Exhaust Emissions in a Direct Injection Diesel Engine

주봉철*, 노병준**, 김규철***, 이삼구***
Bongchul Joo, Byungjoon Rho, Kyuchul Kim, Samgoo Lee

ABSTRACT

This study is to develop the diesel engine which has 6 cylinder natural aspiration direct injection type of 7.4 l with high performance, low emissions and low fuel consumption. Finally the developed engine meets Korean '98 exhaust emission regulation for the city bus of heavy duty diesel engine by optimizing the various combustion parameters affecting performance and exhaust emissions. Combustion parameters are the swirl ratio of intake ports, the profile of injection pump's cam affecting injection pressure, the design features of piston bowl of combustion chamber and injector's hole size. Through experimental analysis, various combustion parameters are optimized and the results are as follows; the swirl ratio is 2.20, the profile of injection pump's cam is concave and re-entrant ratio, inner diameter of piston bowl and hole diameter of injector is 0.88, ϕ 64.0 mm and ϕ 0.25 mm respectively.

주요기술용어 : diesel engine (디젤엔진), exhaust emissions (배기배출물), NOx (질소산화물), PM (입자상물질), swirl ratio (선회비), ISM (임펄스 스윙미터), piston bowl (연소실), injection pump (분사펌프)

Nomenclature

- C_f : flow coefficient
- $C_{f(\text{mean})}$: mean flow coefficient
- R_s : swirl ratio
- N_r : non-dimensional rig swirl
- d : small dia. of piston bowl
- D : large dia. of piston bowl
- d/D : re-entrant ratio
- L/D : valve lift/valve diameter

1. 서론

자동차 증가로 인하여 자동차에서 배출되는 배기는 지구 온난화, 오존층 파괴 및 인체에 악영향을 미치고 있다. 이러한 환경문제의 주된 요인이 되고 있는 자동차 배출 오염물질을 저감시키려는 노력은 세계적으로 공통적인 문제가 되었으며, 우리 나라 환경부에서도 이러한 환경 정화 정책에 부응하여 자동차 배출가스 규제를 갈수록 강화하고 있다.

미국, 유럽, 일본 등지에서는 컴먼레일, 유닛인젝터를 이용한 연료분사장치의 초고압화 및 전자

* 회원, 전북대학교 기계공학부

** 회원, 전북대학교 기계공학부,
자동차신기술연구소

*** 회원, 전북대학교 대학원, 기계공학부

제어, 터보 인터쿨러, 배기 재순환 장치, 질소산화물 촉매, 후처리 장치 등을 적용하기 위한 연구가 활발히 진행되고 있으며,¹⁾ 이 들을 적용한 엔진은 최근 강화된 규제치를 만족시킬 뿐 아니라 고출력, 저연비를 실현하고 있으나, 엔진의 가격이 매우 비싸게 되는 단점이 있다.

국내에서 저공해 엔진 개발기술 수준은 기존의 엔진을 기본으로 연료분사계의 고압화, 흡입유동계와 연료분사계의 조화, 연소실 형상 변경 등을 통한 연소계 시스템의 최적화 개발에 역점을 두고 소비자의 요구를 최대한 만족시킬 수 있도록 하고 있다. 본 연구에서는 직접분사식, 자연흡기(natural aspiration)방식 디젤엔진의 고출력화, 저공해 및 저연비 특성을 갖는 엔진을 개발하기 위하여 연소인자들에 대하여 최적화 실험을 수행하였다.

2. 실험장치 및 방법

기존에 생산되고 있는 7.4 l 급 6기통 직접 분사식 디젤기관을 기본엔진(base engine)으로 하였다. 이 엔진은 '96년도 배기규제를 대응한 엔진이다. '98년도부터 NOx는 11.0에서 9.0 g/kWh로, PM은 0.9에서 0.5 g/kWh로 강화된 배기 규제를 대응하여야 하며 엔진 성능을 향상시킬 목적으로 연소특성에 영향을 미치는 연소인자를 변경하여 엔진개발을 수행하였다. 본 실험에 사용된 엔진의 제원을 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Test engine specifications

Cycle	4
No. of cylinder	6
Cylinder alignment	In-Line
Displacement (cc)	7,412
bore (mm) x stroke (mm)	110 x 130
Compression ratio	19.7
Max. power (kW/rpm)	130/2900
Max. torque (N.m/rpm)	490/1700

2.1 연소인자

연소특성에 영향을 미치는 주요 연소인자로서 흡기계의 공기유동특성을 변화시키는 흡기포트의 선회비, 연료분사계의 분사율, 분사시기, 분사기간, 노즐의 분공경, 분공수, 개변압력과 공기 및 연료가 혼합되어 연소되는 연소실 형상, 압축비 등이 지배적이다.²⁾⁻⁵⁾

본 연구에서는 흡기포트 선회비의 변화, 연료분사 펌프의 분사율 변화, 연소실 형상 변화, 노즐 분공경 변화에 대한 주요 연소인자에 대하여 최적화 실험을 수행하였으며, Table 2 에서는 각각의 연소인자에 대하여 기존 엔진의 제원치와 실험엔진에 적용된 공시 부품의 제원치를 비교하였다.

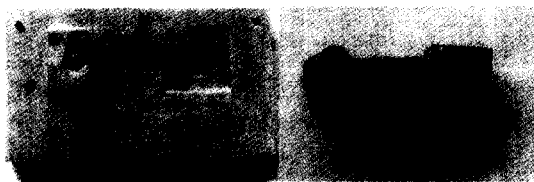
Table 2 Combustion parameters for test engine

Parameters	Specifications for base engine	Specifications for test engine
swirl ratio of cyl. head port	$R_s = 2.2$	- A type : $R_s = 1.76$ - B type : $R_s = 2.07$ - C type : $R_s = 2.20$
cam type of injection pumps	tangential cam	- tangential cam - concave cam
hole size of nozzle	$\phi 0.25$ mm	$\phi 0.25$ mm, $\phi 0.24$ mm, $\phi 0.23$ mm, $\phi 0.22$ mm
combustion bowl type	re-entrant type bowl	shallow dish type P63, P64, P65, P65'

2.1.1 흡기포트 선회비 유동특성

흡기포트 선회비를 변경하기 위하여 기존 엔진의 실린더 헤드에서 흡기포트 형상을 합성수지 성분 재질과 이형재를 사용, 코아를 본뜨고 이 코아를 기본으로 코아박스를 제작하였다. Fig. 1은 코아박스 및 코아의 형상을 나타내었다. 코아박스의 내부면을 깎아내거나 덧살을 붙이게 되면 선회비가 감소 혹은 증가하게 된다.⁶⁾ 코아박스 상에서 내측 곡면부위를 0.5 mm 정도 깎아내어 선회비를 1.76, 2.07, 2.20으로 변경하였다.

코아박스과 흡기밸브 및 밸브시트를 조합하여 기존의 실린더 헤드 및 코아박스에 대하여 임펠스 스윙미타를 이용, 정상유동 실험을 행하였다.



(a) Core box (b) core
Fig. 1 Core box and core for intake port

Fig. 2는 임펄스 스윙미터 실험장치로, 실린더 헤드 포트와 밸브 및 밸브양정 조정기구를 갖춘 조합체와 더미(dummy) 실린더 라이너, 임펄스 스윙미터(CUSSONS사), 유량측정부, 공기흡입을 위한 블로워 및 모터로 구성된다. 더미 실린더의 직경은 $\phi 110$ mm이고, 길이는 직경의 1.75배인 192.5 mm로 제작하였다. 하니컴은 3 mm의 직경과 45 mm 길이로 되어 있으며, 각운동량 플럭스의 측정을 위하여 10:1 이상의 길이와 직경비를 갖추고 있다. 또한 공기의 유량은 충류 유량기에 의해 측정하며 적정용량을 선택하여 사용할 수 있도록 되어있다. 공기를 흡입하는 흡입원으로는 3.7 kW 원심형 송풍기를 사용하였다.

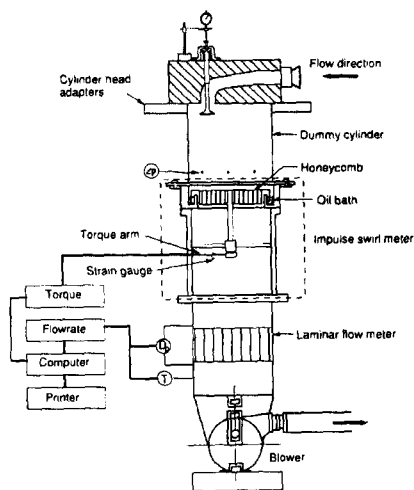


Fig. 2 Equipments of impulse swirl meter

밸브이전과 밸브이후의 압력차, ΔP 는 완전히 발달된 난류영역에서 실험을 수행하였으며, 밸브 양정 1 mm에서 13 mm까지 각 1 mm간격으로 스윙미터의 토크와 충류 유량계를 지나는 공기의 온도, 압력을 계측하였다.

2.1.2 연료분사펌프 분사율 변화

Fig. 3에서 분사펌프의 구동캠 형상 차이 및 캠 각도에 따른 분사율 차이를 보여주고 있다. 접선형 캠은 캠의 각도에 따라 일정한 분사율을 갖게 되지만 오목형 캠은 캠의 각도가 140° 이전, 즉 분사초기에는 접선형 캠보다 낮은 분사율을 나타내고 있다. 이후에는 분사율이 급격히 증가함으로 인하여 연료분사펌프 분사압력은 더 높아지게 된다. 이러한 고압분사 효과는 분무의 미립화, 관통도의 향상과 연소실 바울(bowl) 형상의 적절한 조화로 연소효율을 향상시킴으로써 입자상 물질을 저감코자 하였다.

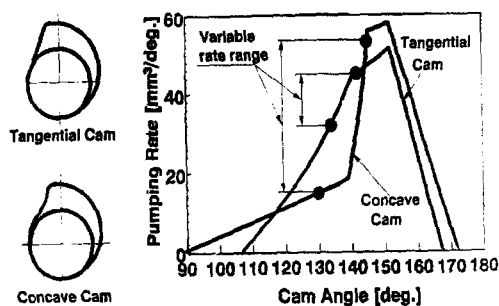


Fig. 3 Geometry of tangential and concave cam

2.1.3 연소실 형상 변화

디젤기관의 연소실은 토로이달(toroidal)형, 리엔터런트(re-entrant)형, 접시(shallow dish)형 등이 있으며, 최근 배출가스 규제가 강화되면서 리엔터런트형 및 접시형 연소실을 적용하고 있는 추세에 있다. 이들은 확산연소 기간 중 공기의 유동을 연소실 내에 지속시켜 연소효율을 증대시킴으로써 배기 생성물을 저감시키는 효과가 있는

것으로 연구되었다. 본 연구에서는 기존의 리엔트런트 연소실형에서 접시형으로 변경 설계하였다. Fig. 4는 접시형 연소실 형상으로 P63, P64, P65, P65' 연소실 바울(bowl)의 내부 및 입구 직경, 리엔트런트 비(d/D)를 나타내고 있다. 압축비는 19.7로 모두 동일하게 하였다.

Type	d (mm)	D (mm)	T (mm)	d/D
P63	φ58.5	φ63	20.3	0.93
P64	φ56.5	φ64	20.4	0.88
P65	φ57.8	φ65	20.6	0.89
P65'	φ58.0	φ65	20.0	0.89
Base	φ57.0	φ61	20.4	0.93

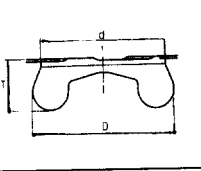


Fig. 4 Characteristics of combustion bowl

2.1.4 노즐 분공경 변화

노즐 분공경, 분공수, 분사각도, 돌출량, 분사할도, 유입유량, 노즐의 경사각도 등은 연소실에서 흡입공기와 연료를 혼합시키는데 영향을 미치는 주요인자이다. 특히 노즐의 경사각을 수직으로 위치하고 연소실 중앙으로 위치할수록 연소실 전체 영역에서 공기와 연료의 균일한 혼합을 촉진 시킴으로써 입자상 물질의 저감에 효과가 큰 것으로 연구된 바 있다. 따라서 더욱 강화된 배출가스의 규제에 대응하기 위해서는 4밸브 구조를 갖는 엔진 개발이 불가피할 것으로 예상된다. 본 연구에 적용된 엔진은 2밸브 구조로 노즐의 경사각 변경이 곤란하여 분공경을 제외한 다른 인자는 기존의 엔진조건과 동일하게 하였다. 노즐의 분공수는 5공이고, 분공경은 φ0.25, φ0.24, φ0.23, φ0.22 mm를 각각 제작하였다.

2.2 엔진성능 실험

본 실험에서 연소인자의 변화에 따른 엔진 성능을 측정하기 위하여 370 kW 와전류식 동력계를 사용하였다. Fig. 5는 엔진성능 및 배출가스 실험을 수행하기 위한 실험장치의 개략도이다.

엔진 성능시험은 전부하 성능시험, 부분부하 성능시험을 행하였으며, 축 토크를 평균유효압력으로 환산하였다.

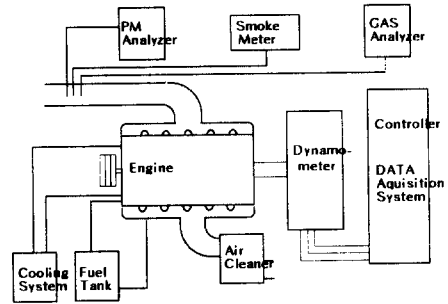


Fig. 5 Schematic diagram of engine dynamometer

2.3 배출가스 분석

배출가스 실험장치는 가스상태의 농도를 측정하는 MEXA 9100D (HORIBA) 가스 분석기와 입자상물질을 측정하는 MDT(mini dilution tunnel, AVL) PM분석기, 그리고 필터에 채취된 입자상 물질의 무게를 측정하는 무게 측정기로 구성된다.

가스분석기는 엔진에서 배출된 배기의 일부를 직접 샘플링하여 D-13 모드 운전중에 일산화탄소, 질소산화물, 탄화수소의 농도를 측정하였다. 탄화수소는 수소염 이온화 검출법(FID), 일산화탄소는 비분산적외선 분석법(NDIR), 질소산화물의 경우는 화학발광분석법(CLD)을 이용하여 측정하였다. 매연측정은 광반사식 스모크미터를 이용하였다.

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 흡기포트 유동특성

기존의 엔진에 장착된 실린더 헤드를 기본으로 선회비를 감소시켜 제작하였다. 연료분사펌프가 고압화 됨에 따라 분사되는 연료의 분무입경이 작게 될 것으로 예측되며, 따라서 선회비의 감소와 연소실 형상을 재설계 함으로써 연료와 공기의 혼합을 최적화 하고자 하였다.

Fig. 6은 임펄스 스윙미터 실험장치를 이용 정

상유동 실험을 수행한 결과로, 선회비가 1.76, 2.07, 2.20의 A,B,C 형 실린더 헤드 포트에 대하여 밸브양정 L/D에 따른 유량계수의 분포를 나타낸 것이다. 밸브양정이 증가함에 따라 각각의 포트에서 유량계수는 증가하는 경향을 나타내고 있다. B 형 포트는 밸브양정이 0.23 이상 영역에서 거의 일정하게 유지 되었으며, A,C 형 포트에 비하여 유량계수의 값은 적게 나타났다. 밸브양정이 0.23 이상 영역에서 B 형 포트의 밸브시트면에서 박리현상이 발생됨으로 인하여 밸브양정이 증가되어도 유량계수는 일정하게 유지되는 것으로 고찰되며, 또한 유량계수가 낮게 되면 실제 엔진 작동 상에서 흡기밸브를 통하여 흡입되는 공기의 체적효율을 저하시키고 결국 엔진성능 및 배출가스 측면에서 불리할 것으로 고찰된다.

Fig. 7은 A,B,C 형 실린더 헤드 포트에 대하여 무차원 밸브양정인 L/D에 따른 N_r 의 분포를 나타낸 것이다. N_r 은 각각의 밸브양정에서 접선

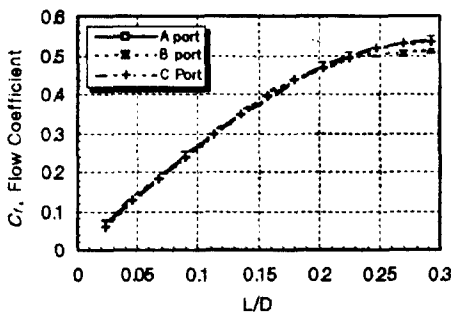


Fig. 6 Flow coefficient for A,B,C type port

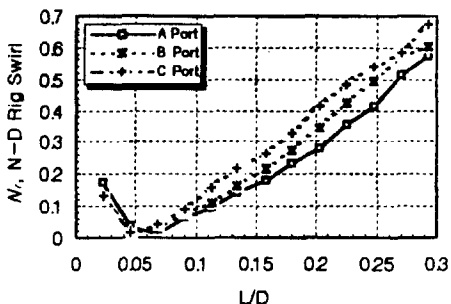


Fig. 7 Non-dimensional rig swirl with valve lift

방향 속도에 대한 축방향 속도비를 나타낸 값으로 밸브양정이 0.05~0.06부근까지 감소한 후 다시 증가하는 경향을 나타내었다. 밸브양정이 낮은 영역에서 무차원 리그 스월의 감소는 밸브 위치가 편심됨으로 인하여 밸브이후 선회성분의 선회강도가 감쇄하기 때문으로 판단된다. 밸브양정 L/D에 따라 N_r 의 분포가 증가하는 경향을 갖도록 하기 위해서는 밸브의 편심 위치를 적절하게 바꾸었을 때 가능할 것으로 예상되지만, 실린더 헤드의 구조변경 문제가 수반되므로 기존의 편심율과 동일하게 하였다. 밸브양정이 증가하는 영역에서는 C, B, A 형 포트순으로 N_r 이 높게 나타났다.

Fig. 8에서는 각각의 실린더 헤드와 코아박스에 대하여 선회비와 평균유량계수의 분포를 나타내었다. 선회비는 흡기 밸브가 열리는 크랭크 각도에서 닫힐 때까지 흡입행정 기간 동안에 발생된 스월의 평균값을 의미하는 것으로 무차원 리그 스월값이 큰 순서와 동일한 C, B, A 형 포트순으로 그 값은 2.20, 2.07, 1.76이다. 일반적으로 평균유량계수는 선회비가 감소함에 따라 증가하는 경향을 나타내는 경향을 갖지만, 본 실험에서는 선회비의 감소에 따라 평균 유량계수는 거의 동등한 값을 나타내었다. 또한 기존엔진의 헤드로부터 본떠 제작한 코아박스과 C 형 포트의 선회비는 2.21, 2.20으로 거의 동일하게 유지하여 제작하였으며, 평균 유량계수는 코아박스의 경우가 높게 나타났다. 합성수지 재질로 제작한 코아박스과 주철 재질 포트에서 표면 거칠기의 정도

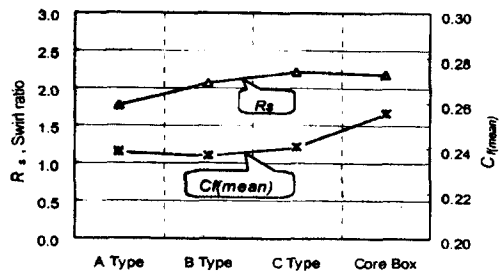


Fig. 8 Swirl ratio and mean flow coefficient

가 유량계수에 영향을 미치는 것으로 고찰된다.

3.2 선회비 및 연료분사펌프

예비실험에서 A 형 포트의 경우 선회비가 낮기 때문에 불완전 연소로 인하여 매연의 배출이 심하였다. 따라서 본 실험에서는 B, C 형 실린더 헤드와 접선형 캠, 오목형 캠 형상을 갖는 분사펌프의 각각의 조합에 대하여 전부하 성능시험, 부분부하 성능 및 배출가스에 대하여 비교 실험을 수행하였다. 이때 연소실은 P64 Type, 분사노즐의 분공경은 $\phi 0.25$ mm를 적용하였다.

Fig. 9에서는 각각의 조합에 대하여 전부하 성능 실험결과를 나타내었다. 선회비가 2.20인 C 형 포트와 오목형 캠을 갖는 연료분사펌프는 저속 영역 1600rpm 이하에서 토크가 가장 우수하게 나타났고 매연은 15% 이하로 개발 목표치를 만족하는 수준이었다. 연비성능 또한 전 영역에서 가장 우수하였다. 전부하 성능에서 매연배출 및 연비특성은 구동캠의 형상 차이에 의한 것보다 선회비 차이에 의한 영향이 지배적이었으며, 선회비가 2.20인 C 형 포트가 선회비가 2.07인 B

형 포트에 비하여 매연 배출을 줄이고, 연비 개선이 가능한 것으로 고찰된다. 일반적으로 토크를 증가시키게 되면 매연 배출 또한 증가하게 되지만 적정량의 매연 배출 하에서 최대한 토크 성능을 향상시키는 것이 차량 출발성능 측면에서 경쟁력이 있게 된다.

Fig. 10은 2900rpm에서 부분부하 실험 결과를 나타낸 것이다. 평균유효압력이 6.5이상 되는 지점에서 매연 및 일산화탄소의 배출이 증가되며, 이는 고부하에서 연료 증가분에 대한 선회비의 감소로 인하여 불완전 연소가 급격히 증가되는 것으로 고찰된다. 선회비 2.2, 오목형 캠 분사펌프의 경우가 질소산화물의 배출이 다른 경우에 비하여 가장 적게 배출되었다. 이러한 배출가스 특성은 기존 엔진에 비하여 고압분사펌프인 오목형 캠을 적용함으로써 질소산화물의 배출을 저감시킬 수 있는 것으로 나타났다.

3.3 연소실 형상

Fig. 11, Fig. 12에서는 P63, P64, P65, P65' 연소실에 대하여 1740 rpm, 2900rpm에서 부분

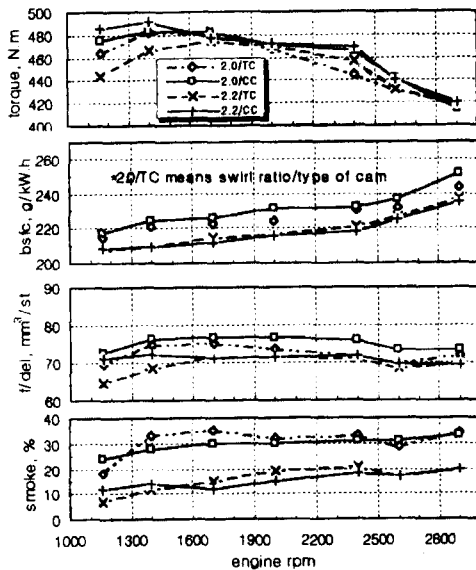


Fig. 9 Full load performance curves for two type ports and cams

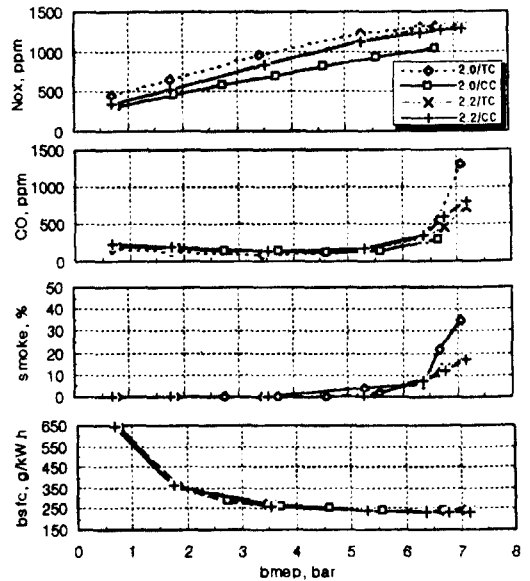


Fig. 10 Partial load performance curves for two type ports and cams at 2900rpm

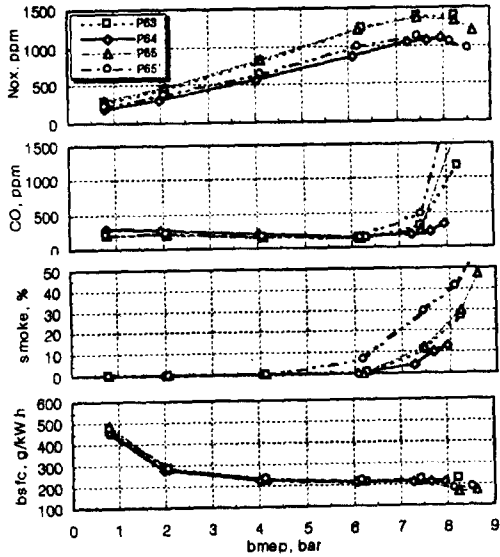


Fig. 11 Partial load performance curves for piston bowl types at 1740rpm

부하 실험결과이다. 선회비는 2.20, 연료분사펌프는 오목형 캠 분사펌프, $\phi 0.25$ mm 노즐 분공경을 적용하였다. P64, P65' 연소실의 경우가 질소산화물 배출이 적었으며, 일산화탄소, 매연의 배출은 P64 연소실이 가장 적고, P65' 연소실이 가장 많았다. P65' 연소실은 질소산화물 배출이 가장 적지만 일산화탄소 및 매연의 배출은 높게 배출되어 P65 연소실을 선정하였다.

1740rpm, 2900rpm에서 NOx의 배출특성은 평균유효압력이 증가함에 따라 선형적으로 증가하는 경향을 나타내고 있으며, 평균유효압력이 7.5~8.0, 6.5~7.0bar 근처에서 다시 감소하는 경향을 나타내고 있다. 일산화탄소는 저, 중부하영역에서 거의 일정하게 배출되고 있으나 고부하에서는 급격히 증가되어 배출되고, 매연은 일산화탄소의 경우보다 더 낮은 부하에서 증가하여 배출되는 특성을 나타내었다. 이와 같은 배출가스 특성은 부하가 증가할수록 연료량이 증가하게 되는데, 이와 비례하여 체적효율은 증가한 후 다시 감소하게 되는 특성 때문에 먼저 매연의 배출이 점차 증가된다. 더욱 고부하가 되면 연료 증가

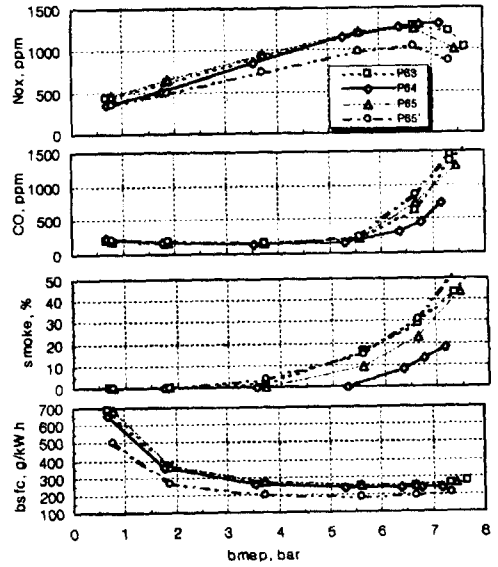


Fig. 12 Partial load performance curves for piston bowl types at 2900rpm

와 체적효율의 감소 차이가 점차 커지게 되므로 일산화탄소의 배출이 급격히 증가하게 되며, 불완전 연소로 연소실의 온도가 낮아지기 때문에 Thermal NOx의 배출은 점차 감소하게 되는 것으로 고찰된다. P64 연소실은 질소산화물 및 매연을 동시에 저감하는 것이 가능한 것으로 판단된다.

3.4 노즐 분공경

Fig. 13에서는 선회비 2.20, 오목형 캠 연료분사 펌프, P64 연소실 형상을 적용하여 분공경 $\phi 0.22$, $\phi 0.23$, $\phi 0.24$, $\phi 0.25$ mm 대하여 전부하 성능 비교 실험을 수행한 결과를 나타내고 있다.

실험 결과 $\phi 0.24$, $\phi 0.25$ mm 노즐의 경우가 1800rpm 이상의 영역에서 연비특성이 좋은 것으로 나타났다. $\phi 0.25$ mm 노즐의 매연 배출은 저속영역에서 다른 노즐에 비해 높게 나타났으나, 고속영역에서는 거의 동등한 수준을 나타내고 있다. 노즐 분공경의 최적화는 동일 토크 성능에서 매연 배출이 개발 목표치보다 적게 배출될 수 있

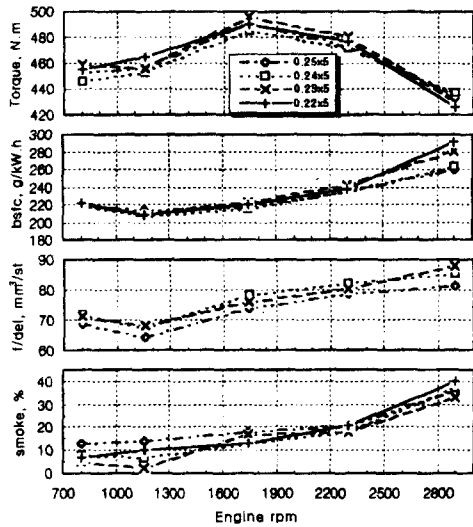


Fig. 13 Full load performance curves for nozzle hole diameter

도록 하여야 한다.

분공경 $\phi 0.25\text{mm}$ 노즐과 오목형 캠 분사펌프를 적용하여 고속영역에서 분사압력을 고압화 함으로써 보다 미립화된 분무입자와 공기의 혼합을 촉진시켜 매연 배출을 줄일 수 있는 것으로 고찰 되었다.

4. 결 론

1) 매연 배출 및 연비특성은 분사율의 변화에 의한 것보다 선회비 차이에 의한 영향이 지배적 이었으며, 선회비 2.2의 경우가 2.0에 비하여 매 연 및 연비 개선이 가능하였다. 또한 배출가스 특성은 기존엔진에 적용한 접선형 캠(tangential cam) 분사펌프에 비하여 고압분사펌프인 오목형 구동캠(concave cam) 분사펌프를 적용함으로써 질소산화물의 배출을 저감하는 것이 가능하였다.

2) 리엔트먼트비(d/D)가 0.88, 연소실 바울(bowl) 내부직경이 $\phi 64\text{ mm}$ 인 연소실 형상을 적용함으로써 질소산화물 및 매연을 동시에 저감 시킬 수 있다.

3) 분공경이 $\phi 0.25\text{ mm}$ 노즐과 오목형 캠 분사펌프에서는 고속영역에서 분사압력을 고압화 함으로써 보다 미립화된 분무입자와 공기의 혼합을 촉진시켜 매연 배출을 줄일 수 있는 것으로 나타났다.

이상과 같이 선회비 및 연소인자가 성능 및 배출가스에 미치는 영향에 대하여 실험적으로 연구 하였으며, 연소인자의 최적화를 통하여 시내버스에서 요구되는 배출가스 규제를 만족하는 동시에 저속 토크 성능을 향상시킬 수 있었다.

참 고 문 헌

- 1) Hikosaka N., "A View of the Future of Automotive Diesel Engines", SAE 972682, 1997.
- 2) H. Hiroyasu et al. "Combustion Process in a D.I. Diesel Engine with High Pressure Injection Effects of Partial Distribution of Fuel Spray in a Combustion Chamber on NOx Emission", JSME Vol.22, No.4, 1991.
- 3) David J. Timoney, "Smoke and Fuel Consumption Measurements in a Direct Injector Diesel Engine with Variable Swirl", SAE 851542.
- 4) Hiroshi Ishiwata, and Hideo Okubo, "A New Series of Timing and Injection Rate Control Systems", SAE 880491.
- 5) Z. Hou et al, "Effect of Combustion Chamber Geometries on In-Cylinder Flow Motion and Exhaust Emission in a Direct Injection Diesel Engine", The 10th Internal Combustion Symposium, Japan, 1992.
- 6) Arcoumanis, C. and Tanabe, S., "Swirl Generation by Helical Ports", SAE 890790, 1989.