

연소계 및 연료분사계의 구성인자가 디젤엔진의 성능 및 배기 배출물에 미치는 영향

이 준*

호서대학교 산학협력중심대학

Effects of Parameters of Combustion and Fuel Injection System on Performance and Exhaust Emissions in a Diesel Engine

Joon Lee*

CIACCU of Hoseo University, Chungnam 336-795, Korea

(Received 14 September 2005 / Accepted 17 January 2005)

Abstract : This study investigates a heavy duty diesel engine with swept vol. 12.6L, 4cycle-OHC type to verify the effects of the performance and exhaust gas emission according to the variable specifications of both swirl ratio and flow coefficient in inlet port, combustion bowl and fuel injection system. To meet the high BMEP and stringent exhaust emission standard, a turbocharger with wastegate and an intercooler were installed in the engine. Helical port, major design parameters for combustion chamber and electronic fuel injection pump with 1,000bar were reviewed and applied. Confirmation tests were also performed to meet the target value, NO_x 5.0g/kWh and PM 0.1g/kWh of Euro3 exhaust emission legislation. The results of this study show that not only is it effective to use a relatively bigger bowl size for controlling rapid burning condition due to the decreased in-bowl swirl, but also to use a concave cam with double injection rates to decrease NO_x.

Key Words : Swirl ratio(선회유동 비), Flow coefficient(유량계수), Exhaust emission(배기 배출물), Helical port(나선형 포트), NO_x(질소산화물), PM(입자상 물질)

Subscript

m : mean
th : theoretical

1. 서론

최근에 자동차의 배기가스가 심각한 지구의 대기 환경 오염의 큰 원인으로 지목되고 있는 바, 엔진 배기가스 규제 강화를 만족하는 환경 친화적인 기술 연구가 여러 방면으로 진행되고 있다. 디젤 엔진은

가솔린 엔진에 비하여 열효율이 높아 CO₂배출량이 적으나 NO_x와 PM의 배출량이 많아 대기오염에 나쁜 영향을 끼치고 있다. 디젤엔진 배출가스의 특성상, NO_x와 PM 모두를 동시에 줄이는 일은 매우 힘들다. 이들의 관계는 상호 트레이드오프(trade-off) 관계에 있기 때문이다. 따라서 디젤엔진을 친환경적으로 바꾸는 것은 특정기술 하나로는 어렵고 신엔진개발, 연료 품질개선 및 배기 후처리장치 개발 등의 기술을 체계화하여 적용해야 한다고 생각한다. 엔진개발은 4밸브화, 전자제어식 초고압 연료분사장치 및 연소실 최적화, 터보·인터쿨러 개선 적용 등의 노력으로 배기오염물질을 저감시킬 수 있

*Corresponding author. E-mail: leejoon@office.hoseo.ac.kr

다. 또 직접분사식 연소방식은 소음·진동이 간접 분사식 연소방식에 비해 크지만 연료 소비율이 낮고 배출가스 제어가 용이하므로 주로 중·대형 디젤 엔진에 적용되어 왔다. 최근에 소형 디젤 엔진에서도 연비와 배출가스 대응 때문에 직분식 연소방식을 널리 채용하는 추세이다. 직분식 대형 디젤 엔진은 체적효율 증대를 위해 흡기다기관 및 포트를 거쳐 유입되는 공기의 관성력 개선과 연소실 형상의 최적화, 그리고 연료분사의 고압화에 의하여 공기와 연료의 양호한 혼합으로 배출물을 제어해야 한다.

따라서 직분식 디젤엔진의 연소과정에서 흡기 선회유동(swirl)은 연료를 흡입공기와 혼합시키는데 주요 인자이다. 최근 연료분사계의 초고압화로 선회유동의 강도가 감소되는 경향도 있으나 대형 디젤엔진에서 여전히 선회유동에 관한 연구는 핵심과제이다. 또한 연료분사현상 및 연소실 보울 내의 공기유동현상에 관한 연구 등에 의해 우수한 엔진 성능 향상과 저 배출가스화를 꾀하고 있다.

본 연구에서는 EURO3 배기규제 만족을 목표로 기통 당 배기량을 약 2L로 하는 4밸브, 6기통 직분식 대형 디젤엔진을 모델로 하여 흡기포트, 연소실, 전자제어식 연료분사펌프, 분사노즐 등의 요소 변화에 의한 성능 및 배출가스 특성변화를 분석 및 고찰하였다.

2. 실험엔진의 특성

2.1 엔진의 개요

실험에 적용된 엔진은 OHC(Over Head Cam)형 직렬 6기통으로 4 밸브구조, VCO(Valve Covered Orifice)형 분사노즐의 연소실 중앙 수직 배치, 1.9의 중간수준 선회 유동비(*medium swirl ratio*), 고압축비, 전자제어식 고압분사펌프 등을 채용하였다. 구체적인 특성은 다음과 같다.

첫째, 실린더 직경 대비 피스톤 행정비가 큰 장행정 엔진이다. 엔진의 행정/직경 비는 체적효율 및 연소효율, 평균 피스톤 속도, 엔진 마찰력에 영향을 미친다. 직경 및 밸브를 크게 할 경우 흡입 공기량은 극대화할 수 있으나 피스톤·피스톤링과 실린더 사이, 밸브와 밸브시트 사이 등의 간극인

사체적(*dead volume*) 또한 크게 되어 배출가스 제어가 용이하지 않다. 장 행정 엔진은 작은 사체적으로 배출가스 저감에 유리하며 이는 본 실험엔진의 중요한 설계 포인트이다. 오스트리아 AVL사의 실험적 설계기준에 따르면 연료소비율 및 오일 소모량을 줄이고 내구성을 향상시키며 입자상 물질을 제어하기 위하여 일반적으로 평균 피스톤속도를 10~12m/s로 채용하는데,¹⁾ 실험 엔진의 정격 최고회전수는 1,900 rpm으로 약 10m/s의 피스톤속도를 갖는다.

둘째, 고출력과 NO_x 저감을 위해 Garrett사 GT42 과급기와 과급시 상승된 흡기온도를 낮추기 위하여 Valeo사의 인터쿨러를 사용하여 최고부스트압 1,630mbar 및 흡기온도 약 50°C를 얻었다. Fig. 1에 구성 개략도를 볼 수 있다.^{2,3)}

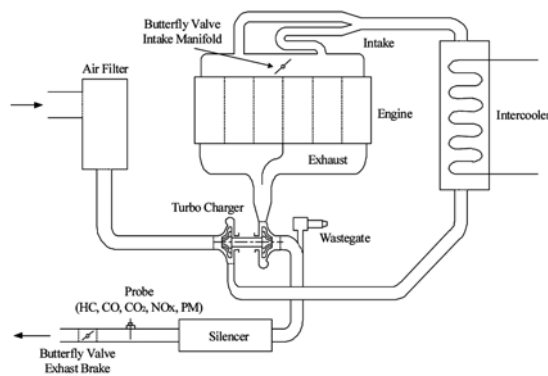


Fig. 1 Construction layout of TCI engine

또 연소실의 보울 내 선회유동(*in-bowl swirl*) 값을 낮추고 요면형(*concave*) 캠 적용 연료분사펌프에 의해 초기 분사율을 저하시켜 초기 연소율을 낮추었다. NO_x 생성은 공기 과잉율 및 온도의 함수이기 때문에, 이와 같은 초기 연소율 감소를 통해 NO_x 저감을 꾀하였다.

셋째, PM 저감을 위해서 피스톤의 연소실 형상을 리엔트런트(*re-entrant*)형 보울로 하여 연료와 공기의 혼합율을 향상시키고 작은 분공 및 분무 퍼짐각이 큰 분사노즐로 양호한 무화를 달성시켰다.

2.2 헤드포트(head port)

흡기포트는 연소에 필요한 신기를 흡입하여 강제

로 선회유동을 일으켜 연료와 공기의 혼합을 촉진하여 엔진의 성능향상 및 배기가스 저감을 꾀한다. 또 배기포트는 연소 후 배기를 신속히 하는데 도움을 주는 형상이 필요하다. 특히 직분식 디젤엔진에서는 간접분사식 엔진에 비하여 연료와 공기혼합에 필요한 운동에너지의 증대가 크게 요구되므로 흡기포트를 통해 들어온 공기에 선회운동을 제공하는 것은 매우 중요하다. 일반적으로 목표 선회유동 값의 결정은 분사계의 노즐시방, 분사압력, 분무형태 뿐만 아니라 압축행정 말기에 연소실 내의 동적 선회유동에 영향을 주는 연소실의 형상, 밸브 개폐시기, 배기가스 규제수준 등에 의해 결정된다. 본 연구에서는 직분식 여러 엔진에서 얻은 자료에 의해 연료분사압력 및 선회유동간의 관계에 대한 Fig. 2의 결과를 얻었다.

Fig. 2의 우측 선도에서 6공 분사노즐의 최고 분사압력 1,200bar에서 목표 흡기 선회유동 비 약 1.9

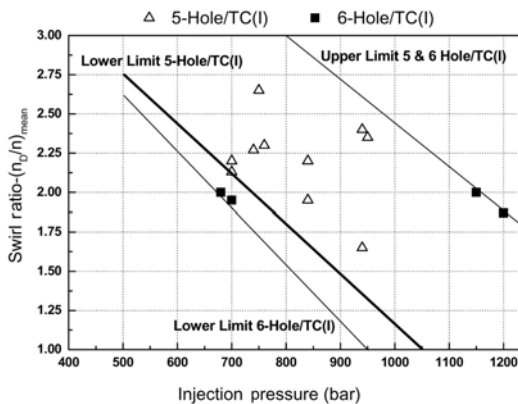


Fig. 2 Diagram of relation between injection pressure and target swirl

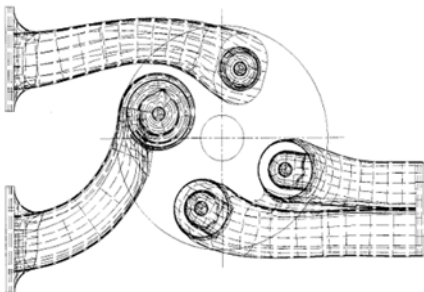


Fig. 3 Layout of head port in cylinder

를 채택하였다. 이 선회유동 비를 발생시키기 위해 Fig. 3에서 보는 바와 같이 좌측 2개의 흡기포트를, 선회유동 발생에 효과적인 나선형(helical)과 선회유동 발생에 불리한 접선형(tangential)으로 적절히 조합하였다.⁴⁾

2.3 포트의 평가항목

2.3.1 유량계수(flow coefficient)

실린더내로 유입되는 공기의 유입 유량은 유동저항이 없는 상태에서 실제 유입 공기량과 이론 유입 공기량의 비인 방출계수(discharge coefficient) μ 로 표현한다. 포트를 통과한 공기가 밸브와 밸브시트 사이의 자유단면적(F)을 통과할 때,

$$F = \sigma F_v, F_v = (\pi/4)d_v^2 \quad (1)$$

여기서, σ 는 포트의 구조적 특징에 의해 형성되는 저항계수(obstruction coefficient)이고 d_v 는 밸브 내측 시트직경이다. 따라서 일정한 밸브양정과 일정한 압력차(ΔP)에 의해서 포트를 통과하는 유량의 이론 중량비(G_{th})와 실제 중량비(G)의 비로 나타내는 유량계수($\mu\sigma$)는 다음과 같은 무차원 함수로 표현할 수 있다.

$$\mu\sigma = G / G_{th} \quad (2)$$

$$G_{th} = F_v \sqrt{2\gamma\Delta P} \quad (3)$$

여기서, G 는 테스트에 의해 측정하고 γ 는 공기의 비중량이다.

2.3.2 선회유동 비(swirl ratio)

엔진회전수(n)에 대한 실린더 내 유입공기의 선회속도(n_D)의 비인 평균 선회유동 비(n_D/n)_m는 다음과 같다.

$$\left(\frac{n_D}{n}\right)_m = \left(\frac{1}{nV_h}\right) \int n_D(\alpha)dv \quad (4)$$

여기서, $n_D(\alpha) = [n_D / n] n [c(\alpha)/c_m]$ 이며 $c(\alpha)/c_m$ 는 평균 피스톤속도에 대한 실 피스톤 속도이다. 또 V_h 는 엔진배기량, α 는 크랭크 각이고 n_D 는 풍량계(anemometer)로 측정한다. 흡입공기를 비압축성 가스로 가정하고 흡입행정은 상사점-하사점에

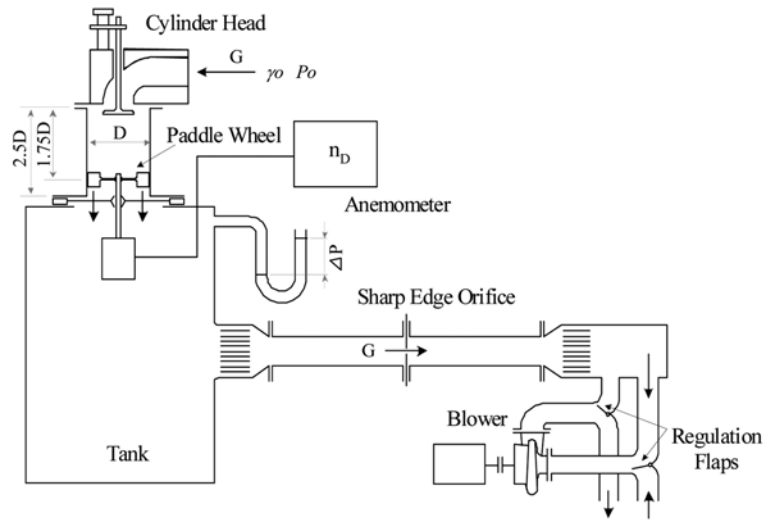


Fig. 4 Schematic diagram of flow bench test

서 발생한다고 가정한다. $n_D(\alpha)$ 는 외기와 실린더 사이의 차압을 고정시킨 상태에서 정적 유량시험을 수행하여 결정한다. Fig. 4는 헤드포트의 선회유동 측정을 위한 유량시험 장비의 개략도이다.

공기유동은 블로워에 의해 포트를 통과하고, 양정을 조절하는 밸브 및 모형 실린더 라이너를 통과한 공기는 포트내부를 통하여 발생된 선회속도의 모멘트를 라이너 끝단에서 패들휠을 회전시키면서 유입공기의 모멘트가 패들휠에서 변환된다, 공기탱크를 통과한 공기는 최종적으로 유량계에 연결되어 실린더내로 유입되는 유입공기량을 측정하여 실린더 포트의 선회유동 수준 및 유량계수를 평가한다. 유량계수의 선도에서 얻어진 흡기포트의 선회유동 및 유량계수 생성 특성은 포트의 개발과 포트간의 비교에 매우 유용하게 사용된다.^{5,6)}

2.4 연소실

직접분사식 디젤엔진은 연소 방식에 따라 충돌식 연소 시스템(impinging combustion system)과 무유동 연소 시스템(quiescent combustion system)으로 나눈다. 전자는 1500bar 이하로 분사된 연료가 연소실 벽면에 부딪치기 직전에 흡입공기의 선회유동으로 혼합되어 연소되는 방식이고, 후자는 1600bar 이상의 초고압 연료분사로 흡기 선회유동이 없어도 쉽게

혼합되는 연소 방식이다. 실험엔진은 노즐 축 최고 분사압력이 1,200bar 이하이므로 분사된 연료가 연소실 벽에 부딪치기 전에 모두 혼합되기에는 분사 에너지가 모자란다. 따라서 압축행정 시에 분사된 연료가 연소실 벽에 부딪칠 때 선회유동(swirl)과 스퀴시(squish)에 의해 혼합이 이루어지는 충돌식 연소시스템으로 설계되었다. 4밸브 구조로 실린더 축을 중심으로 대칭 설계된 리엔트런트 보울과 분사노즐의 위치는 분무도달 거리가 동일하여 화염전과 기간의 단축과 균질한 연소를 실현시켜 연소효율과 유해 배기가스 저감에 좋은 영향을 미친다.^{7,8)} Table 1과 Fig. 5에 설계된 연소실의 주요 설계 치수와 형상을 나타내었다.

Table 1 Dimension of combustion chamber

	Dimension (mm)		Design criteria
	A	B	
D_B	Φ 75.0	Φ 77.0	56 ~ 62 % to Bore
d_B	Φ 68.4	Φ 70.2	85 ~ 95% to D_B
T_H	27.2	27.75	35 ~ 40% to D_B
R	11.5		-
A_R	(30.8)	(28.09)	-

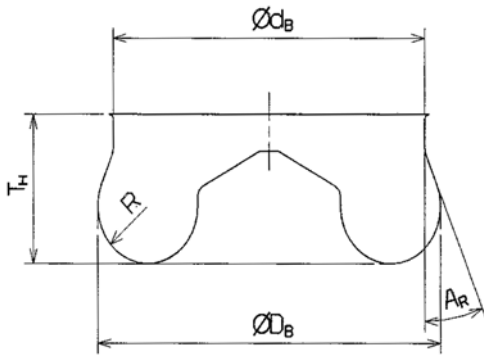


Fig. 5 Shape of combustion chamber

2.5 연료분사장치

ZEXEL사 HD-TICS(Timing and Injection rate Control System) 펌프로 정적분사 시작을 변화시켜 분사시기와 단위 캠 각도 당 분사량인 분사율을 제어할 수 있다. 이 때문에 저·중속 역 운전에서 단기간 분사에 의한 고분사율화가 가능하게 되어 토크 증대와 배출가스를 저감시킬 수 있는 것이다.^{9,10)}

3. 실험장치 및 방법

3.1 실험장치

상기 설계시방으로 실험엔진을 제작, 조립하고 성능 및 배출가스 결과를 분석하기 위하여 다음과 같은 실험장치를 구성하였다. 실험장치는 엔진, AVL유량시험기, 동력계, 부속측정기 및 제어장치, 배기가스 분석기, PM 측정기, 압력센서 및 기타 측정부로 구성되어 있다. 엔진의 상세 사양은 Table 2와 같으며 실험장치의 개략도는 Fig. 6과 같다. 동력계는 G.E.사의 제품으로 모터링이 가능한 공냉 직류(DC)형식이고 최대 흡수동력은 500kW이며, 4,000 rpm까지 속도제어가 가능하다. 동력계는 본체 및 제어컴퓨터, 수온조절기, 연료소모 측정기, 운전용 제어 패널 등으로 구성되어 있다. 배기가스 분석기는 펌텍사의 디젤용 배출가스 분석기 TKF-2360 모델로 NO_x는 화학발광분석(CLD) 방식, THC는 수소염이온화(FID) 방식, CO 및 CO₂는 비분산적외선(NDIR) 방식으로 측정하였다. PM 측정기는 785mm의 미니 희석터널(mini Dilution Tunnel)을 가진 AVL사의 스마트 샘플러 SPC 472 모델이다.

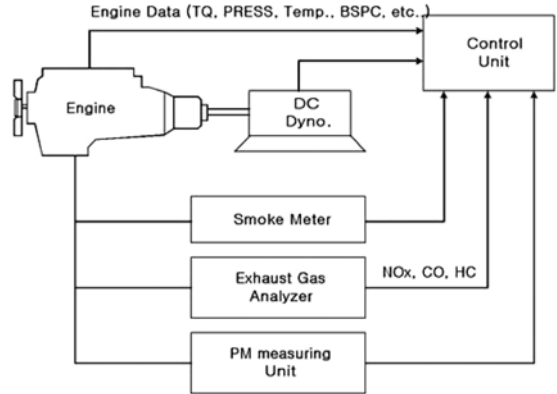


Fig. 6 Schematic diagram of experimental equipments

Table 2 Specification of engine

Engine type	In-line, 6cyl, OHC-4v/v
Displacement(l)	12.6
Bore × Stroke(mm)	131.5 × 155
Max. power(kW/rpm)	316/1900
Max. torque(Nm/rpm)	1912/1300
Min. bsfc(g/kwh)	192
Compression ratio	17.7
Combustion bowl type	Re-entrant
Breathing	TCI
Injection type	DI
Injection pump	Zexel, HD-Tics, tangential & concave cam
Nozzle	6×φ0.26, extrude hone

3.2 실험방법

연소실 형상결정을 위한 매칭(matching) 실험은 Fig. 7과 같이 진행 되었다. 결정과정 상세를 각 단계

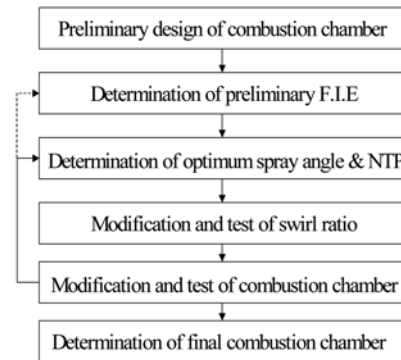


Fig. 7 Procedure for determination of optimum combustion chamber

별로 보면 초기 연소실 설계에서는 배출가스 및 목표성능과 관련된 연소인자를 기존의 개발된 엔진의 데이터로부터 결정하여 설계하고, 최적 연료장치 결정시험은 리그(rig) 시험을 통해 분사압 한계에 따른 시방들의 적합성 여부를 확인 하였다.^{4,5)} 선회유동 비의 변경은 흡기포트 형상을 기준 선회유동 비 1.9에서 ±10% 내의 범위로 변경한 후 그 효과를 확인한다. 주로 포트 안쪽 곡면부위의 면적을 깎아 내거나 살을 붙여 조정한다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 선회유동 비 측정결과

Fig. 4의 유량시험기로 6기통에 대해 각각 유량시험을 하여, 밸브 내측 시트 직경(d_v)에 대한 밸브양정(h_v)을 등분하여 Fig. 8의 아래쪽 선회유동 비를 얻었다. 패들휠(paddlewheel)의 선회속도(n_D)와 밸브양정의 함수로 나타나는 흡입공기의 중량 유속비 사이에 형성된 관계를 측정하고 평균 선회유동 비 $(n_D/n)_m = 1.9$ 를 얻었다. 일반적으로 터보인터쿨러 엔진은 자연급기 엔진 대비 낮은 선회유동을 이용하는데 이는 과급기를 통해 급기된 공기량이 많아서 공기 이용률이 높기 때문이다.^{6,11)}

4.2 유량계수 측정결과

4.1의 선회유동 비에서 밸브내부 시트직경에 대한 밸브양정(h_v)을 등분하여 Fig. 8과 같이 측정하고 평균 유량계수 $(\mu C)_m = 0.35$ 를 얻었다. 일반적으로

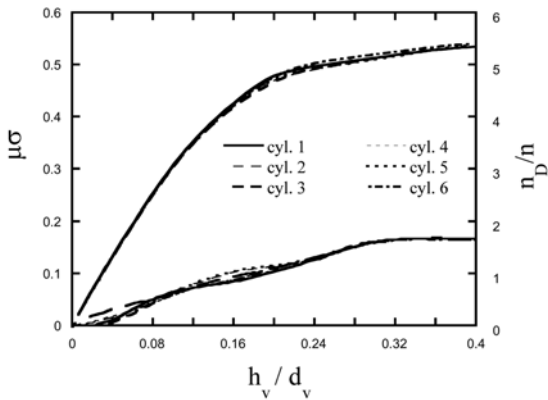


Fig. 8 Results of flow bench test

선회유동 비가 증가하면 유량계수는 감소하고 선회유동 비가 감소하면 유량계수는 증가하는 경향이 있는데 같은 선회유동 비에서 가능한 높은 유량계수를 얻는 것이 성능 및 배출가스에 유리하다. 실험 엔진에 적용한 나선형 포트가 이를 제어하는 데에 용이한 장점이 있다.^{5,6)}

4.3 연소실 및 연료분사계 결정 및 검토

연소실은 초기에 AVL 연소실 설계에 근거하여 Table 1에서와 같이 A 형으로 정하였다. 최적 충돌점을 찾기 위한 노즐 돌출량(Nozzle tip protrusion: NTP)시험은 Fig. 9에서 동일한 토크에서 연료소비가 유사하나 목표 연료소비율인 192g/kwh 대비 현저히 높다. Fig. 10에서 NTP가 4.7mm일 때보다 5.1mm의 경우 매연(smoke)이 중속영역에서 다소 유리하나 NO_x 는 NTP와 상관없이 13모드 목표치 5.0g/kwh를 크게 벗어나고 있다. 이는 리엔트런트 직경이 상대적으로 작아서 압축 행정시 피스톤이 상사점 가까이 올라올 때 발생하는 스퀴시(squish) 효과에 의해 연소실의 보울 내 선회유동 비 값이 크기 때문에 4단계 연소과정 중 예혼합 연소단계에서 연소가 급속히 일어나서 NO_x 가 많이 발생되었다고 사료된다.^{8,12)} 연소실 결정 과정에 의하면 선회유동 비를 ±10% 내에서 변경하여 시험을 하는 것이 바람직하나 선회유동 비 변경은 실린더 헤드포트 형상을 바꾸는 과정이 복잡하고 시간이 많이 소요되므로 먼저 연소실 형상을 Table 1의 B 형으로 변경하여 다음 단계의 시험을 수행하였다. 시험결과 Fig. 11

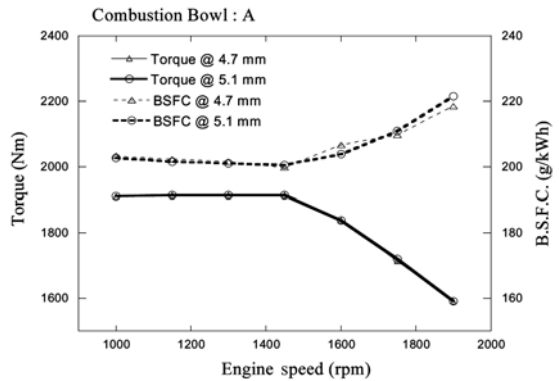


Fig. 9 Diagram for performance in bowl A

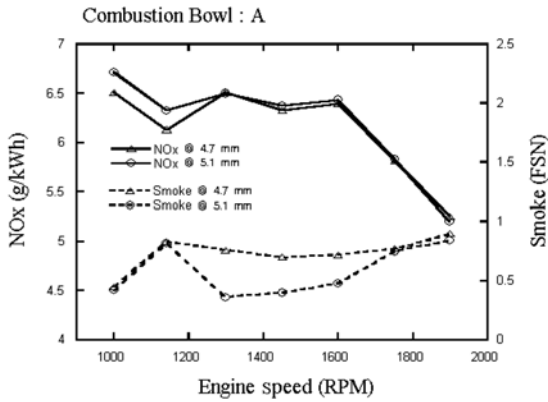


Fig. 10 Diagram for emission in bowl A

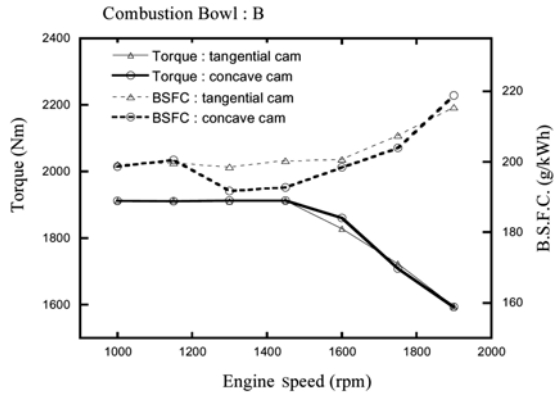


Fig. 13 Diagram for performance according to injection rate

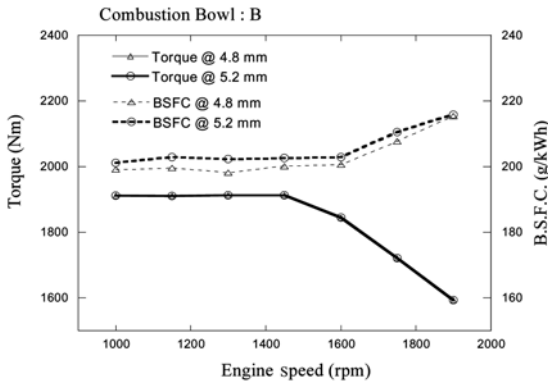


Fig. 11 Diagram for performance in bowl B

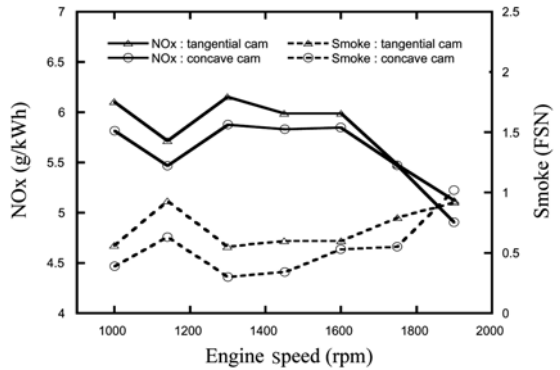


Fig. 14 Diagram for emission according to injection rate

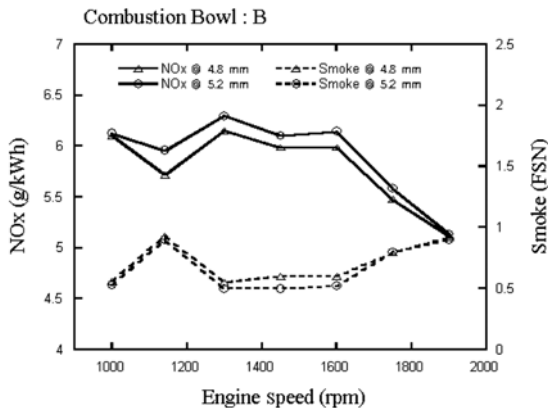


Fig. 12 Diagram for emission in bowl B

에서 연료소비율이 약 2% 개선되나 목표대비 추가 3%의 개선이 요구되고 Fig. 12에서 보울 내 선회유동 값 감소에 의해 급격한 확산연소가 완화되어 NO_x가 앞의 시험결과 보다 약 6% 개선되었다.¹²⁾

그러나 목표대비 8%의 추가개선이 더 필요하다. 일반적으로 점선형 캠을 사용한 분사펌프의 분사율이 저·중속에서 지나치게 높고 고속에서는 낮다. 따라서 이종의 캠 속도를 가진 요면형 캠으로 바꾼 연료분사펌프를 적용하였다. 요면형 캠은 낮은 초기분사율과 고속에서 높은 분사율 유지가 가능하며, NO_x와 연료소비율 제어가 용이하다.^{9,10)} Fig. 13에서 동일한 토크에서 중속연비가 크게 개선되었으며 Fig. 14에서 NO_x도 저감되어 목표 값에 접근함을 알 수 있다. 이 시방으로 전부하 시험 및 13모드 시험 결과 최고 토크 1912 Nm와 최대 출력 316 kW, NO_x, PM 및 최소 제동 연료소비율(bsfc)이 각각 5.10g/kwh, 0.07g/kwh, 192g/kWh로 측정되어, 질소 산화물이 약간 상회함을 제외하고 목표성능을 만족시키고 있다.

5. 결 론

배기량 12.6L인 4 밸브 직렬 6기통 대형 터보 인터쿨링 직분식 디젤엔진의 흡기포트, 연소실을 설계하고 연료분사장치와의 적용시험을 통하여 성능 및 배출가스의 영향평가를 수행하였다.

- 1) 중간 선회유동 비를 가진 흡기포트, 리엔트런트형 연소실 보울을 설계, 제작하고 전자제어식 연료분사펌프를 적용한 엔진을 조립했다.
- 2) 흡기 선회유동 비를 유량시험기로 측정하고 연소실 보울 형상이 스퀴시에 미치는 것을 고려하여 연료 분사계와의 매칭에 의한 토크, 연비, NO_x 및 PM의 변화를 측정하고 그 특성을 살펴보았다.
- 3) 흡기 선회유동 비 1.9에서 토크, 연비 및 입자상 물질은 목표 성능을 만족시켰으나 NO_x는 목표값 5.0g/kwh 보다 약 2% 높았다.
- 4) 목표 NO_x 값 5.10g/kwh를 만족시키기 위하여 흡기 선회유동 비를 약 5% 낮게 나선형 포트의 수정이 요구된다.

References

- 1) P. Tritthart, F. Ruhri and W. Cartellieri, The Contribution of the Lube Oil to Particulate Emissions of Heavy Duty Diesel Engines, AVL-List GmbH, pp.48-62, 1991.
- 2) H. Sugihara, "Effects of High-Boost Turbocharging on Combustion Characteristics and Improving Its Low Engine Speed Torque," SAE 900046, 1990.
- 3) N. Watson and M. S. Janota, "Turbocharging the Internal Combustion Engine," SAE 910731, 1991.
- 4) N. F. Gale, "Diesel Engine Cylinder Head Design: The Compromises and the Techniques," SAE 900133, 1990.
- 5) G. Toppelmann, "A New Method of Investigation of Swirl Ports," SAE 770404, 1977.
- 6) B. Khalighi, "Intake-Generated Swirl and Tumble Motions in a 4-Valve Engine with various Port Configurations," SAE 900059, 1990.
- 7) H. J. Kim, "An Application technology of Higher Injection System in a Direct Injection Diesel Engine," Journal of KSAE, Vol.16, No.6, pp.28-35, 1994.
- 8) J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, New York, pp.491-561, 567-647, 1988.
- 9) H. Ishiwata, "Recent Progress in High Pressure Injection and Rate Shaping Technology for Diesel In-Line Pumps," SAE 940194, 1994.
- 10) H. Ishiwata and H. Okubo, "A New Series of Timing and Injection Rate Control Systems-TICS," SAE 880491, 1988.
- 11) N. Watson and M. S. Janota, "Turbocharging the Internal Combustion Engine," SAE 910731, 1991.
- 12) P. I. Herzog, L. Buerger and E. Winkhofer, P. Zenelka and W. Cartellieri, "NO_x Reduction Strategies for DI Diesel Engines," SAE 920470, 1992.