

선회유동 및 연소인자가 터보과급 디젤엔진의 성능 및 배기ガ스특성에 미치는 영향

윤준규 · 차경옥*

경원전문대학 자동차과, *명지대학교 기계공학과

Effects of Swirl and Combustion Parameters on the Performance and Emission in a Turbocharged D.I. Diesel Engine

Jun-Kyu Yoon and Kyung-Ok Cha*

Department of Automotive Engineering, Kyungwon College

*Department of Mechanical Engineering, Myungji University

요 약

본 연구는 선회유동과 연소인자가 9.4L인 터보과급 디젤엔진의 성능과 배기ガ스특성에 미치는 영향을 실험적으로 고찰하였다. 일반적으로 디젤엔진의 연소과정에서 선회유동은 분사되고 있는 연료와 흡입공기의 혼합을 촉진시켜 줌으로써 엔진성능을 향상시키는데 매우 중요한 인자가 된다. 특히 터보과급 디젤엔진에서는 실린더내의 고온·고압가스로 인하여 연비와 NO_x 농도는 서로 상반관계를 가지므로 적절한 용량의 과급기선정으로 흡·배기시스템, 분사시스템 및 연소실의 설계 등을 고려할 필요가 있다. 본 연구의 결과로서, 정상유동실험을 통하여 선회비가 증가함으로써 평균유량계수가 감소하고, 반면에 걸프 페터가 증가함을 알 수 있었다. 또한 엔진실험을 통하여 흡기포트의 선회비 2.43, 분사시기 BTDC 13° CA, 압축비 16, 리엔트란트 5°형 연소실, 노즐분공경 φ0.28*6 및 과급기 GT40(압축기 A/R 0.58, 터빈 A/R 1.19)의 적용인자가 최적의 성능 및 배기ガ스를 민족시킬 수 있었다.

Abstract — The effects of swirl and combustion parameters on the performance and emission in a turbocharged D.I. diesel engine of the displacement 9.4L were studied experimentally in this paper. Generally the swirl in the combustion process of diesel engine promotes mixing of the injection fuel and the intake air. It is a major factor to improve the engine performance because the fuel consumption and NO_x is trade-off according to the high temperature and high pressure of combustion gas in a turbocharged D.I. diesel engine, it's necessary to thinking over the intake and exhaust system, the design of combustion bowl and so on. in order to choose a turbocharger of appropriate capacity. As a result of steady flow test, when the swirl ratio is increased, the mean flow coefficient is decreased, whereas the gulf factor is increased. Also, through engine test its can be expected to meet performance and emissions by optimizing the main parameters; the swirl ratio is 2.43, injection timing is BTDC 13° CA, compression ratio is 16, combustion bowl is re-entrant 5°, nozzle hole diameter is φ0.28*6, turbocharger is GT40 model which are compressor A/R 0.58 and turbine A/R 1.19.

1. 서 론

최근 전세계적으로 자국의 환경개선과 에너지보전을 위해 자동차 배출가스규제가 강화되면서 각종 새로운 기술연구가 진행되고 있다. 대용방안으로서 터보과급 디젤엔진은 연소가스의 고온·고압으로 인하여 실린더 내에

여러 장해요인이 발생되므로 적절한 용량의 과급기선정을 통한 흡배기시스템, 분사시스템 및 연소실의 설계 등의 고려가 매우 중요하다. 특히 디젤엔진의 연소과정으로부터 선회유동은 분사하고 연료의 흡입공기와 혼합을 촉진하여 엔진성능을 향상시키는데 매우 중요한 인자가 됨으로 흡기계를 통해서 적정한 선회유동을 제공하는 것

은 매우 중요하다. 최근에는 고압 연료분사방법을 적용하는 디젤엔진의 개발이 진행되고 있어 기존의 연료분사방법을 사용하는 엔진에 비해 선회강도를 줄여도 되지만 고압연료분사시의 선회유동에 관한 연구는 여전히 중요한 과제가 되고 있다. 이를 최적화하기 위하여 연료분무현상에 대한 연구와 더불어 연소실내의 공기유동현상에 대한 연구 등으로 엔진의 고출력, 저연비와 저공해 등을 실현시키고 있는 추세이다. 일반적으로 흡기유동을 해석하는 기초기술로 LDA를 이용한 3-D 유속측정방법 및 각종 CFD 코드를 이용한 유동해석방법 등^{[1][2]}이 활용되어 엔진 실린더내부의 유동현상을 이해하는데 많은 도움이 되고 있다. 그러나 아직도 엔진 연소실의 설계 등 엔진 개발에 있어서는 스월계측기^[3]로 이용한 실린더 내 선회강도의 비교평가에 크게 의존하고 있다. 이를 토대로 흡기포트와 연소실의 형상 및 연료분사계 등을 변경해서 엔진성능향상 및 배기ガス저감을 위한 연구 등^{[7][8]}이 수행되어 연소개선에 가능성을 보이고 있다.

본 연구에서는 터보과급 디젤엔진의 헬리컬 흡기포트에 대하여 포트의 형상변경에 따른 정상유동실험을 수행하여 선회유동특성을 비교·분석하고, 이에 따른 흡기포트의 선회비, 연소인자 및 과급기의 압축기·터어빈 크기 등을 변경했을 때 엔진성능 및 배기ガス특성에 미치는 영향을 연구하였다.

2. 실험장치 및 방법

2-1. 선회비 실험장치 및 방법

실린더 내 선회유동을 계측하는 방법에는 패들휠(paddle wheel) 또는 베인(vane)의 회전속도로부터 접선속도를 계측하는 패들휠형의 스월메터와, 실린더 내에 놓여진 허니컴(honeycomb)에 작용하는 토크 즉, 각운동량 플러스를 직접 측정하는 임펄스 스월메터(Impulse Swirl Meter)

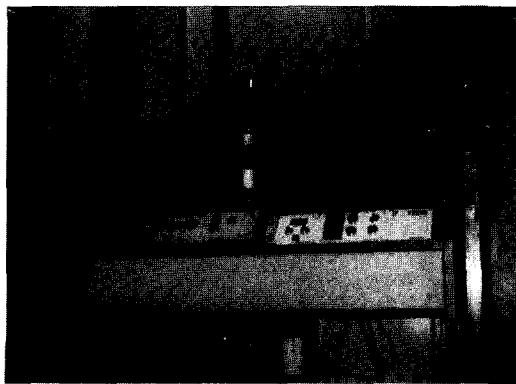


Fig. 1. Experimental set-up for steady flow test.

가 있다. Fig. 1은 임펄스 스월메터방식의 정상유동실험에 대한 장치도이며, 선회비를 측정하기 위하여 실린더내의 축에서 수직으로 놓여진 알루미늄 허니컴을 실린더헤드에서 아래로 실린더 보아경의 1.75배 정도 떨어진 위치에 설치하여, 흡입공기가 알루미늄 허니컴 격자(grid)를 통과하도록 하였다. 임펄스 스월메터는 축방향 및 swirl 방향속도 분포에 관계없이 흡입공기의 스월강도가 실린더 축방향의 토크로 변환시켜서, 로드셀을 사용하여 나타내게 된다. 여기서 측정된 토크는 흡입공기의 총 운동량에 대한 시간 변화율이 된다.

본 실험에서 포트전후의 압력차 설정은 흡기밸브 시트경에 따라 주어진 밸브양정에서 레이놀즈수를 변화시켜 유량계수와 무차원 리그스월이 일정한 영역, 즉 흡기밸브출구를 지나는 유동이 완전히 발달한 난류유동영역을 나타난 실험결과^[10]를 참고로 흡기밸브 시트경 $\phi 48.6$ 에 대해 250 mmAq로 하였다.

따라서 포트유동은 밸브양정에 따라서 변화하므로 측정은 밸브양정을 1 mm씩 증가시키면서 실시하고, 포트를 통과하는 공기유량은 층류유량계(laminar flow meter)를 이용하여 측정하였다. 여기서 실험에 적용되는 실린더헤드의 흡기밸브 및 밸브시트의 상세도는 Fig. 2에서 나타난 바와 같이 밸브는 30°의 시트각과 R10의 밸브헤드상부 필렛반경을 갖으며, 밸브시트는 아래부분이 30°이고, 윗부분이 60°인 이중시트각으로 설계되어 있다.

선회비를 변경하는 방법은 포트형상을 Fig. 3에서 나타난 바와 같이 포트의 안쪽 곡선부 ①의 면적을 깎아내거나 덧살(실린콘 접착제)을 붙이거나, 밸브가이드에서 보스부까지의 높이 ②를 수정하거나, 포트의 바깥쪽

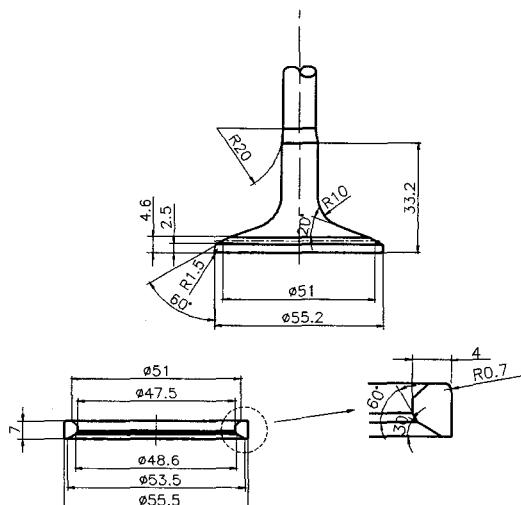


Fig. 2. Geometry of intake valve and valve seat.

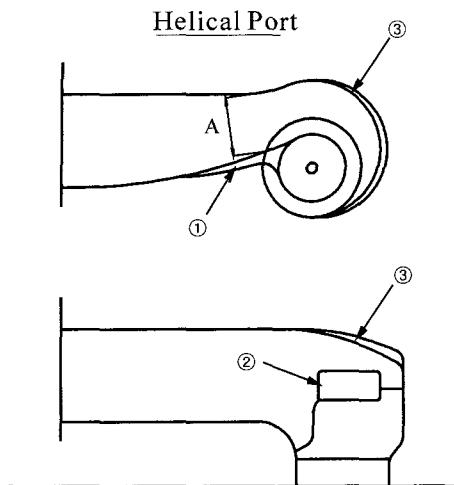
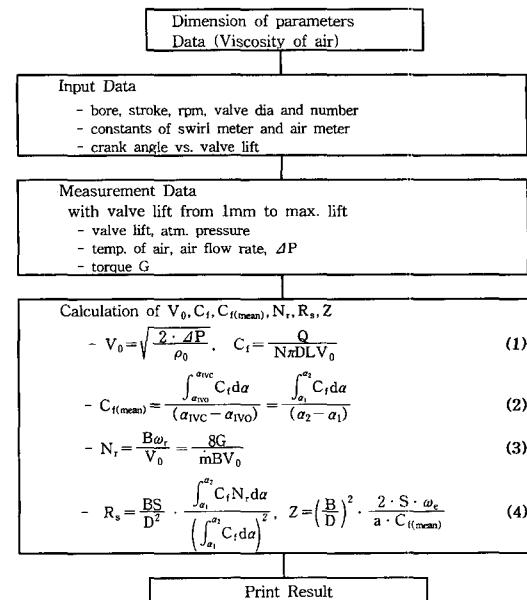


Fig. 3. Schematic diagram of valve positions.

곡선부 ③의 부위를 수정하는 방법이 있다. 본 연구에서는 일반적으로 수정작업이 가장 용이한 ①부위를 약 1.0 mm 정도씩 깎아내거나 붙여 측정하는 반복작업을 수행함으로써 포트의 선회비를 1.70, 2.13, 2.43으로 변경하였다.

본 실험에서 계측된 값과 크랭크각 변화에 따른 실제 엔진의 흡기밸브 양정값을 적용하여 유량계수(C_t), 무차원 리그 스월(N_r), 선회비(R_s), Gulf factor(Z) 등의 계산을 수행하기 위하여 선회유동해석 프로그램을 사용하였다.

Fig. 4. Flow chart for calculation C_t , N_r , R_s , Z .

으며, Flow chart는 Fig. 4와 같다.

2-2. 엔진성능 실험장치 및 방법

본 연구에서 사용된 엔진의 주요제원은 Table 1과 같으며 보아경 124 mm, 행정 130 mm인 In-line 6 실린더 용 터보과급 직분식 디젤엔진 분사계의 사양은 Zexel

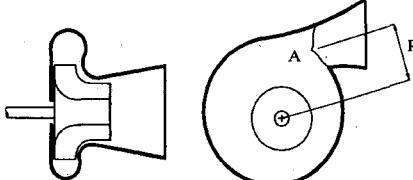
Table 1. Specifications of test engine.

| Engine type | 6-cylinder 4 cycle T/C DI engine | |
|---|---|---|
| Valve system | Two valve Over head valve (O.H.V) | |
| Displacement (cc) | 9,419 | |
| Bore × stroke (mm) | 124 × 130 | |
| Max. power (kw/rpm) | 176/2300 | |
| Max. torque (N·m/rpm) | 882/1400 | |
| Intake valve head dia. & seat dia. (mm) | $\phi 55.2/\phi 48.6$ | |
| Valve timing | IVO IVC EVO EVC | BTDC 12° CA ABDC 24° CA BBDC 51° CA ATDC 13° CA |
| Compression ratio | 14, 15.5, 16 | |
| Combustion bowl type | Parallel, Re-entrant | |
| Turbocharger | T45, GT40 | |
| Injection system | Governor Timer Nozzle pressure Hole size Nozzle pro. (mm) | RFD type Advance (0.5°/950 rpm) 1st : 15.7, 2nd : 21.6 MPa $\phi 0.31*5, \phi 0.30*5, \phi 0.28*6$ 4.77 (inj. angle 150°) |

Table 2. Dimensions of combustion bowl.

| Type | Bowl | D (mm) | h (mm) | Com. ratio | Volume (cc) |
|------------|---------------|--------|--------|------------|-------------|
| Parallel | P1 | D | φ66 | 32.7 | 14 |
| | P2 | | φ65 | 29.2 | 15.5 |
| | P3 | | φ65 | 27.5 | 16 |
| Re-entrant | R1 (5°) | D | φ63 | 27.5 | 16 |
| | R2 (13.5°) | | φ59 | 27 | 81.7 |

Table 3. Specifications of turbocharger.

| Type | Specification | A/R |
|-------------|----------------|---|
| Garret T45 | Compressor A/R | 0.72 |
| | Turbine A/R | 1.05 1.22 |
| Garret GT40 | Compressor A/R | 0.58 |
| | Turbine A/R | 1.06 1.19 1.34 |
| | |  |

PS3S의 분사펌프로 가버너, 노즐의 개변압 및 분공경 등을 선택하였다. 연소실 및 과급기시양은 Table 2와 Table 3과 같으며, 본 실험장치의概略도는 Fig. 5에 나타내었

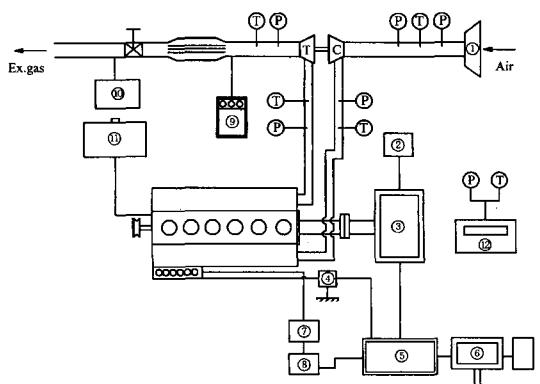


Fig. 5. Experimental apparatus for E/G performance.

다. 실험은 엔진의 운전상태를 일정하게 유지하기 위해서 냉각수 출구온도 $80 \pm 2^\circ\text{C}$, 흡기온도 $25 \pm 2^\circ\text{C}$, 연료 입구온도 $35 \pm 2^\circ\text{C}$ 로 조정하고, 정격출력점 2300 rpm에서 흡기압력 -25 mmHg , 배기압력 100 mmHg의 운전조건이 되도록 전부하에서 엔진회전수에 따른 흡기포트의 형상과 연소인자 및 과급기 등을 변경하여 엔진의 성능 및 배기가스를 측정하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3-1. 포트형상변경의 유동특성

흡기포트에 의해 실린더 내에 형성된 유동장이 엔진 성능에 미치는 영향을 고찰하기 위해서는 흡입되는 공기의 특성인자를 측정하여야 한다. 그러나 실제 엔진에서 이러한 특성인자를 측정하기 위해서 상당한 제약조건이 수반되기 때문에 정상유동 실험장치를 이용하여 유동특성을 평가하는 방법을 적용한다. 흡입유동특성 또는 유동저항은 밸브를 지나는 이론유량과 실제유량의 비율로써 정의되는 무차원수인 유량계수를 이용하여 정량화된다. 그러나 유량계수는 밸브-시트 사이에 형성되는 기준 유동면적에 따라 서로 다른 값을 갖게 되므로 밸브

시트 내경(D)을 기준으로 하여 밸브양정에 따른 유량계수(C_f)를 계산할 수 있으며, Fig. 4의 식(1)으로 나타난다. 여기서, Q는 흡기밸브를 통과하는 실제유량, A는 밸브시트 내경에 대한 단면적이고, V_0 는 흡기포트를 통과하는 유효속도이다. V_0 는 ΔP 에 따라 결정되는 값으로서 ΔP 는 정상유동실험을 위한 포트와 밸브를 지나는 유동이 충분히 발달된 난류가 되도록 고려하여 결정한다. 또한 밸브양정에 대한 평균유량계수($C_{f(mean)}$)는 식(2)로 나타내며, 이는 작동엔진에서 흡입행정 전반에 걸친 포트의 흡입능력을 평가하는 데 이용된다. 여기서, α_1 은 흡기밸브의 열림각을, α_2 은 흡기밸브의 닫힘각을 의미하고, $d\alpha$ 는 흡기밸브의 개폐각을 의미한다. 정상유동실험에서 흡기포트에 의해 실린더 내에 형성된 선회유동장을 정량화하기 위해 유동장의 접선속도에 대한 측방향속도의 비율로 나타내는 무차원 리그스월(N_r)을 정의하면서 식(3)으로 유도된다. 여기서, G는 임펄스 스월메터에서 측정된 각운동량 플렉스이고, m 은 허니컴을 통과하는 흡입질량유량이다. 또한 흡입기간동안 흡기포트에 의해 발생된 각운동량 플렉스의 총합에 해당하는 선회비(R_s)는 식(4)로 나타내며, 이는 흡입기간 말기에서 흡입공기의 각운동량을 계산함으로써 결정된다.

Fig. 6과 Fig. 7은 실린더헤드의 포트형상을 선회비 A type=1.70, B type=2.13, C type =2.43으로 변경하였을 때 밸브양정에 따른 유량계수 및 무차원 리그스월(N_r) 분포를 나타낸 것이다. 유량계수분포의 특성은 선회비가 가장 높은 C type 포트가 밸브양정에 따라 유량계수가 가장 낮은 분포를 보여주고 있으며, N_r 분포의 특성은 선회비가 높을 수록 증가함을 나타낸다. 이로 인해 실린더내의 선회유동발생을 목적으로 하는 헬리컬 흡기포트경우의 선회비와 유량계수는 서로 상반관계가 있으므로 흡기포트 설계시 이러한 관계를 충분히 고려하여 선회비와 유량계수의 적절한 비율을 검토할 필요가 있다는 점을 알았다.

또한 흡입 평균가스속도로 표현되는 엔진의 요구조건과 평균유량계수($C_{f(mean)}$)으로 표현되는 흡기포트의 능력을 동시에 고려한 무차원수로 나타내는 걸프 패터(Z)를 다음과 같이 표시되며, 이는 흡입포트의 마하수 또는 흡입기간동안 흡기밸브-시트를 지나는 음속에 대한 접근정도를 나타나는 척도로 이용된다.

Fig. 8에 각 실린더헤드에 대한 선회비(R_s)와 평균유량계수($C_{f(mean)}$) 및 걸프 패터(Z)의 분포를 나타내었다. 선회비는 흡기밸브가 열리고 닫힐 때까지 크랭크각도에서 흡입행정기간 동안에 발생된 스월의 평균값을 의미하는 것으로 A, B, C type 포트순으로 선회비는 1.70, 2.13, 2.43이다. 일반적으로 선회비가 증가함에 따라 평균유량계수는 감소하며, 걸프 패터는 증가하는 상반관계를 갖는다는 것을 알 수 있다.

3-2. 엔진성능특성

3-2-1. 선회비의 영향

일반적으로 선회강도를 높이면 공기의 난류유동이 커

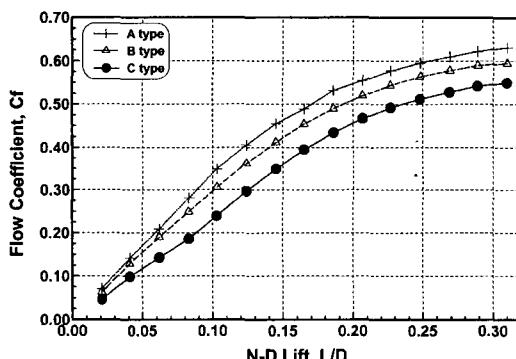


Fig. 6. C_f curves with valve lift L/D for A, B, C type ports.

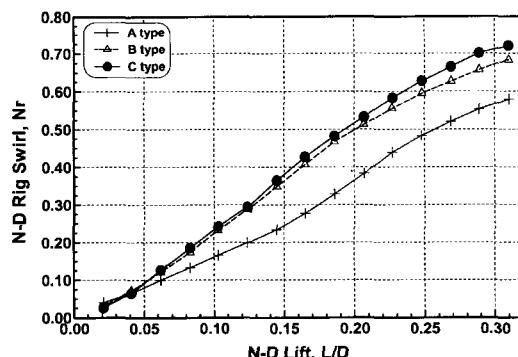


Fig. 7. N_r curves with valve lift L/D for A, B, C type ports.

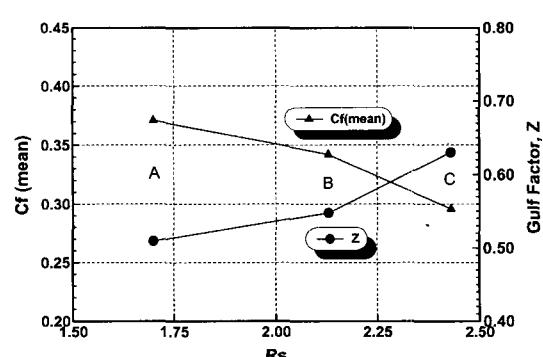


Fig. 8. Distribution of $C_f(mean)$ and Z with R_s for A, B, C type ports.

져 연소를 촉진시킬 수 있어 좋은 성능을 보여 줄 수가 있다. 그러나 터보과급 디젤엔진에서는 선회강도를 너무 높게 한다고 해서 전체의 운전영역에서 결코 좋은 성능을 보여줄 수는 없다. 그 이유는 저속영역에서 배출가스의 에너지가 적기 때문에 과급기의 특성상 과급지연이 발생함으로 높은 선회강도가 요구하지만, 고속영역에서는 과급기의 회전을 증대시킴으로써 더욱더 공기선회가 지나치게 강하여 연소가스가 인근 분무에 겹쳐 연소를 방해하므로 실린더 벽면의 냉각손실이 증대하여 좋지 못한 성능을 얻을 수 있기 때문에 엔진에서 요구되는 성능과 배출가스를 만족하는 적당한 흡입공기의 선회강도가 얻어질 수 있도록 흡기포트형상을 최적화시켜야 한다.

Fig. 9는 기본 엔진사양(압축비 15.5, parallel형 연소실, 노즐경 $\phi 0.31*5$, T45과급기, 분사시기 BTDC 13° CA)으로 포트형상을 변경하였을 때 전부하 실험에서 성능 및 배출가스에 대한 특성을 나타낸 것이다. 선회비가 2.43인 C type 포트의 실린더헤드에서 공기파이PING률이 전반적으로 높기 때문에 연비 및 매연농도가 가장 낮은 경향을 보이며, NO_x 농도는 연소촉진으로 가장 높은 배출특성을 나타내고 있다. 반면에 선회비가 1.70으로 가장 낮은 A type 포트의 실린더헤드는 공기파이PING률이 전반적으로 낮아 연비 및 매연농도가 매우 나빠지는 경향을 보이며, NO_x 농도는 대체로 낮게 배출되는 분포를 나타내고 있다. 이는 정상유동실험에서 고찰한 바와 같이 A type

포트는 무차원 리그 스월이 가장 낮고, 선회비 또한 너무 낮기 때문에 낮은 스월에 기인한 불완전 연소특성 때문에 성능 및 매연농도가 좋지 못한 것으로 고찰된다.

3-2-2. 분사시기의 영향

일반적으로 분사시기를 진각시킴에 따라 분사개시시의 온도가 낮으므로 착화지연기간이 길어져 분사기간중의 예혼합 연소부분이 커진다. 이로 인한 실린더내의 압력상승으로 분무에 공기도입이 증가하여 분무내의 평균당량비는 감소된다. Fig. 10은 기본 엔진사양(압축비 15.5, parallel형 연소실, 노즐경 $\phi 0.31*5$, T45과급기, 선회비 2.43)으로 분사시기를 BTDC 11, 13, 15° CA로 변경하였을 때 전부하실험에서 성능 및 배출가스에 대한 특성을 나타낸 것이다. 분사시기를 진각시킴으로써 연비 및 매연농도는 감소하는 경향을 나타내 이로 인해 연소효율이 높아 가스온도가 상승하면은 NO_x 농도는 증가됨으로 이들의 상반된 관계를 고려한 분사시기에 최적화시킬 필요가 있다.

3-2-3. 압축비의 영향

일반적으로 압축비가 커지면 최고압력과 열효율이 높아져 평균유효압력이 증가함으로써 연비가 감소된다. Fig. 11은 기본 엔진사양(parallel형 연소실, 노즐경 $\phi 0.31*5$, T45과급기, 분사시기 BTDC 13° CA, 선회비 2.43)으로 압축비를 14, 15.5, 16°로 변경하였을 때 전부하 실험에서 성능 및 배출가스에 대한 특성을 나타낸 것이다. 압축비의 증가로 연소압력과 연소온도가 증가되어 연비

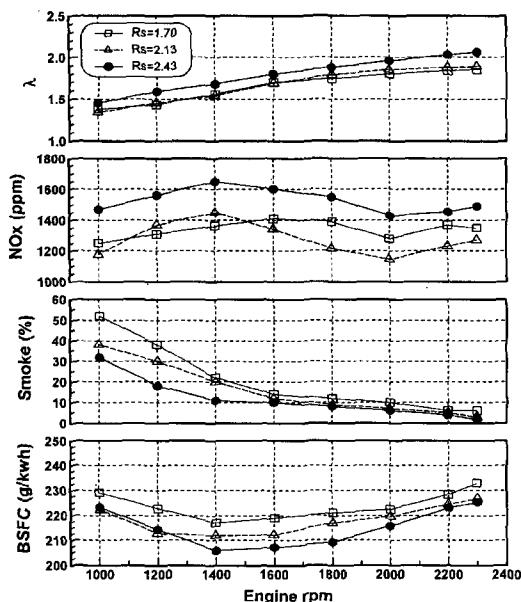


Fig. 9. Full load performance curves for three types of swirl ratio.

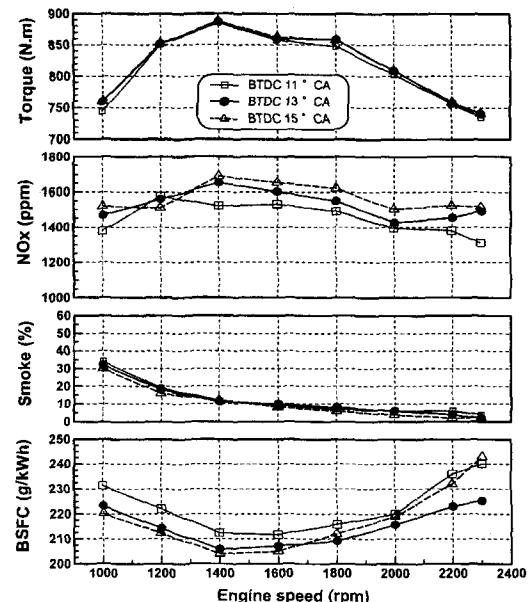


Fig. 10. Full load performance curves for three types of injection timing.

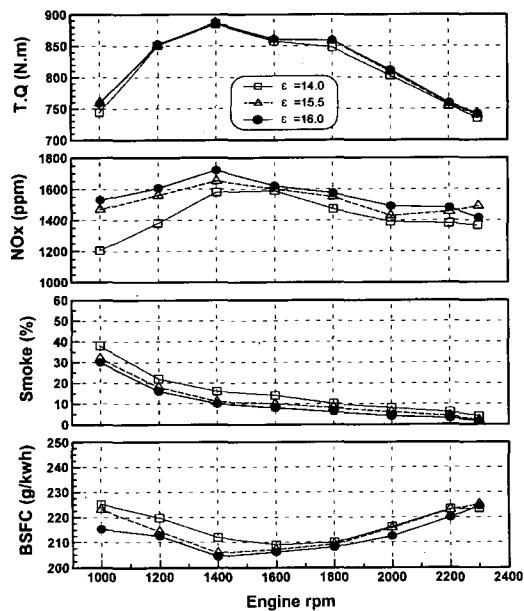


Fig. 11. Full load performance curves for three types of compression ratio.

및 매연농도는 감소되지만, 오히려 NO_x 농도는 증가됨을 알 수 있다.

3-2-4. 노즐분공경의 영향

Fig. 12는 기본 엔진사양(압축비 15.5, parallel형 연소

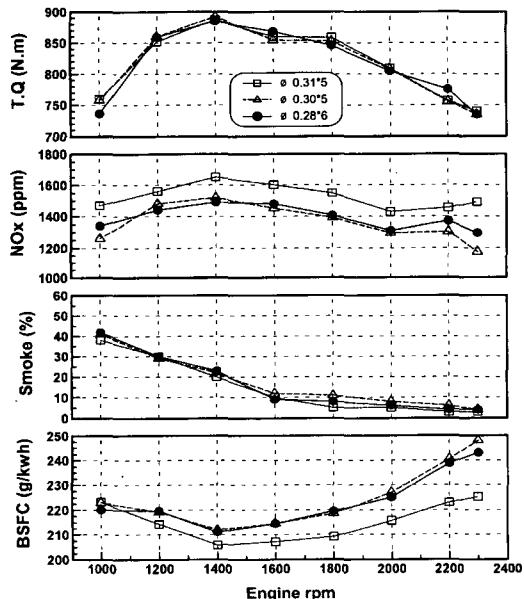


Fig. 12. Full load performance curves for three types of nozzle hole diameter.

실, T45과급기, 선회비 2.43)으로 노즐분공경 $\phi 0.31*5$, $\phi 0.30*5$, $\phi 0.28*6$ 변경하였을 때 전부하 실험에서 성능 및 배출가스에 대한 특성을 나타낸 것이다. 일반적으로 동일 연료량에서 분공경을 축소시키면 분사압의 증대에 의한 분무입경의 미립화, 분무도달거리의 적정화 등의 장점으로 연비 및 매연농도를 개선할 수 있으나, 지나치게 분공경을 축소시키면 분사기간이 길어져 확산연료량이 증가하여 반대적인 결과를 초래할 수 있다. 노즐분공경이 큰 $\phi 0.31*5$ 의 경우는 전영역에서 연비 및 매연농도가 감소하나, NO_x 농도는 증가하는 반면에, 노즐분공경이 가장 작은 $\phi 0.28*6$ 의 경우는 연비 및 매연농도가 증가하지만 NO_x 농도는 감소하는 경향을 보이고 있다. 이러한 결과는 단순히 연비향상만을 위한다면 노즐분공경이 큰 경우가 좋지만 NO_x 농도의 저감을 위해서는 적정한 노즐분공경의 선택이 필요하다는 것을 의미한 것이다.

3-2-5. 연소실의 영향

Fig. 13는 기본 엔진사양(압축비 16, 선회비 2.43, 노즐경 $\phi 0.28*6$, 분사시기 BTDC 13° CA)에서 과급기를 T45와 GT40으로 하고, 연소실을 parallel형과 re-entrant형으로 변경하였을 때 전부하실험에서 얻은 성능 및 배출가스에 대한 특성을 나타낸 것이다. 과급기 GT40(압축기 A/R=0.58, 터빈 A/R=1.19) 사양에서 연소실 re-entrant 5°형이 전영역에 걸쳐 연비 및 매연농도가 대체로 낮은 경향을 보이며, NO_x 농도는 저중속영역에서는

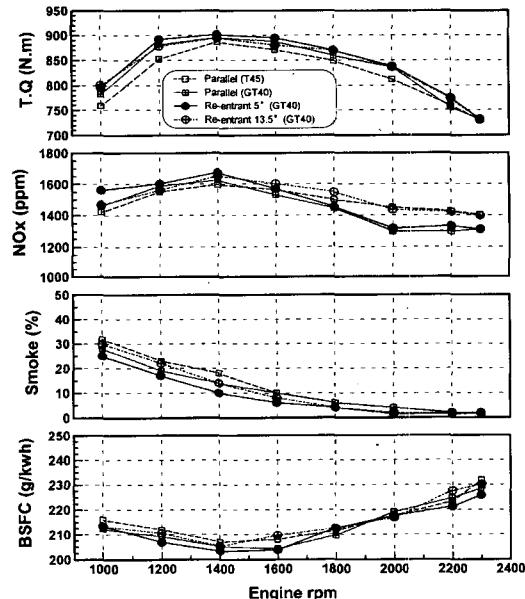


Fig. 13. Full load performance curves for four types of combustion bowl.

높지만 중고속영역에서는 낮은 경향을 보이고 있다. 이는 Hou 등^[11]이 각종 연소실내에서의 계산 및 실험한 결과와 같이 re-entrant형이 parallel형에 비해 연소실 상부 틈새의 squish류 및 연소실내의 선회유동이 증가하여 연소를 촉진시킬 수 있어 유사한 성능을 얻을 수 있었다. 동일한 연소실 parallel형으로 과급기 T45(압축기 A/R=0.72, 터빈 A/R=1.05)와 GT40(압축기 A/R=0.58, 터빈 A/R=1.19) 경우를 비교했을 때 과급기 GT40가 적절한 터빈 A/R선택으로 압축기효율이 높아 토크향상 및 흡입공기증대로 좋은 성능결과를 얻을 수 있다. 또한 동일한 과급기 GT40로 연소실 re-entrant형의 상부벽면각도를 5°와 13.5°로 변경하였을 때 결과는 5° 경우가 13.5°에 비해 우수한 성능을 보여주고 있다. 상부벽면각도를 너무 크게 한다는 것은 과도한 난류발생으로 NO_x 농도가 증가시킴으로 좋지 못한 성능을 얻게 된다. 결국 연소실 re-entrant 5°형이 parallel 형보다 연소실내에서 작은 난류를 발생하여 NO_x 농도 수준을 볼 때 연비가 낮아 우수한 성능결과를 얻을 수 있었다.

3-2-7. 과급기의 영향

Fig. 14은 기본 엔진사양(압축비 16, re-entrant 5°형 연소실, 선회비 2.43, 노즐경 $\phi 0.28 \times 6$, 분사시기 BTDC 13° CA)에서 과급기 T45의 압축기 A/R=0.72와 GT40의 압축기 A/R=0.58을 기본모델로 각각 터빈 A/R을 변경하였을 때 전부하실험에서 얻은 성능 및 배출가스에 대한 특성을 나타낸 것이다. 과급기 T45의 경우에서 터

빈 A/R을 1.05와 1.22를 비교했을 때 1.05가 관성모멘트가 적어 압축효율이 중대하지만 연비는 감소되나, NO_x 농도는 증가한다. 또한 과급기 GT40의 경우에서 터빈 A/R을 1.06, 1.19 및 1.34를 비교했을 때 A/R이 가장 낮은 1.06인 경우가 저속영역에서 과급압이 조기상승하여 체적효율이 증가함으로써 1.19와 1.34 보다 저속토크를 증가시키므로 연비는 감소한다. 그러나 고속영역에서는 오히려 과급압이 급상승하여 흡입공기량 증대로 과도한 선회유동을 일으키고, 펌핑손실을 증가시켜 성능을 나쁘게 할 수 있다. 이러한 결과를 통하여 압축기를 회전시키는데 필요한 터빈의 크기를 선정한다는 것은 매우 중요한 기술방법이라 할 수 있다. 결국 과급기 GT40의 터빈 A/R이 1.19인 경우가 NO_x 농도의 배출특성을 고려할 때 연비가 우수하여 최적화시킬 수 있었다.

4. 결 론

터보파급 디젤엔진의 성능 및 배기ガ스저감에 관한 최적화 연구를 위하여 헬리컬 흡기포트의 선회유동 및 연소인자 등을 고려하여 얻어진 엔진성능특성에 대한 연구결과는 다음과 같다.

(1) 나선형 흡기포트의 경우에 선회비(R_s)를 증가시킴으로써 평균유량계수는 감소하며, 걸프 팩터(Z)는 상호간에 상반관계를 갖으며 증가한다.

(2) 적당한 선회강도($R_s=2.43$)증가로 공기의 난류유동이 활발하여 연소를 촉진시킬 수 있어 엔진성능의 연비 및 배연농도는 감소되나, NO_x 농도는 다소 높은 배출특성을 보인다.

(3) 연료분사계의 각 인자를 고려한 결과로서 흡기포트의 선회비 2.43, 압축비 16, re-entrant 5°형 연소실, 노즐경 $\phi 0.28 \times 6$, 분사시기 BTDC 13° CA 경우가 성능 및 NO_x 배출농도를 고려할 때 적정화할 수 있었다.

(4) 과급기의 경우는 GT40(압축기 A/R=0.58, 터빈 A/R=1.19) 경우가 NO_x 배출특성을 고려할 때 전영역에서 가장 우수한 엔진성능특성을 나타냈다.

참고문헌

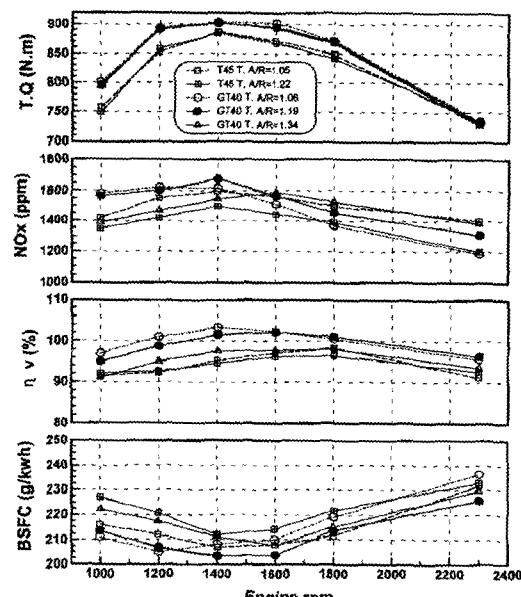


Fig. 14. Full load performance curves for five types of turbocharger.

1. Tippelmann, G.: "A New Method of Investigation of Swirl Ports", SAE 770404 (1977).
2. Bicen, A.F., Vafidis, C. and Whitelaw, J.H.: "Steady and Unsteady Airflow Through the Intake Valve of a Reciprocating Engine", ASME Journal of Fluids Eng., Vol. 107 (1985).
3. Arcoumanis, C. Bicen, A.F. and Whitelaw, J.H.: "Effect of Inlet Parameters on the Flow Characteristics in a Four-Stroke Model Engine", SA

- 820750 (1982).
4. Arcoumanis, C., Vafidis, C. and Whitelaw, J.H.: "Valve and In-Cylinder Flow Generated by Helical Port in a Production Diesel Engine", ASME Journal of Fluids Eng., Vol. 109, 1987 (1987).
5. Monaghan, M.L. and Pettifer, H.F.: "Air Motion and Its Effect on Diesel Performance and Emissions", SAE 810255 (1981).
6. Gale, N.F.: "The Impulse Swirl Meter", Ricardo Report DP. 79/1232 (1979).
7. Kahn, I.M., Greeve, G. and Wang, C.H.T.: "Factors Effecting Smoke and Gaseous Emissions from Direct Injection Engines and a Method of Calculation", SAE 730169 (1973).
8. Timoney, D.J.: "Smoke and Fuel Consumption Measurements in a Direct Injection Diesel Engine with Variable Swirl", SAE 851542 (1985).
9. Paker, R.F. and Walker, J.W.: "Exhaust Emission Control in Medium Swirl Rate Direct Injection Diesel Engines", SAE 720755 (1972).
10. Partington, G.D.: "Analysis of Steady Flow Tests on Inlet and Exhaust Ports", Ricardo Report DP. 80/1123 (1980).
11. Hou, Z. et al.: "Effect of Combustion Chamber Geometries on In-Cylinder Flow Motor and Exhaust Emission in a Direct Injection Diesel Engine", The 10th Internal Combustion Engine Symposium, Japan (1992).