

흡기 선회유동 및 연소인자가 V8형 TCI 디젤엔진의 성능 및 배출가스특성에 미치는 영향

윤준규¹⁾ · 차경옥²⁾

경원전문대학 자동차과¹⁾ · 명지대학교 기계공학부²⁾

Effects of Intake Swirl and Combustion Parameters on the Performance and Emission in a V8 Type Turbocharged Intercooler Diesel Engine

Junkyu Yoon¹⁾ · Kyungok Cha^{*2)}

¹⁾Department of Automotive Engineering, Kyungwon College, Gyeonggi 461-702, Korea

²⁾Department of Mechanical Engineering, Myongji University, Gyeonggi 449-728, Korea

(Received 4 January 2005 / Accepted 31 May 2005)

Abstract : The Effects of intake swirl and combustion parameters on the performance and emission characteristics in a V8 type turbocharged intercooler D.I. diesel engine of the displacement 16.7 ℓ 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. Also, TCI diesel engine is put to practically use intercooler in order to increase boost efficiency which is cooled boost air. 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. And through engine test, its can be expected to meet performance and emission by optimizing the main parameters; the swirl ratio is 2.25, compression ratio is 17.5, combustion bowl is re-entrant 8.5°, nozzle hole diameter is $\phi 0.33*3+\phi 0.35*2$, injection timing is BTDC 12°CA and turbocharger is T02 model which are compressor 0.6A/R+46trim and turbine 1.0A/R+57trim.

Key words : Swirl ratio(선회비), Mean flow coefficient(평균유량계수), Gulf factor(걸프 팩터), Combustion parameters(연소인자), Engine performance(엔진성능)

1. 서론

최근 환경오염에 대한 관심이 더욱 더 높아져 자동차에서 배출되는 배기가스의 규제가 더욱 강화되고 있다. 이러한 배경으로 저공해, 저연비, 고효율 엔진을 개발하기 위한 연구가 활발히 진행되고 있다. 특히 디젤엔진에서 배출되는 NOx와 PM의 배출 가스는 서로 상반관계(trade-off)의 배출특성으로 인하여 이들을 동시에 저감시키고, 또한 연비를 향상

시키는 것은 대단히 복잡한 문제이다. 이에 대한 방안으로 흡입 유동계와 연료분사계의 조화, 연소실 형상의 변경, 과급기 매칭 등을 통하여 연소계의 최적화를 실현시키기 위한 많은 실험들이 실시되고 있다.

이에 따른 연구동향으로 Toppelmann¹⁾은 직접분사식 디젤엔진의 실린더 내에 흡입되는 공기유동특성 및 흡기포트 설계방법을 연구하기 위하여 축방향으로 선회운동을 하고 있는 각운동량 플럭스를 정상유동 실험장치를 이용하여 고찰한 바 있고, Bicen 등²⁾은 LDA를 이용하여 정상상태 및 모터링

*To whom correspondence should be addressed.
chako@mju.ac.kr

상태에서 축대칭 흡기포트를 통과하는 공기유동특성을 고찰 하였으며, 밸브출구에 형성된 평균유동 형태는 유동의 불안정성, 피스톤의 제한, 밸브작동 등에는 민감한 반응을 보이지 않는 반면에 실린더 내 유동장의 유동특성에는 강한 영향을 받는 것으로 규명한 바 있다. 그리고 Timoney^{3,4)}는 정상유동상태에서 측정된 흡입공기의 선회비가 직접분사식 디젤엔진의 매연농도와 연료소비율에 미치는 영향을 엔진회전수, 연소실형상 그리고 연료 분사계 등의 조건하에서 실험을 행하여 매연농도와 연료소비율의 특성을 고려해서 최적의 선회비를 결정할 수 있음을 밝힌 바 있으며, Ikegami 등⁵⁾은 직접분사식 디젤엔진에서 연소실형상과 분사압력의 변화에 따른 연소 및 배출가스특성에 미치는 영향을 고찰하여 re-entrant형 연소실이 deep-bowl형 연소실보다 질소산화물 및 입자상물질의 배출량을 저감시킬 수 있다는 것을 나타내었다.

그밖에도 다양한 흡기포트와 연소실의 형상 및 연료분사계 등을 변경하여 엔진성능향상 및 배출가스저감을 위한 연구⁶⁻¹⁰⁾가 수행되어 연소개선의 가능성을 제시하였다.

최근 디젤엔진의 성능 및 배출가스의 저감기술로 전자제어장치를 이용한 커먼레일과 유닛 인젝터시스템이 개발되고 장착되고 있는 실정이며, 아울러 후처리 대응기술로 매연여과장치 및 촉매장치 등이 연구 적용 되고 있다.

본 연구는 배기량이 16.7ℓ인 V8형 터보차저 인터쿨러 디젤엔진에서 성능 및 연소개선을 최적화하기 위하여 흡기포트의 선회유동특성을 분석하고, 선회비, 연료분사계 및 과급기 등을 변경하여 성능 및 배출가스특성에 미치는 영향을 고찰하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 선회비 실험장치 및 방법

본 실험장치는 Fig. 1과 같이 ISM(Impulse Swirl Meter)방식이며 흡기포트의 선회비를 측정하기 위하여 실린더내의 실린더 축으로부터 수직으로 놓여진 알루미늄 honeycomb를 실린더헤드에서 아래로 실린더 보아의 1.75배정도의 떨어진 위치에 설치하여, 흡입공기가 알루미늄 honeycomb grid를 통과하

도록 하였다. ISM은 축방향 및 swirl방향 속도분포에 관계없이 흡입공기의 swirl 강도가 실린더의 축방향으로 토크가 변환되기에 로드 셀을 이용하여 측정된다. 측정된 토크는 흡입공기의 총 운동량에 대한 시간변화율이 된다. 여기서 정상유동실험시 흡기포트 전후의 압력차는 포트유동이 완전난류가 될 수 있도록 250 mmAq로 설정하여 실험을 수행하였다.¹¹⁾

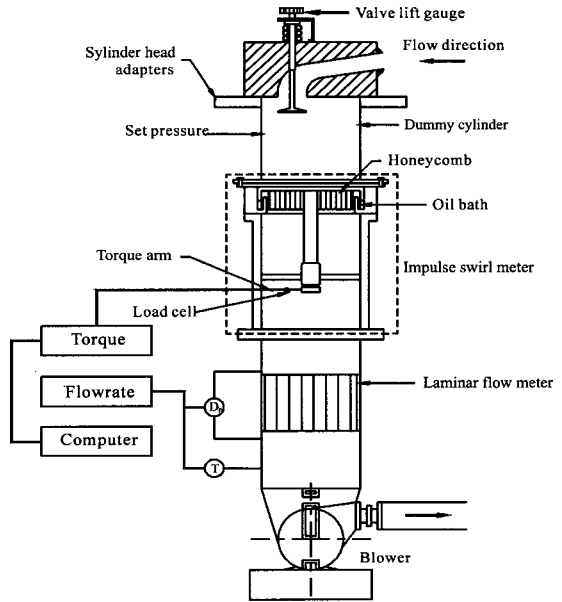


Fig. 1 Schematic of steady flow impulse torque swirl meter

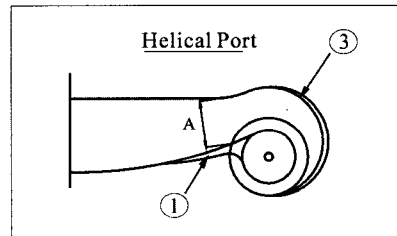


Fig. 2 Geometry of port modification for variance of swirl ratio

또한 선회비를 변경하기 위해 Fig. 2에서 나타난 흡기포트의 안쪽 곡선부 ①부위를 약 1.0mm정도씩 깎아 내거나 혹은 붙여서 측정하는 반복 수행하였으며, 이때 포트의 선회비 Rs는 2.13, 2.25, 2.38로 변경하였다.

2.2 엔진 실험장치 및 방법

본 연구에서 사용된 디젤엔진의 주요제원 및 과급기의 사양은 Table 1과 Table 2에 나타낸 것과 같으며, twin turbocharger가 장착된 엔진의 외관도는 Fig. 3과 같다. 엔진실험장치의 개략도는 Fig. 4와 같다.

Table 1 Specification of engine

Engine type	V8-cylinder, 4cycle TCI DI engine	
Bore*Stroke(mm)	137 * 142	
Displacement(cc)	16,745	
Max.Power	287kW / 2100rpm	
Max.Torque	1421N · m / 1260rpm	
Intake valve head & seat dia.(mm)	ø61 / ø556	
Valve timing	IVO : BTDC 14.5 °CA IVC : ABDC 37.5 °CA EVO : BBDC 52 °CA EVC : ATDC 16 °CA	
Swirl ratio(R _s)	A type=2.13, B type=2.25, C type=2.38	
Compression ratio	17.5	
Combustion bowl	Re-entrant type 8.5°	
Injection system	Governor	RFD type (PS3S Injection pump)
	Timer	Advance(3°/ 1070rpm)
	Nozzle(bar)	1st : 18, 2nd : 25MPa
	Hole size	ø0.32*3+ø0.34*2 ø0.33*3+ø0.35*2 ø0.34*3+ø0.36*2
	Nozzle pro.(mm)	3.18 (injection angle 150°)
	Injection timing	BTDC 12°CA

실험은 엔진의 운전 상태를 일정하게 유지하기 위하여 냉각수 출구온도가 80±2°C, 흡기온도는 25±2°C, 연료의 입구온도는 35±2°C로 조정하고, 정격 출력점에서 흡기압력이 -25mmHg/2100rpm, 배기압력은 100mmHg/2100rpm으로 운전조건이 되도록 흡·배기측의 압력을 조정하였고, 또한 엔진성능의 정확성평가를 위하여 엔진회전수 및 부하에 따라 인터쿨러 출구온도(최대 50°C기준)를 제어하였으며, 분사펌프의 콘트롤 락 위치를 최대로 놓은 전부 하상 상태에서 엔진회전수에 따른 흡기포트의 선회비, 분사계 및 과급기 등을 변경하여 엔진의 성능 및 배출가스를 측정하였다.

Table 2 Specification of turbocharger

Model	Garrett T04 33type	
Compressor type	Centrifugal compressor	
Max. allowable speed	127,000 rpm	
Turbine type	Axial flow turbine	
Turbine allowance temp.(°C)	700	
Compressor	A/R ratio	0.5, 0.6
	Trim ratio	42, 46
Turbine	A/R ratio	0.84, 1.0
	Trim ratio	57

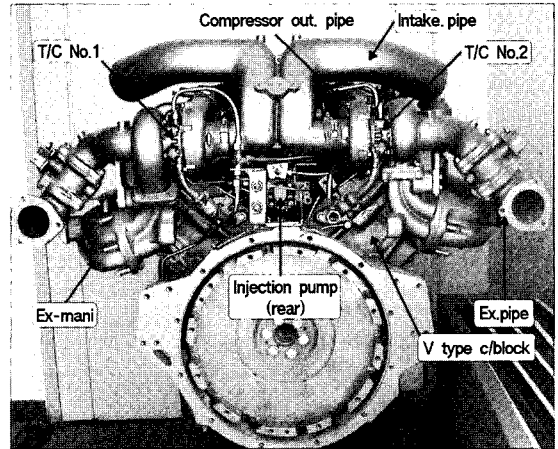
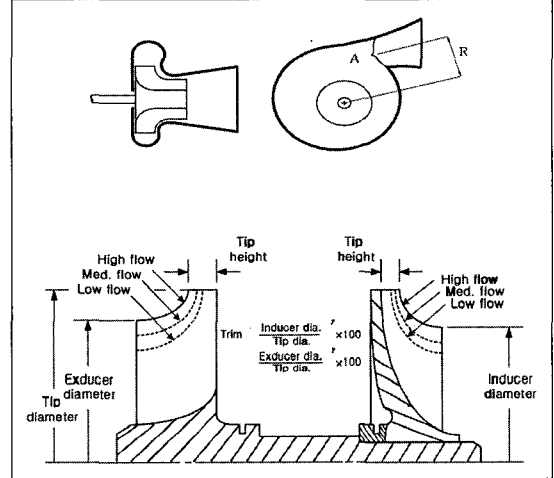
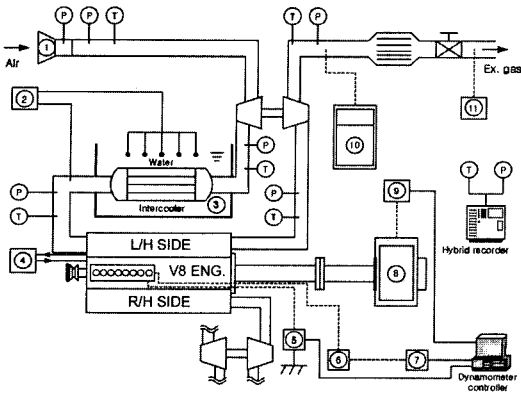


Fig. 3 Assembly of V8 type diesel engine

3. 실험결과 및 고찰

3.1 흡기포트의 유동특성

흡기포트에 의해서 실린더 내에 형성된 유동장이 엔진성능에 미치는 영향을 고찰하고자 할 때는 흡입되는 공기의 특성인자를 측정하여야 한다.



- P : Pressure transducer T : Temperature sensor
 ① Air flow meter ② Intercooler temp. controller
 ③ Intercooler bath ④ Cooling water controller
 ⑤ Throttle actuator ⑥ Fuel temperature controller
 ⑦ Fuel consumption meter ⑧ Engine dynamometer(440kW)
 ⑨ Torque indicator ⑩ Emission analyser
 ⑪ Smoke meter

Fig. 4 Experimental apparatus for engine performance

흡기밸브를 지나는 선회유동은 흡기포트-밸브 및 밸브시트의 기하학적 형상뿐만 아니라 밸브양정 및 밸브위치 등의 영향을 받으며, 흡입유동 특성과 유동저항은 밸브를 지나는 이론유량과 실제유량의 비로써 무차원수인 유량계수를 이용하여 정량화된다. 본 연구에서는 밸브시트 내경(D)을 기준으로 하여 밸브양정에 따라서 유량계수(C_f)가 계산되기에 다음과 같은 식으로 나타낸다.

$$C_f = \frac{Q}{AV_0} \tag{1}$$

여기서, Q는 흡기밸브를 통과하는 실제유량, A는 밸브시트 내경에 대한 단면적이고, V₀는 흡기포트를 통과하는 유효속도이다. 밸브양정에 대한 유량계수곡선의 평균에 해당하는 값을 평균유량계수(C_{f(mean)})라 하고, 다음과 같은 식으로 나타내며, 이는 작동엔진에서 흡입행정 전반에 걸친 포트의 흡입능력을 평가하는 데 이용된다.

$$C_{f(mean)} = \frac{\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} C_f d\alpha}{(\alpha_2 - \alpha_1)} \tag{2}$$

여기서, α₁은 흡기밸브 열림각이며, α₂는 흡기밸브 닫힘각을 의미하고, dα는 흡기밸브 작동각을 의미한다.

또한 정상유동실험에서 흡기포트에 의해 실린더 내에 형성된 선회유동장을 정량화하기 위해 유동장의 접선속도에 대한 축방향속도의 비로 나타내는 무차원 리그스윌(N_r)을 정의하면서 다음과 같은 식이 유도된다.¹²⁾

$$N_r = \frac{8G}{mBV_0} \tag{3}$$

여기서, G는 ISM에서 측정된 각운동량 플럭스이고, m은 허니컴을 통과하는 흡입질량유량이다.

따라서 흡입기간동안 흡기포트에 의해 발생된 각운동량 플럭스의 총합에 해당되는 선회비(R_s)는 다음과 같은 식으로 나타내며, 이는 흡입기간 끝에서 흡입공기의 각운동량을 계산함으로써 결정된다.

$$R_s = \frac{\omega_c}{\omega_e} = \frac{BS}{D^2} \frac{\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} C_f N_r d\alpha}{\left(\int_{\alpha_1}^{\alpha_2} C_f d\alpha \right)^2} \tag{4}$$

여기서, ω_c는 흡입 기간 동안에 생성된 흡입공기의 각속도이며, ω_e는 엔진 각속도이다.

또한 흡입 평균가스속도로 표현되는 엔진의 요구 조건과 평균유량계수로 표현되며 흡기포트의 능력을 동시에 고려할 경우 무차원수로 나타내는 걸프 팩터(Z)는 다음과 같은 식으로 나타내며, 이는 흡입 포트의 마하수(M_a) 또는 흡입기간동안 흡기밸브-시트를 지나기에 음속에 대한 접근정도를 나타내는 척도로 이용된다.

$$Z = \frac{M_a}{C_{f(mean)}} = \left(\frac{B}{D} \right)^2 \cdot \frac{2S \cdot \omega_e}{a \cdot C_{f(mean)}} \tag{5}$$

Fig. 5는 실린더헤드의 포트 형상을 변경하고, 선회비를 A type=2.13, B type=2.25, C type=2.38로 했을 때, 밸브양정과 밸브시트의 직경비(무차원 밸브양정) L/D에 따른 유량계수 C_f의 분포를 보여주고 있다. 따라서 유량계수분포는 대체로 밸브양정이 높을수록 증가하는데, 특히 L/D=0.160까지 선형적으로 증가하다가 그 이후에는 좀더 완만한 경사각을 갖고서 증가하는 양상을 보이고 있다.

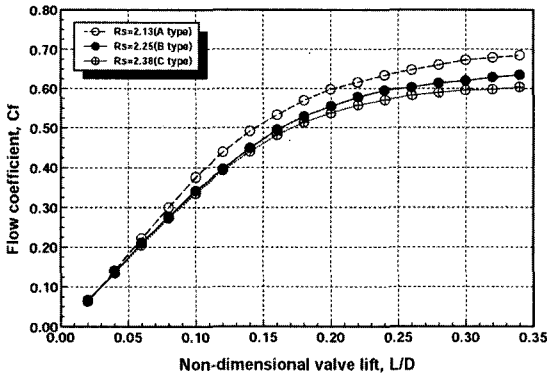


Fig. 5 C_f curves with valve lift L/D for A,B,C type ports

이와 같이 $L/D=0.160$ 을 중심으로 두 구간이 서로 다른 기울기를 갖는 것은 Annand와 Roe¹³⁾가 연구한 내용처럼 낮은 밸브양정의 유동은 밸브헤드와 밸브시트에 부착되어 높은 유량계수를 유지하지만 중간 정도 밸브양정의 유동은 밸브면의 안쪽 끝에서 헤드로부터 박리현상이 발생하며, 더 높은 양정에서 밸브시트의 안쪽 끝에서 박리되어 일종의 자유분사 형태를 갖게 됨을 알 수 있었다.

결과적으로 흡기포트의 선회비를 변경했을 때 가장 선회비가 높은 C type 포트가 밸브양정에 따라 낮은 선회비보다 유량계수 C_f 가 가장 낮게 나타나는 분포를 보여 주고 있다.

Fig. 6은 밸브양정에 따른 무차원 리그스윙 N_r 분포를 보여주고 있다. N_r 은 각각의 밸브양정에서 접선방향 속도에 대한 축방향 속도비를 나타낸 값으로 밸브양정이 0.02에서 0.04부근까지 감소한 후 다시 증가하는 경향을 나타내었다.

밸브양정이 0.04까지 낮은 영역에서 N_r 이 감소되는 이유는 밸브위치가 편심됨으로 인하여 밸브이후 선회성분의 선회강도가 감소하기 때문으로 판단한다. 밸브양정이 증가하는 영역에서는 C type, B type, A type 포트순으로 N_r 가 높게 나타났다. 그리고 밸브양정이 0.04부근 이후에는 전반적으로 밸브양정이 증가함에 따라 N_r 은 거의 선형적인 증가경향을 나타내고 있다.

Fig. 7는 선회비 R_s 와 평균유량계수 $C_{f(mean)}$ 및 걸프 팩터 Z 의 분포를 나타내었다. 선회비는 흡기밸브가 열리는 크랭크 각도에서 닫힐 때까지 흡입행정 기간 동안에 발생된 스윙의 평균값을 의미하는 것

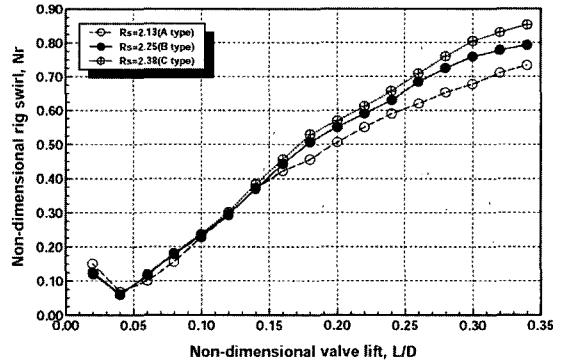


Fig. 6 N_r curves with valve lift L/D for A,B,C type ports

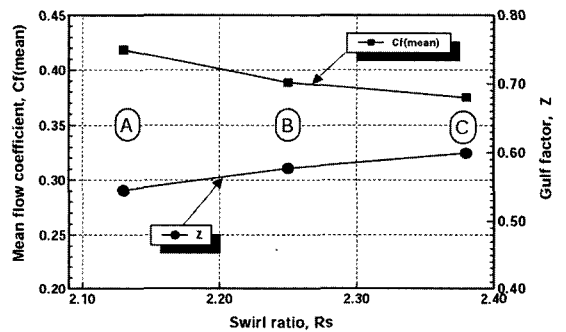


Fig. 7 Distribution of $C_{f(mean)}$ and Z with R_s for A, B, C type ports

으로 무차원 리그스윙이 큰 순서와 동일한 C, B, A type의 포트 순이다. 결과적으로 선회비가 증가함에 따라 평균유량계수는 감소하며, 걸프 팩터는 증가하는 상반관계를 갖는다는 것을 알 수 있다.

3.2 엔진성능특성

3.2.1 선회비의 영향

일반적으로 터보과급 디젤엔진은 흡입공기의 선회강도를 매우 높게 한다고 해서 결과적으로 전체의 운전영역에서 좋은 성능을 보여줄 수는 없다. 그 이유는 저속영역에서 배출가스의 에너지가 적기 때문에 과급기의 특성상 과급지연(tubo lag)이 발생함으로 높은 선회강도를 요구되지만, 더욱이 고속영역에서는 과급기의 회전을 증대시킴으로써 공기선회가 지나치게 강(over-swirling)할 경우 연소가스가 인근 분부에 겹쳐 연소를 방해하므로 실린더 벽면의 냉각손실이 증대하여 기관성능의 저하를 가져올 수 있다. 그러므로 기관에서 요구되는 성능과 배출

가스를 만족하며 적당한 흡입공기의 선회강도가 얻어질 수 있도록 흡기포트형상을 최적화시켜야 한다.

Fig. 8은 기본 엔진사양(압축비 17.5, 노즐경 $\phi 0.3 \times 3 + \phi 0.35 \times 2$, 노즐돌출량 3.18mm, 분사시기 BTDC 12°CA , T042 과급기)으로 실린더헤드 흡기포트의 내부형상을 변경시켜 정상유동실험장치(임펄스 스윙미터)에서 얻어진 선회비를 2.13, 2.25, 2.38로 변경하였을 때 전부하실험에서 성능 및 배출가스에 대한 특성을 나타내었다. 그 결과 선회비가 2.38로 가장 높은 흡기포트의 실린더헤드가 공기과잉률이 전반적으로 높아 연료소비율 및 smoke의 배출량이 가장 낮은 경향을 보이며, NOx의 배출량은 연소속진으로 가장 높게 나타내고 있다. 반면에 선회비가 2.13으로 가장 낮은 흡기포트의 실린더헤드는 공기과잉률이 전반적으로 낮아 연료소비율 및 smoke가 대체로 높아지는 경향을 보이며, NOx는 대체로 낮게 배출되는 분포를 나타내고 있다.

이는 선회비가 2.13인 흡기포트는 선회비가 다소 낮기 때문에 낮은 스윙(low swirl)에 기인한 불완전 연소특성으로 성능 및 smoke의 배출특성이 좋지 못한 것으로 고찰된다. 따라서 흡기포트에 따른 선회

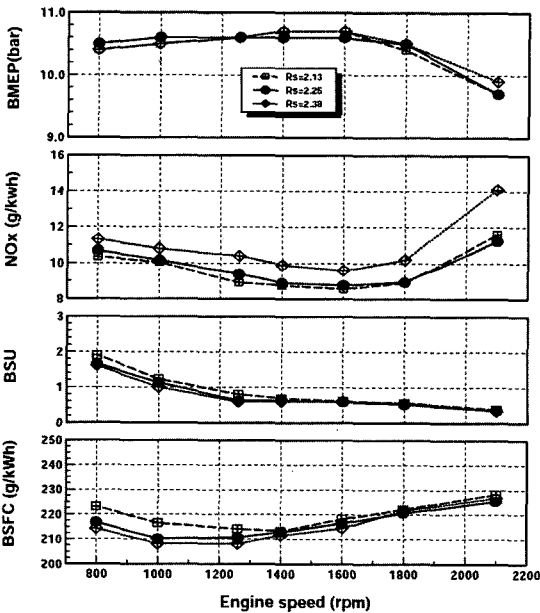


Fig. 8 Full load performance curves for three types of swirl ratio

비가 중간값인 2.25를 연료소비율과 Smoke 및 NOx의 특성을 고려할 경우 가장 적합한 흡기포트로 선정할 수 있다고 생각된다.

3.2.2 노즐분공경의 영향

디젤 연료분사펌프에서 고압으로 생성되는 연료는 분사파이프와 노즐을 통해 미립화된 상태에서 연소실로 보내지는데, 직접분사식 디젤엔진에서는 다공노즐이 사용되며, 노즐분공경은 디젤연소에 미치는 영향이 크기 때문에 신중한 선택이 필요하다.

Fig. 9는 기본 엔진사양으로 선회비 2.25를 적용하여 노즐분공경을 $\phi 0.32 \times 3 + \phi 0.34 \times 2$, $\phi 0.33 \times 3 + \phi 0.35 \times 2$, $\phi 0.34 \times 3 + \phi 0.36 \times 2$ 로 변경하였을 때 전부하실험에서 성능 및 배출가스에 대한 특성을 나타내었다. 그 결과로서 노즐분공경이 적은 $\phi 0.32 \times 3 + \phi 0.34 \times 2$ 의 경우가 다소 평균유효압력의 증가로 연비 및 smoke배출량은 감소 되었으나 NOx는 상당히 증가함을 보여주고 있다.

이는 동일한 연료분사량에서 노즐분공경을 축소시키면 분사압이 증가하게 되어 초기분사율이 감소하며, 연료미립화가 촉진되어 충분히 기화된 상태가 되어, 분무도달거리가 증가되어 연료의 미연소

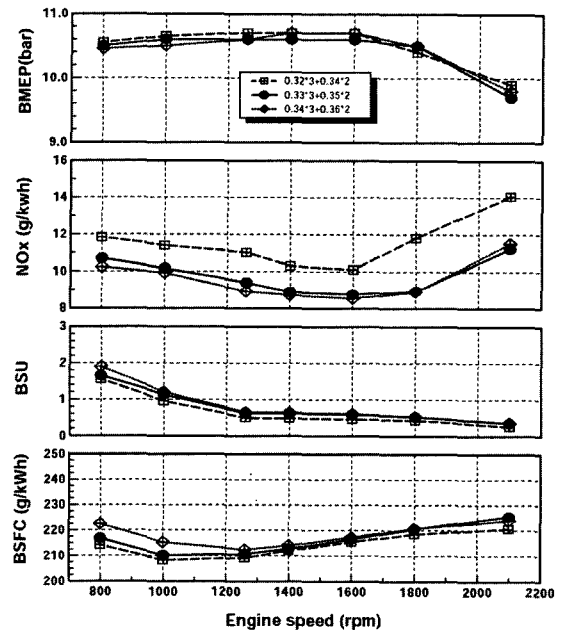


Fig. 9 Full load performance curves for three types of nozzle hole diameter

분이 적어짐으로써 연소효율이 좋아짐에 따른 것으로 생각된다. 반면에 NOx의 증가는 많은 연료가 일시에 연소됨에 따라 연소온도가 급격히 상승함에 따른 것으로 생각된다.

반면에 노즐분공경이 큰 $\phi 0.34 \times 3 + \phi 0.36 \times 2$ 의 경우는 연비 및 smoke는 증가하나, NOx는 감소하는 경향을 보여주고 있다. 이와 같은 결과를 통하여 연비 및 smoke의 개선을 단순히 원한다면 노즐분공경이 적은 경우가 좋지만, NOx의 저감을 고려할 경우 성능 및 배출가스의 특성을 적절히 조화시킬 수 있는 중간 노즐분공경인 $\phi 0.33 \times 3 + \phi 0.35 \times 2$ 의 선택이 필요하다.

3.2.3 과급기의 영향

본 엔진에서는 저속영역으로부터 최대 배기 에너지를 활용하여 저속 토크와 발전 가속성을 향상시키고자 소형의 twin entry형 과급기를 장착하였다.

Fig. 10~Fig. 13은 기본 엔진사양(선회비 2.25, 압축비 17.5, 노즐경 $\phi 0.33 \times 3 + \phi 0.35 \times 2$, 노즐돌출량 3.18mm, 분사시기 BTDC 12°CA)으로 Garrett사의 T042모델의 과급기이며, 압축기는 A/R=0.5, 0.6을 기본으로 하고, 터빈 A/R=0.84, 1.0으로 변경하였을 때 전부하 실험에서 얻어진 성능 및 배출가스특성을 나타낸 것이다. 일반적으로 터빈하우징의 노즐면적비(A/R)가 작은 것은 노즐면적비가 큰 것보다 터빈에서 팽창비(터빈 입출구의 압력비)를 증대시켜 압축기에서 과급압력을 증가시킬 수 있다. 따라서 저속영역에서 smoke의 여유로 토크를 증대시켜 가속성을 향상시킬 수 있으나 고속영역에서는 과대한 공기압력과 공기량 상승으로 압축공기가 연료분무에 겹쳐서 연소를 방해시킬 수 있으므로 적절한 압축기 및 터빈의 선정이 필요하다.

특히, 압축기를 매칭하기 위해서는 충분한 서지 마진(surge margin)의 확보와 적절한 과급압력비가 유지되어야 한다. 압축기선도에서 전부하영역이 서징한계(surge limit)에 가까울 경우 흡기계의 맥동(pulsation)으로 surge가 유도될 수 있고, 또한 공기청정기의 성능이 악화될 경우 공기의 공급이 불충분하기 때문에 배기온도가 더욱 높아지고, 공연비가 높아져 서징한계방향으로 전부하영역이 이동될 수 있다.

그리고 너무 높은 과급압력비로 압축기가 매칭되

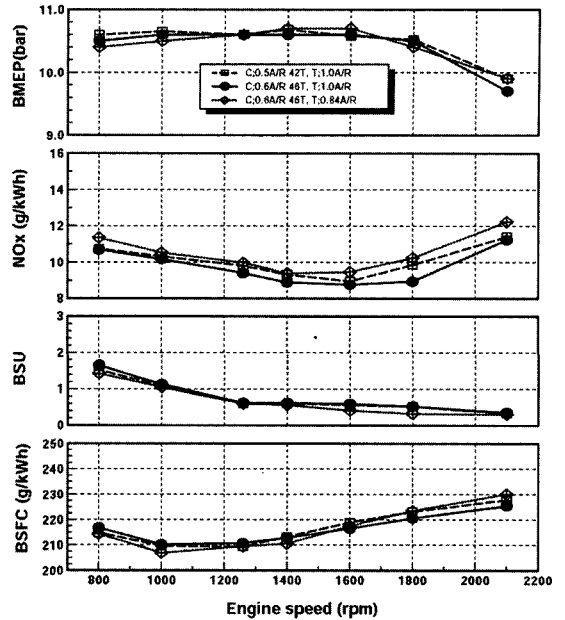


Fig. 10 Full load performance curves for three types of turbocharger

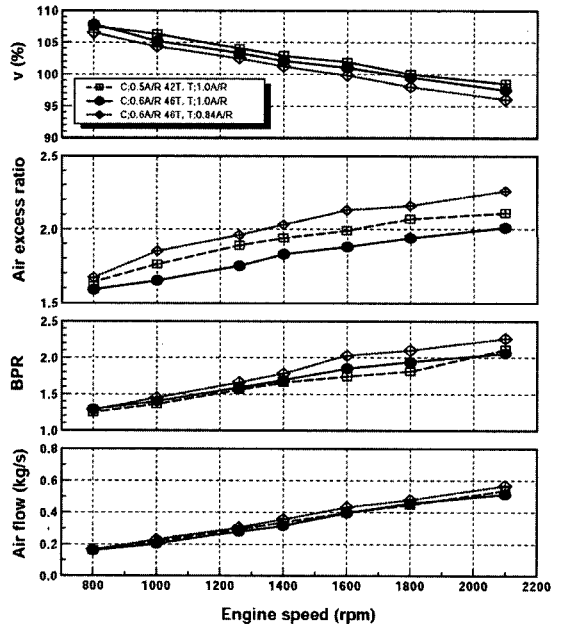


Fig. 11 Intake flow characteristics for three types of turbocharger

어질 경우 고도가 높은 지역에서는 공기의 밀도가 낮아 흡입공기량이 줄어들기 때문에 터빈의 입구측 온도를 높여 과급압력비의 상승을 초래하기 때문에

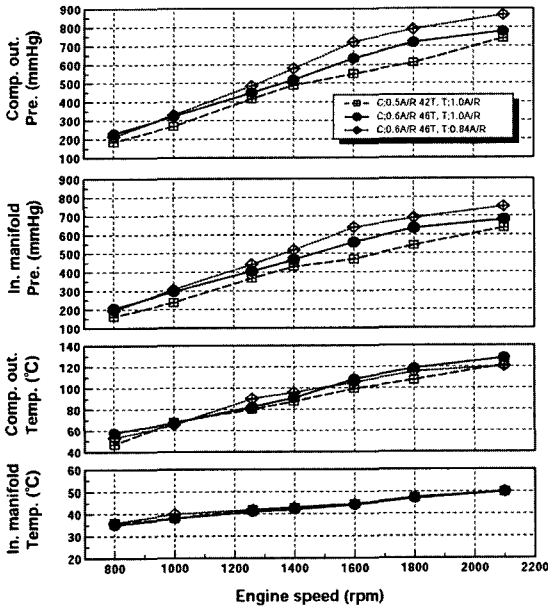


Fig. 12 Intake pressure and temperature change for three types of turbocharger

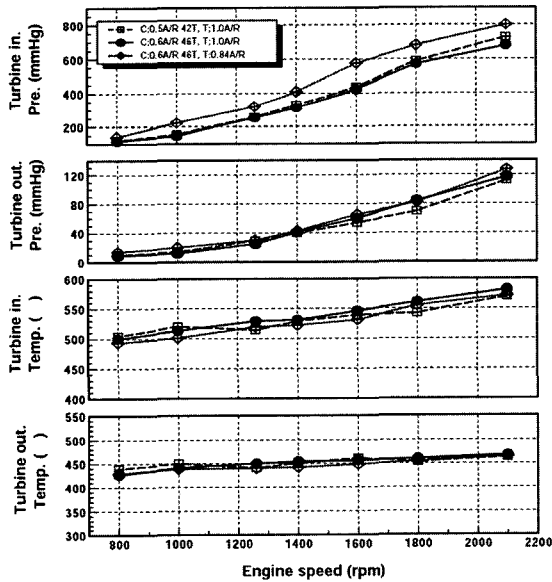


Fig. 13 Exhaust pressure and temperature change for three types of turbocharger

터빈속도의 내구한계를 초과할 수 있으므로 압축기와 터빈의 매칭실험은 상당히 중요하다.

본 실험결과로서, Fig. 10 ~ Fig. 13에서 나타난 바

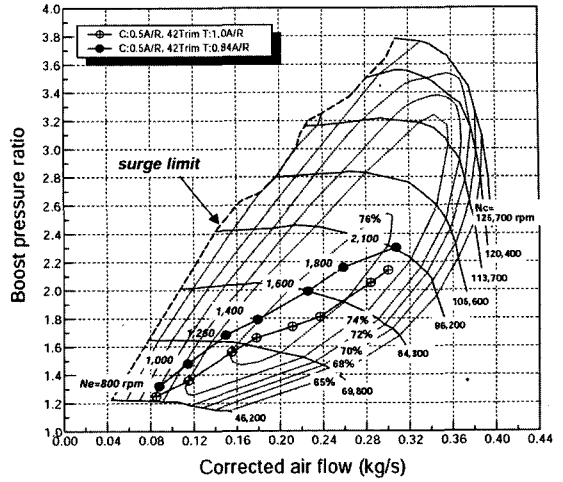


Fig. 14 Compressor map for two types of turbine A/R (at T042 turbocharger, 42Trim)

와 같이 선정된 3가지 과급기 사양중 압축기 0.6A/R+46trim, 터빈 1.0A/R으로 매칭된 과급기가 터빈 팽창에 의한 압축공기량 및 과급압력 특성으로 나타나는 연비, smoke 및 NOx 배출가스의 특성을 볼 때 가장 적합한 압축기 및 터빈으로 조합된 과급기임을 알 수 있었다.

Fig. 14는 기본엔진에서 과급기 T042의 압축기 0.5A/R+42trim을 기본으로 하여 터빈 A/R=1.0, 0.84로 변경하였을 때 전부하 실험에서 얻어진 압축기 효율에 관한 특성을 나타낸 것이다. 이것은 터빈 A/R이 0.84인 경우가 1.0인 경우보다 압축기효율이 우수하지만, 전체적인 성능 및 배출가스특성을 비교할 때 목표성능에 이르지 못하였다.

Fig. 15는 기본엔진에서 과급기 T042의 압축기 0.6A/R+46trim을 기본으로 하여 터빈 A/R=1.0, 0.84로 변경하였을 때 전부하실험에서 얻어진 압축기 효율에 관한 특성을 나타낸 것이다. 이는 터빈 A/R이 1.0인 경우가 0.84인 경우보다 공기량, 과급압력비 및 압축기효율 특성이 우수하게 나타났다. 결과적으로 압축기 0.6A/R+46trim, 터빈 A/R=1.0으로 조합된 과급기가 압축기효율을 대체로 만족시키면서 가장 우수한 성능 및 배출가스의 특성을 나타내어 최적화시킬 수 있었다.

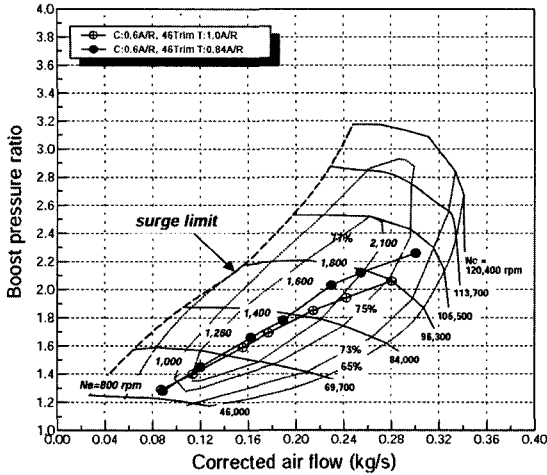


Fig. 15 Compressor map for two types of turbine A/R (at T042 turbocharger, 46Trim)

4. 결론

본 연구는 배기량이 16.7 l 인 V8형 TCI 디젤엔진에서 고출력, 저연비 및 저공해 특성을 갖춘 엔진 성능 및 연소개선을 최적화하기 위해서 정상유동실험으로 흡기포트의 형상을 변경시켜 흡기포트의 출구 영역 및 실린더 내의 선회유동특성을 비교·분석하여, 이에 따른 흡기포트의 선회비, 연료분사계 및 과급기 등을 변경하여 엔진의 성능 및 배출가스특성에 미치는 영향을 고찰한 결과는 다음과 같다.

- 1) 밸브양정 변화에 따른 유량계수 및 무차원 리그스윙 분포특성은 선회비가 높은 흡기포트 경우가 밸브양정에 따라 유량계수가 낮은 특성을 보였으며, 반면 무차원 리그스윙은 높은 증가특성을 보였다.
- 2) 포트형상의 변경에 따라서 선회비를 증가시킬 때 평균유량계수는 감소하였지만, 걸프 팩터는 증가하기에 상관관계를 나타내고 있다.
- 3) 흡기포트의 선회비가 2.25인 경우는 선회비가 2.13의 경우보다 공기과잉률이 높아 연소가 활발해져 NOx 배출량은 다소 증가하지만, smoke의 배출량과 연비의 특성상 가장 우수하여 최적의 흡기포트로 설정할 수 있었다.
- 4) Twin entry형에 장착된 T042 과급기를 사용한 압축기 및 터빈의 크기를 변경한 경우, 압축기 0.6A/R+46trim을 기본으로 해서 터빈 A/R=1.0인

경우에 공기량, 과급압력비 및 압축기효율 특성을 볼 때 엔진성능 및 배출가스에 대한 적정수준으로 만족하였다.

References

- 1) G. Toppelmann, "A New Method of Investigation of Swirl Ports," SAE 770404, 1977.
- 2) A. F. Bicen, C. Vafidis and J. H. Whitelaw, "Steady and Unsteady Air Flow through the Intake Valve of a Reciprocating Engine," Journal of Fluids Engineering, Vol.107, No.3, pp.413-420, 1985.
- 3) D. J. Timoney, "Smoke and Fuel Consumption Measurements in a Direct Injection Diesel Engine with Variable Swirl," SAE 851542, 1985.
- 4) D. J. Timoney, "A Simple Technique for Predicting Optimum Fuel-Air Mixing Conditions in a Directed Injection Diesel Engine with Swirl," SAE 851543, 1985.
- 5) M. Ikegami, M. Fukuda, Y. Yoshihara and J. Kaneko, "Combustion Chamber Shape and Pressurized Injection in High Speed Direct Injection Diesel Engine," SAE 900440, 1990.
- 6) I. M. Kahn, C. H. T. Wang and B. Langridge, "Effect of Air Swirl on Smoke and Emissions from Direct Injection Diesel Engines," SAE 720102, 1972.
- 7) R. F. Paker and J. W. Walker, "Exhaust Emission Control in Medium Swirl Rate Direct Injection Diesel Engines," SAE 720755, 1972.
- 8) H. F. Pettifer, "Interaction of Port Design and Injection Rate for a D.I Diesel," SAE 820358, 1982.
- 9) S. Watanabe, T. Takahashi and H. Sami, "A Study on Effects of High Pressure Injection for DI Diesel Combustion," JSAE, Vol.44, No.8, pp.79-85, 1990.
- 10) J. K. Yoon and K. O. Cha, "An Experimental Study on the Performance Improvement and Emission Reduction in a Turbocharged D.I. Diesel Engine," Transactions of KSAE, Vol.8, No.5, pp.35-46, 2000.
- 11) G. D. Partington, Analysis of Steady Flow

- Tests on Inlet and Exhaust Ports, Ricardo Report DP.80/1123, 1980.
- 12) N. F. Gale, The Impulse Swirl Meter, Ricardo Report DP. 79/1232, 1979.
- 13) W. J. D. Annand and G. E. Roe, Gas Flow in the Combustion Engine, Haessner Pub. New-Jersey. 1974.