

V8형 터보차저 인터쿨러 직접분사식 디젤기관의 성능개선에 관한 연구

石東賢* · 尹俊圭** · 車京玉***

*명지대학교 대학원, **경원전문대학 자동차과, ***명지대학교 기계공학과

E-mail : jkoon@kyungwon-c.ac.kr, chako@mju.ac.kr

A Study on the Performance Improvement in a V8 Type Turbocharged Intercooler D.I. Diesel Engine

Dong-Hyun Seog*, Jun-Kyu Yoon** and Kyung-Ok Cha***

*Graduate School, Myungji University

**Department of Automotive Engineering, Kyungwon College

***Department of Mechanical Engineering, Myungji University

요 약

본 연구는 배기량이 16.7l 인 V8형 터보차저 인터쿨러 직접분사식 디젤기관에서 흡기포트의 선회유동과 연료분사계 및 과급기가 기관성능 및 배출가스특성에 미치는 영향을 실험적으로 고찰하여 성능을 개선하는데 있다. 일반적으로 기관의 출력을 높이기 위하여 과급기 및 인터쿨러를 장착하여 과급공기를 냉각시켜 과급효율을 더욱 높인 TCI 디젤기관이 보편화되고 있다. 본 연구의 결과로서 흡기포트의 선회비가 2.25 인 경우에서 압축비 17.5, re-entrant 8.5° 형 연소실, 노즐분공경 $\phi 0.33*3+\phi 0.35*2$, 노즐돌출량 3.18 mm, 분사시기 BTDC 12°CA, 과급기 T042(압축기 0.6A/R+46Trim, 터빈 1.0A/R+57Trim) 경우가 기관성능 및 NO_x 농도의 배출특성을 고려할 때 운전영역에서 가장 우수하여 흡기포트, 분사계 및 과급기에 대한 각 인자를 적정화할 수 있었다.

Abstract — The purpose of this study is experimentally to analyze that intake port swirl, injection system and turbocharger have an effect on the engine performance and the emission characteristics in a V8 type turbocharged intercooler D.I. diesel engine of the displacement 16.7l, and to suggest the improvement of engine performance. Generally to enhance engine power, TCI diesel engine is put to practically use turbocharged intercooler in order to increase boost efficiency which is cooled boost air. As results of considering the factors of the intake port of swirl ratio 2.25, compression ratio 17.5, re-entrant 8.5° combustion bowl, nozzle hole diameter $\phi 0.33*3+\phi 0.35*2$, nozzle protrusion 3.18 mm, injection timing BTDC 12°CA and turbocharger (compressor 0.6A/R+46Trim, turbine 1.0A/R+57Trim) is the best in the full range of operating in the engine performance and the exhaust characteristics of NO_x concentration. Therefore their factors are appropriated as intake system, injection and turbocharger system.

1. 서 론

디젤자동차에서 배출되는 일산화탄소, 미연탄화수소, 질소산화물, 흑연 및 입자상물질 등에 의해 신체 각부의 산소결핍, 광화학스모그 등의 현상으로 심각한 문제를 발생시키고 있다. 이에 따라 선진국 등 국내외에서 법적으로 자동차 배출가스 규제가 점차 강화되면서 NO_x 및 smoke의 저감을 위한 대책기술의 개발이 계속적으

로 실시되고 있으며, 또한 수요자의 요구에 부응하기 위한 고성능, 저연비 차량개발에 끊임없는 노력이 이루어지고 있다.

일반적으로 NO_x 및 smoke를 저감시키기 위해 엔진 성능의 악화를 감수하는 경우가 많다. 이와 같은 연구로서, Kahn 등^{[1][2]}은 직접분사식 디젤엔진의 배기가스특성에 영향을 미치는 분사율, 분사시기, 선회비 등의 고찰을 통하여 선회비의 변화에 대한 매연과 질소산화물

배출량사이에 서로 상관관계가 있음을 나타내었으며, 연료소비율에 대한 최적의 선회비가 존재함을 실험적으로 규명하였고, Timoney¹³⁾는 정상유동상태에서 측정된 흡입공기 선회비가 직접분사식 디젤엔진의 매연농도와 연료소비율에 미치는 영향을 엔진회전수, 연소실형상 그리고 연료분사펌프 등을 포함하는 조건하에서 실험을 행하여 매연농도와 연료소비율의 특성을 고려한 최적의 선회비를 결정할 수 있음을 밝힌 바 있다.

Ikegami 등¹⁵⁾은 직접분사식 디젤엔진에서 연소실형상과 분사압력의 변화에 따라 연소 및 배출가스특성에 미치는 영향을 고찰하여 re-entrant형 연소실이 deep-bowl형 연소실보다 질소산화물 및 입자상물질의 배출량을 저감시킬 수 있다는 것을 보여주었다.

최근에는 연비악화를 방지하면서 NO_x 및 Smoke 농도를 저감시키는 수단으로 분사압력의 고압화로 연료를 균일하게 미립화하고, 급속연소시키기 위한 초고압 분사시스템에 대한 연구가 현실화되고 있으며, 연소실형상에 따라 스퀴시류를 강화시켜 혼합촉진을 위한 흡기포트의 선회비를 증가시키는 성능개선연구 등에 주력을 하고 있

는 추세이다¹⁶⁾¹⁸⁾.

또한 디젤엔진의 성능 및 배출가스의 저감기술로 전자제어장치를 이용한 커먼레일과 유닛 인젝터시스템이 개발되고 있으며, 아울러 후처리 대응기술로 매연여과장치 및 촉매장치 등이 적용 및 연구되고 있다.

본 연구는 V8형 터보차저 인터쿨러 디젤기관에서 성능 및 연소개선을 최적화하기 위하여 흡기포트의 선회비, 연료분사계 및 과급기 등을 변경하여 성능 및 배출가스특성에 미치는 영향을 고찰하였다.

2. 실험장치 및 방법

2-1. 실험기관 및 장치구성

본 연구에서 사용된 기관의 주요 제원은 Table 1과 같으며, 실린더경 137 mm, 행정 142 mm인 배기량 16.7 l V8 실린더용 터보차저 인터쿨러 디젤기관으로 분사계의 사양은 RFD 가버너가 부착된 일본의 Zexel PS3S의 분사펌프로 노즐분공경 및 분사시기 등을 변경하여 적용하였다. 그리고 연소실 및 과급기 사양은 Table 2와 Table

Table 1. Specification of engine.

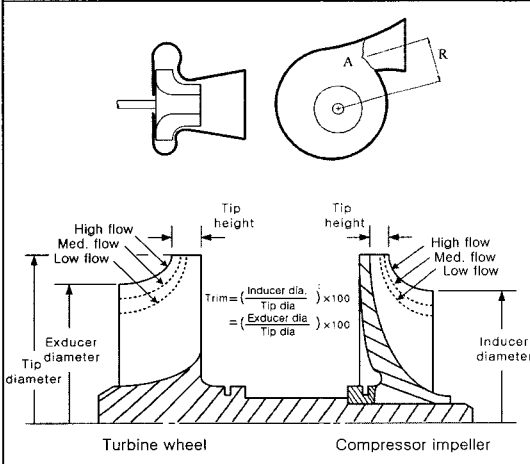
Engine type		V8-cylinder 4 cycle TCI D.I engine
Valve system		Two valve (O.H.C)
Bore×stroke (mm)		φ137×φ142
Displacement (cc)		16,745
Max. power (kW/rpm)		287/2100
Max. torque (N·m/rpm)		1,421/1260
Intake valve dia./seat dia. (mm)		φ61×φ55
Valve timing	IVO/IVC	BTDC 14.5°CA/ABDC 37.5°CA
	EVO/EVC	BBDC 52°CA/ATDC 16°CA
Injection order		1-8-4-2-7-3-6-5
Combustion ratio		16.5, 17.5
Combustion bowl		Re-entrant 8.5°, 23°
Intake port swirl ratio		2.13, 2.25, 2.38
Turbocharger		Garret T042, 33 type
Injection system	Governor	RFD type
	Timer (°/rpm)	3.0°/1070
	Nozzle pre. (MPa)	1st : 18, 2nd : 25
	Hole size	φ0.32*3+φ0.34*2 φ0.33*3+φ0.35*2 φ0.34*3+φ0.65*2
	Nozzle Pro. (mm)	3.01, 3.18, 3.54
	Injection timing	BTDC 12°CA, 13°CA

Table 2. Dimension of combustion bowl.

Re-entrant		φ72.9	76.12	26.5	8.5	120	17.5
			B/C=2.83				
		φ71.32	79.1	30.7	8.5	120	16.5
			B/C=2.58				
φ71.84	78.84	29.32	23	130	17.5		
	B/C=2.69						

Table 3. Specification of turbocharger.

Compressor type		Centrifugal compressor
Max. allowable speed		127,000 rpm
Turbine type		Axial flow turbine
Turbine allowable 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	F (57)



3과 같으며, 본 기관은 twin turbocharger가 부착된 기관으로서 외관도는 Fig. 1과 같으며, 실험장치의 개략도는 Fig. 2와 같다.

2-2. 실험방법

실험은 기관의 운전상태를 일정하게 유지하기 위해 냉각수 출구온도 80±2°C, 흡기온도 25±2°C, 연료 입구온도 35±2°C로 조정하고, 정격출력점에서 흡기압력 - 25 mmHg/2100 rpm, 배기압력 100 mmHg/2100 rpm의

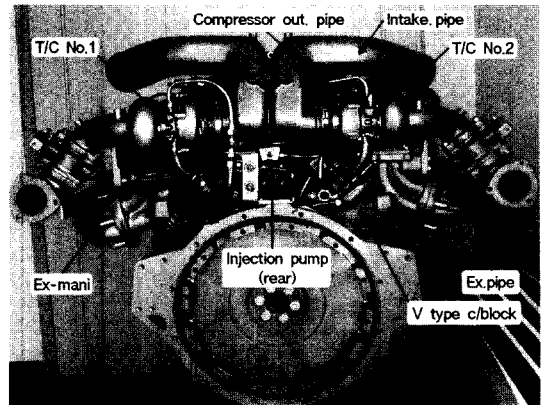
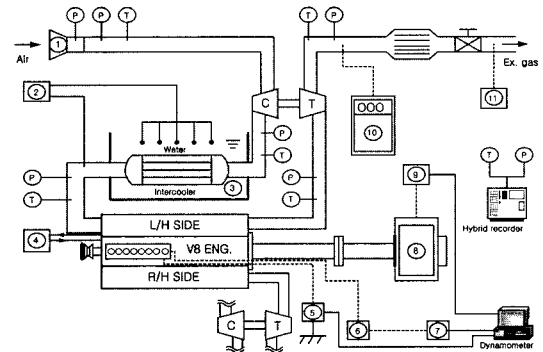


Fig. 1. Assembly of V8 type TCI diesel engine.



- 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. 2. Experimental apparatus for engine performance.

운전조건이 되도록 흡·배기측의 압력을 조정하였고, 그리고 기관성능의 정확성평가를 위하여 엔진회전수 및 부하에 따라 인터쿨러 출구온도(최대 50°C 기준)를 제어

하였으며, 분사펌프의 콘트롤 락 위치를 최대로 높은 전부하상태에서 엔진회전수에 따른 흡기포트의 선회비, 분사계 및 과급기 등을 변경하여 기관의 성능 및 배출가스를 측정하였다.

3. 실험결과 및 고찰

3-1. 흡기포트 선회비의 영향

일반적으로 터보과급 디젤기관은 흡입공기의 선회강도를 매우 높게 한다고 해서 전체의 운전영역에서 결코 좋은 성능을 보여줄 수는 없다. 그 이유는 저속영역에서 배출가스의 에너지가 작기 때문에 과급기의 특성상 과급지연(tubo lag)이 발생함으로 높은 선회강도를 요구되지만, 고속영역에서는 과급기의 회전을 증대시킴으로써 더욱더 공기선회가 지나치게 강하여(over-swirling) 연소가스가 인근 분부에 걸쳐 연소를 방해하므로 실린더벽면의 냉각손실이 증가하여 기관성능의 저하를 가져올 수 있다. 그러므로 기관에서 요구되는 성능과 배출가스를 만족하는 적당한 흡입공기의 선회강도가 얻어질 수 있도록 흡기포트형상을 최적화시켜야 한다.

Fig. 3은 기본 기관사양(압축비 17.5, re-entrant 8.5°형 연소실, 노즐경 $\phi 0.33 \times 3 + \phi 0.35 \times 2$, 노즐돌출량 3.18 mm, 분사시기 BTDC 12°CA, T042 과급기)으로 실린더헤드 흡기포트의 내부형상을 변경시켜 정상유동실험장치(임펠

스 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, NO_x의 배출량은 연소속진으로 가장 높게 나타내고 있다. 반면에 선회비가 2.13으로 가장 낮은 흡기포트의 실린더헤드는 공기과잉률이 전반적으로 낮아 연료소비율 및 smoke가 대체로 높아지는 경향을 보이며, NO_x는 대체로 낮게 배출되는 분포를 나타내고 있다. 이는 선회비 2.13인 흡기포트는 선회비가 다소 낮기 때문에 낮은 스윙(low swirl)에 기인한 불완전 연소특성으로 성능 및 smoke의 배출특성이 좋지 못한 것으로 고찰된다. 따라서 선회비가 중간값 2.25인 흡기포트의 실린더헤드 경우가 연료소비율, smoke 및 NO_x의 특성을 고려할 때 적절한 흡기포트로 설정할 수 있었다.

3-2. 노즐분공경의 영향

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

Fig. 4는 기본 기관사양(압축비 17.5, re-entrant 8.5°형

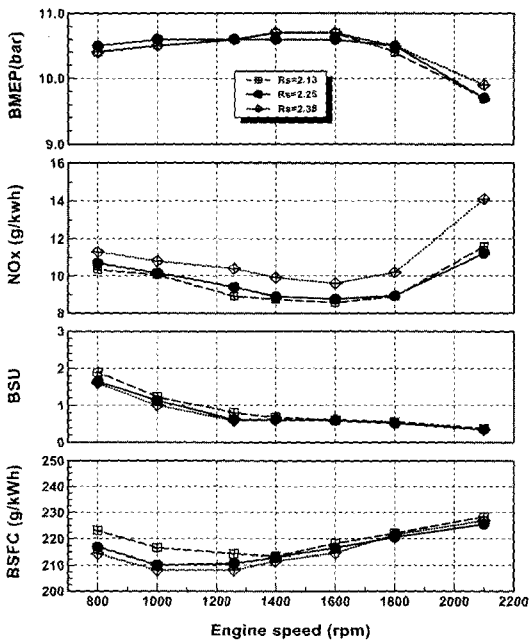


Fig. 3. Full load performance curves for three types of swirl ratio.

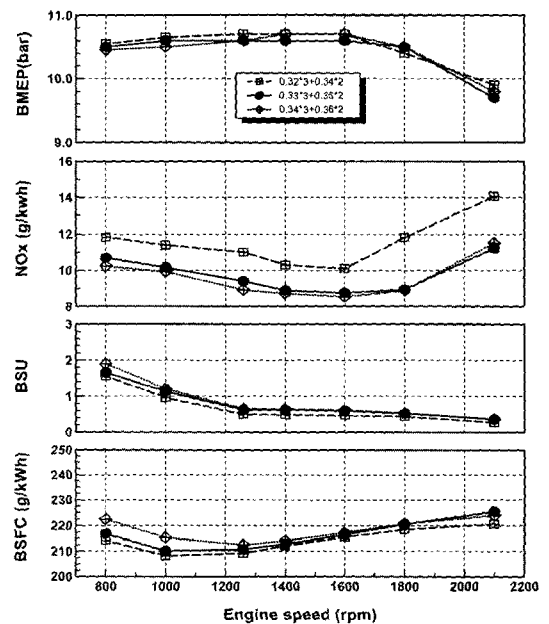


Fig. 4. Full load performance curves for three types of nozzle hole diameter.

연소실, 노즐돌출량 3.18 mm, 분사시기 BTDC 12°CA, T042 과급기, 선회비 2.25)으로 노즐분공경 $\phi 0.32*3 + \phi 0.34*2$, $\phi 0.33*3 + \phi 0.35*2$, $\phi 0.34*3 + \phi 0.36*2$ 으로 변경하였을 때 전부하실험에서 성능 및 배출가스에 대한 특성을 나타내었다.

그 결과로서 노즐분공경이 적은 $\phi 0.32*3 + \phi 0.34*2$ 의 경우가 다소 평균유효압력의 증가로 연비 및 smoke배출량은 감소되었으나 NO_x는 상당히 증가함을 보여주고 있다. 이는 동일 연료분사량에서 노즐분공경을 축소시키면 분사압이 증가하게 되어 초기분사율이 감소하며, 연료미립화가 촉진되어 충분히 기화된 상태가 되며, 분무도달 거리가 증가되어 연료의 미연소분이 적어짐으로써 연소 효율이 좋아짐에 따른 것으로 생각된다. 반면에 NO_x의 증가는 많은 연료가 일시에 연소됨에 따라 연소온도가 급격히 상승함에 따른 것으로 생각된다.

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

3.3. 노즐돌출량의 영향

노즐돌출량은 실린더헤드 밀면으로부터 노즐이 돌출되어 있는 깊이를 의미하며, 연료분사시기, 실린더헤드 포트로부터의 공기유동정도, 연소실의 기하학적 형상, 노즐의 분무형상 등에 따라 기관성능에 최적인 노즐돌출량이 존재한다. 노즐돌출량에서 주의할 점은 돌출량이 너무 크면 연소실내의 고온부분에 노즐이 놓이기 때문에 불리하며, 노즐돌출량이 너무 작을 경우는 연료가 실린더헤드 밀면에 충돌되는 경우가 발생되어 smoke 과다 배출 또는 실린더헤드의 열부하적 측면에서 불리할 수 있으므로 적절한 노즐돌출량의 설정이 필요하다. 또한 필요에 따라서는 노즐의 분무각이나 움셋각을 변경시켜 적절한 노즐돌출량으로 노즐의 내구수명을 확보하는 것도 중요하다.

Fig. 5는 기본 기관사양(압축비 17.5, re-entrant 8.5°형 연소실, 노즐경 $\phi 0.33*3 + \phi 0.35*2$, 분사시기 BTDC 12°CA, T042 과급기, 선회비 2.25)으로 노즐돌출량을 3.01 mm, 3.18 mm, 3.54 mm으로 변경하였을 때 전부하 실험에서 성능 및 배출가스에 대한 특성을 나타내었다.

그 결과로서 연비 및 smoke배출의 특성은 노즐돌출량이 클수록 좋지만, NO_x는 증가함을 보여주고 있다. 이는 연속사실험의 결과분석¹⁹⁾을 통해서 얻어진 결과와 같이 노즐돌출량의 큰 쪽이 화염의 전파영역이 크고, 피

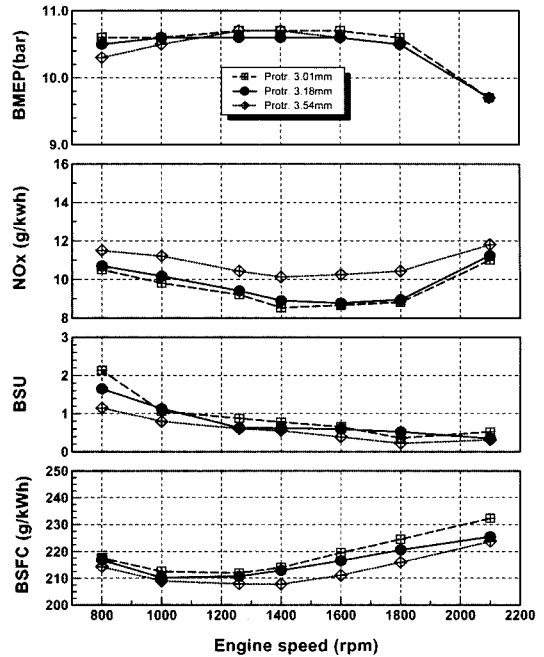


Fig. 5. Full load performance curves for three types of nozzle protrusion.

스톤잇면 틈새부의 공기량이 적은 상태에서 화염과 공기와의 혼합 및 연소가 진행되므로 틈새부의 가스온도가 높아져 NO_x가 증가됨을 추정할 수 있다.

이러한 성능 및 배출가스의 특성을 고려한 노즐돌출량의 선택은 3.18 mm로 결정함이 타당하다.

3.4. 분사시기의 영향

일반적으로 분사시기를 진각시킴에 따라 분사개시시의 온도가 낮으므로 착화지연기간이 길어져 분사기간중의 예혼합 연소부분이 커진다. 이로 인해 실린더내의 압력이 상승하기 때문에 분무에 공기도입이 증가하여 분무내의 평균당량비는 감소된다.

Fig. 6은 기본 기관사양(압축비 17.5, re-entrant 8.5°형 연소실, 노즐경 $\phi 0.33*3 + \phi 0.35*2$, 노즐돌출량 3.18 mm, T042 과급기, 선회비 2.25)으로 분사시기를 BTDC 12°CA, 13°CA로 변경하였을 때 전부하실험에서 성능 및 배출가스에 대한 특성을 나타내었다.

그 결과로서 분사시기를 진각시킴으로써 토크 즉 평균유효압력의 증가로 연비 및 smoke는 감소하는 경향을 나타내며, 이로 인해 연소효율이 높아져서 가스온도가 상승하므로 NO_x는 급증함을 알 수 있으나 이들의 상반된 관계를 고려한다면 분사시기의 설정은 BTDC 12°CA로 최적화가 가능하다.

3.5. 압축비의 영향

일반적으로 압축비가 커지면 실린더 압축에 의한 온

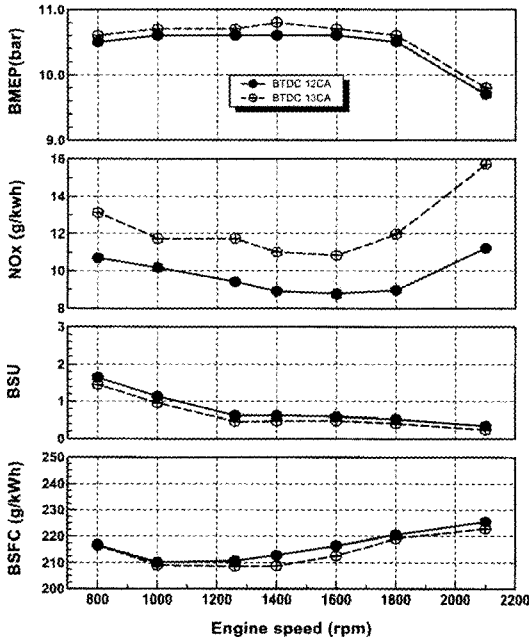


Fig. 6. Full load performance curves for two types of injection timing.

도와 압력이 높아져 착화지연기간이 단축된다. 이 때 실린더내의 최고압력과 열효율이 높아져 평균유효압력이 증가함으로써 연료소비율이 감소된다.

Fig. 7은 기본 기관사양(re-entrant 8.5°형 연소실, 노즐경 $\phi 0.33 \times 3 + \phi 0.35 \times 2$, 분사시기 BTDC 12°CA, 노즐돌출량 3.18 mm, T042 과급기, 선회비 2.25)으로 압축비를 16.5, 17.5로 변경하였을 때 전부하실험에서 성능 및 배출가스에 대한 특성을 나타내었다. 그 결과로서 압축비의 증가로 연소압력과 연소온도가 증가되어 연소효율이 증가하여 연비 및 smoke는 감소되지만 오히려 NO_x는 증가됨을 알 수 있다. 이에 따른 결과로 연비와 NO_x 배출량의 특성이 서로 상반관계가 있다는 점을 고려할 때, 성능면에서 우수한 압축비 17.5인 경우를 기준으로 정하고 NO_x를 낮추기 위하여 연소실의 형상, 노즐분공경, 과급기 등의 선택을 고려한 부가적인 연소인자를 변경하여 성능 매칭을 한다면 양호한 성능 및 배출가스의 특성을 만족할 것으로 기대된다.

3.6. 연소실의 영향

Fig. 8은 기본 기관사양(압축비 17.5, 노즐경 $\phi 0.33 \times 3 + \phi 0.35 \times 2$, 노즐돌출량 3.18 mm, 분사시기 BTDC 12°CA, T042 과급기, 선회비 2.25)으로 re-entrant형 연소실의 상부벽면각도를 8.5°, 23°로 변경하였을 때 전부하실험에서

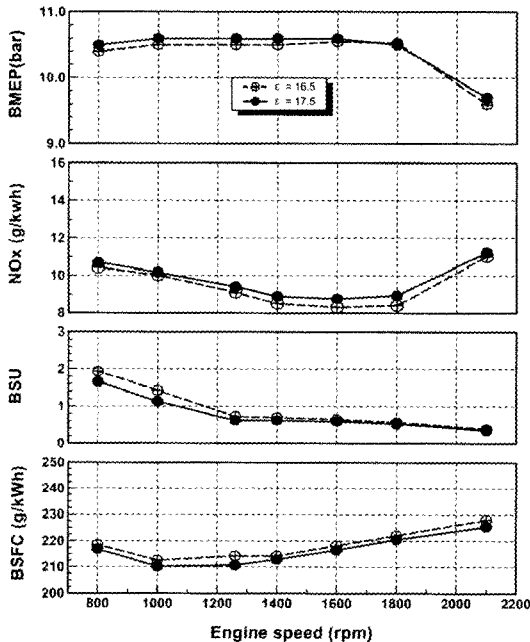


Fig. 7. Full load performance curves for two types of compression ratio.

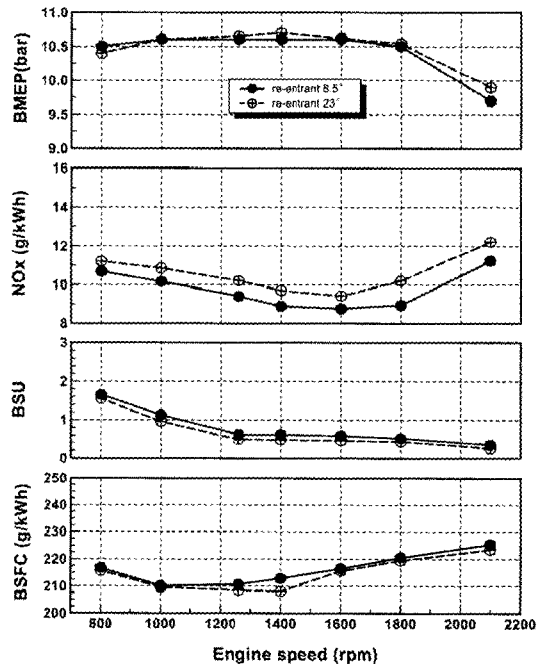


Fig. 8. Full load performance curves for two types of combustion bowl (at $\epsilon=17.5$).

연은 성능 및 배출가스에 대한 특성을 나타내었다.

일반적으로 re-entrant 각도를 변경하기 위해 bowl의 상부직경을 변화시키는데 이로 인한 bowl의 직경 감소로 squish 속도가 증가할 뿐 아니라 swirl이 증대함으로써 실린더내의 공기유동특성은 bowl 직경에 의해 크게 좌우된다. Sato 등^[10]의 수치계산으로부터 re-entrant각이 있는 경우가 없는 경우에 비해 TDC때의 squish류 및 bowl내의 난류가 강해 이것이 분무와 공기와의 혼합을 촉진시켜 예혼합이 활발하게 순차적으로 연소함에 따라 연소제어기간중의 최고압력이 약간 저하한다. 또 확산연소시에는 TDC 이후의 swirl 감쇠가 적으므로 화염과 신기가 잘 혼합하여 이것에 의한 확산연소가 활발해져 smoke 저감효과를 가져올 수 있다고 하였다.

그 결과로서 연소실 re-entrant 23°형이 8.5°형에 비해 흡입공기량 증가로 체적효율 즉 평균유효압력 증대로 전 영역에 걸쳐 연비 및 smoke가 대체로 낮은 경향을 보이나 NO_x는 다소 높은 경향을 보이고 있다.

이는 Hou 등^[11]이 시뮬레이션을 이용하여 각종 연소실내에서의 계산 및 실험한 결과와 같이 re-entrant의 상부벽면각도가 클수록 squish 및 난류가 강하며 상사점 후 연소실내의 선회감쇠가 적기 때문에 연소실내에서의 활발한 공기유동으로 얻어진 결과임을 알 수 있다. 그러나 상부벽면각도를 너무 크게 한다는 것은 과도한 난류발생으로 NO_x가 증가함으로써 배출가스특성상 좋지 못한 성능을 얻을 수 있으므로 NO_x 배출량의 특성을 고려할 때, 연소실 re-entrant 8.5°형이 23°형보다 더 우수한 성능결과를 얻을 수 있었다.

3-7. 과급기의 영향

본 실험기관의 배기다기관은 착회순서를 고려하여 배기압력에 의한 기동간 배기간섭을 최소화시켜 밸브 오버랩시의 배기가스가 실린더내로의 역류되지 않도록 배열하였으며, 또한 과급기는 저속영역에서의 배기 에너지를 최대로 활용하고 저속의 토크와 발진가속성을 향상시키기 위해 V8형 디젤기관에 소형의 twin entry형 과급기를 장착하였다.

Fig. 9-Fig. 12는 기본 기관사양(선회비 2.25, 압축비 17.5, re-entrant 8.5°형 연소실, 노즐분공경 $\phi 0.33 \times 3 + \phi 0.35 \times 2$, 노즐돌출량 3.18 mm, 분사시기 BTDC 12°CA, T042 과급기)에서 Garret사의 T042 모델의 과급기로 압축기 A/R=0.5, 0.6을 기본으로 한 터빈 A/R=0.84, 1.0으로 변경하였을 때 전부하실험에서 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 증가시

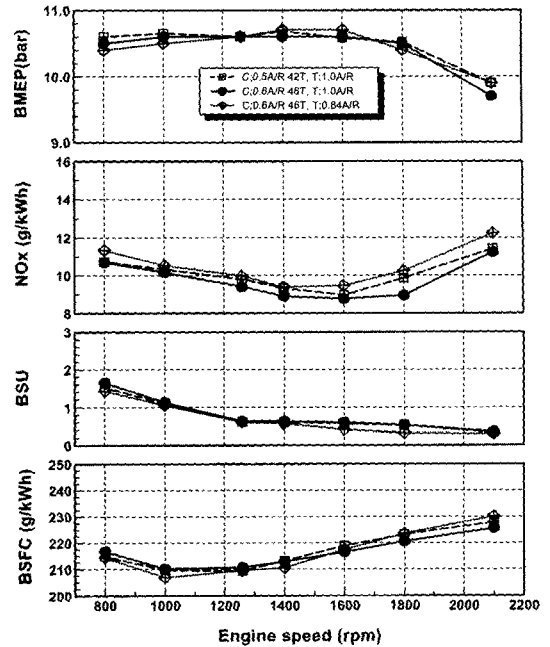


Fig. 9. Full load performance curves for three types of turbocharger.

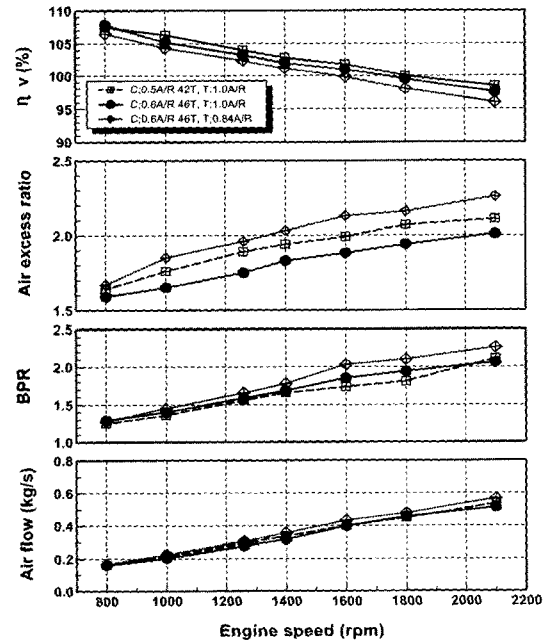


Fig. 10. Intake flow characteristics for three types of turbocharger.

킬 수 있다. 따라서 저속영역에서 smoke의 여유로 토크를 증대시켜 가속성을 향상시킬 수 있으나 고속영역

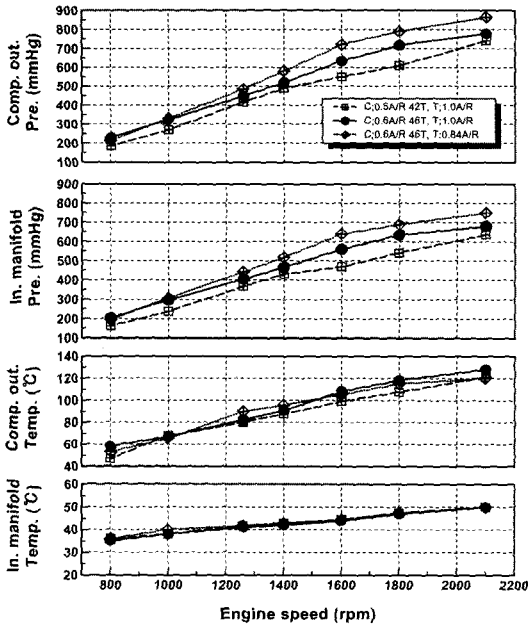


Fig. 11. Intake pressure and temperature change for three types of turbocharger.

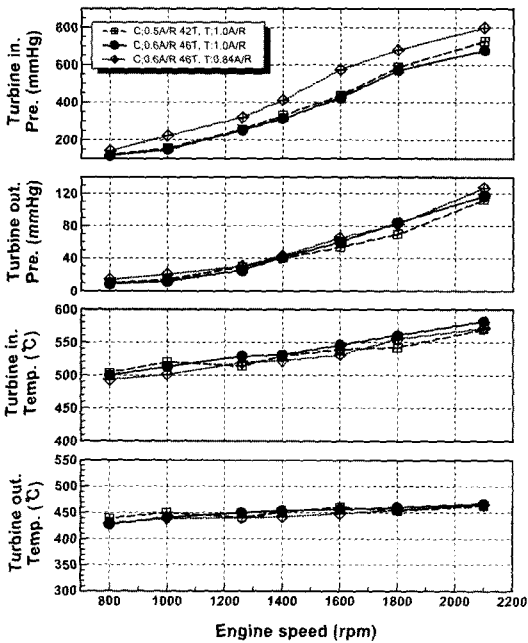


Fig. 12. Exhaust pressure and temperature change for three types of turbocharger.

에서는 과대한 공기압력과 공기량 상승으로 압축공기가 연료분무에 겹쳐 연소를 방해시킬 수 있으므로 적절한

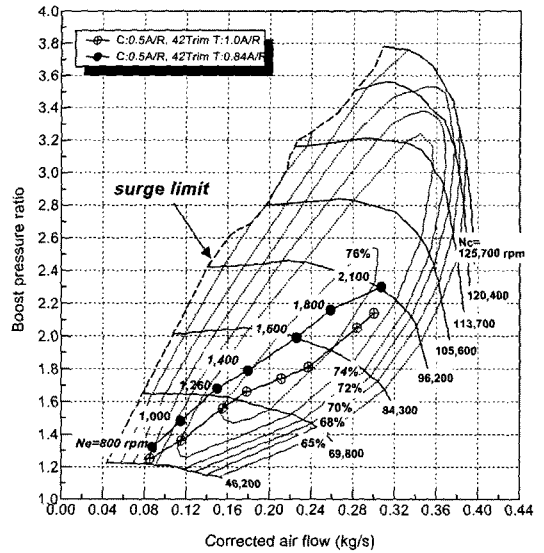


Fig. 13. Compressor map for two types of turbine A/R (at T042 turbocharger, 42Trim).

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 공기청정기 성능이 악화될 경우 공기의 공급이 불충분하기 때문에 배기온도가 더욱 높아지고 공연비가 높아져 서징 한계방향으로 전부하영역이 이동될 수 있다. 그리고 너무 높은 과급압력비로 압축기가 매칭되어질 경우 고도가 높은 지역에서는 공기의 밀도가 낮아 흡입공기량이 줄어들기 때문에 터빈의 입구측 온도를 높여 과급압력비의 상승을 초래하여 터빈속도의 내구한계를 초과할 수 있으므로 압축기와 터빈의 매칭실험은 상당히 중요하다.

본 실험결과로서, Fig. 9~Fig. 12에서 나타난바와 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 NO_x 배출가스의 특성을 볼 때 가장 적합한 압축기 및 터빈으로 조합된 과급기임을 알 수 있었다.

Fig. 13는 기본기관을 기준으로 과급기 T042의 압축기 0.5A/R+42Trim을 기본으로 한 터빈 A/R=1.0, 0.84로 변경하였을 때 전부하실험에서 얻어진 압축기효율에 관한 특성을 나타내었다. 그 결과로 터빈 A/R이 0.84인 경우가 1.0인 경우보다 압축기효율이 우수하지만, 전체적인 성능 및 배출가스특성을 비교할 때 목표성능에 이

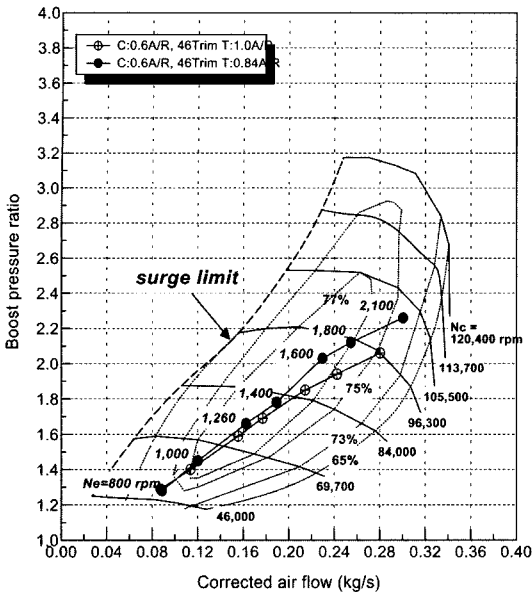


Fig. 14. Compressor map for two types of turbine A/R (at T042 turbocharger, 46Trim).

르지 못하였다.

Fig. 14는 기본기관을 기준으로 과급기 T042의 압축기 0.6A/R+46Trim을 기본으로 한 터빈 A/R=1.0, 0.84로 변경하였을 때 전부하실험에서 얻어진 압축기효율에 관한 특성을 나타내었다. 그 결과로 터빈 A/R이 1.0인 경우가 0.84인 경우보다 공기량, 과급압력비 및 압축기 효율 특성이 더 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.

4. 결 론

본 연구는 V8형 터보차저 인터쿨러 디젤기관에서 출력, 저연비 및 저공해 특성을 갖는 성능 및 연소개선을 최적화하기 위한 목적으로 흡기포트의 선회비, 연소인자, 과급기의 압축기 및 터빈의 크기 등을 변경하여 기관의 성능 및 배출가스특성에 미치는 영향을 고찰한 결과로서 다음과 같다.

(1) 선회비가 2.25인 흡기포트 경우가 낮은 선회비보다 공기과잉률이 높아 연소가 활발해져 NO_x 배출량은 다소 증가하지만, 연비 및 smoke 배출량 특성상 가장 우수하여 최적의 흡기포트로 설정할 수 있었다.

(2) 노즐분공경 $\phi 0.33 \times 3 + \phi 0.35 \times 2$, 노즐돌출량 3.18 mm,

분사시기 BTDC 12°CA인 경우가 연비와 smoke 배출량, NO_x 배출량의 특성을 볼 때 최적화할 수 있었다.

(3) 압축비 17.5을 기준으로 한 연소실험상을 고려한 경우 re-entrant 8.5°형 연소실이 re-entrant 23°형 연소실보다 연비와 smoke 배출량은 다소 증가하는 반면에 NO_x 배출량은 다소 감소한 면을 보여 배출가스를 만족할 수 있었다.

(4) 과급기의 크기를 변경한 경우 과급기 T042의 압축기 0.6A/R+46Trim을 기본으로 한 터빈 A/R=1.0인 경우가 공기량, 과급압력비 및 압축기효율 특성을 볼 때 가장 양호하며, 기관성능개선 및 배출가스저감에 대한 적정수준으로 최적화할 수 있었다.

참고문헌

1. Kahn, I.M., Wang, C.H.T. and Langridge, B.: "Effect of Air Swirl on Smoke and Emissions from Direct Injection Diesel Engines", SAE 720102 (1972).
2. 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).
3. Timoney, D.J.: "Smoke and Fuel Consumption Measurements in a Direct Injection Diesel Engine with Variable Swirl", SAE 851542 (1985).
4. Timoney, D.J.: "A Simple Technique for Predicting Optimum Fuel-Air Mixing Conditions in a Directed Injection Diesel Engine with Swirl", SAE 851543 (1985).
5. Ikegami, M., Fukuda, M., Yoshihara, Y. and Kaneko, J.: "Combustion Chamber Shape and Pressurized Injection in High Speed Direct Injection Diesel Engine", SAE 900440 (1990).
6. Paker, R.F. and Walker, J.W.: "Exhaust Emission Control in Medium Swirl Rate Direct Injection Diesel Engines", SAE 720755 (1972).
7. Pettifer, H.F.: "Interaction of Port Design and Injection Rate for a D.I Diesel", SAE 820358 (1982).
8. Watanabe, S., Takahashi, T. and Sami, H.: "A Study on Effects of High Pressure Injection for DI Diesel Combustion", JSAE, 44(8), 79 (1990).
9. Hiroyasu, H. et al.: "Combustion Process in a DI Diesel Engine with High Pressure Injection Effects of Spatial Distribution of Fuel Spray in a Combustion Chamber on a NO_x Emission", JSAE, 22(4), 53 (1991).
10. Sato, K., Zhang, L., Minami, T., Takatsuki, T. and Yokota, K.: "In-Cylinder Combustion Flow Study

- of a DI Diesel Engine - The Effect of Combustion Chamber Geometry on In-Cylinder Flow-", Proceedings of JSAE 924, No.924120 (1992).
11. Hou, Z. and Kijawa, H.: "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, pp. 13-18 (1992).