

# 터보과급기를 장착한 직접분사식 디젤엔진의 배출 가스저감에 관한 실험적 연구

윤 준 규\* · 차 경 옥\*\*

## An Experimental Study on the Reduction of Emissions in a Turbocharged D.I. Diesel Engine

Jun-Kyu Yoon and Kyung-Ok Cha

**Key Words:** Turbochager(과급기), Impuse Swirl Meter(임펄스 스월미터), Flow Coefficient(유량계 수), Swirl Ratio(선회비), Fuel Injection System(연료분사계)

### Abstract

This study was experimentally analyzed to improve the performance and to reduce exhaust emissions in a turbocharged D.I. diesel engine of the displacement 9.4L. In generally, the system of intake port, fuel injection and turbocharger are very important factors which have influence on the engine performance and exhaust emission because the properties in the injected fuel depend on the combustion characteristics.

The optimum results which is tested as available factors for better performance and emission are as follows; the swirl ratio is 2.43, compression ratio is 16, combustion bowl is 5° re-entrant type, nozzle hole diameter is  $\phi 0.28 \times 6$ , injection timing is BTDC 13°CA and turbocharger is GT40 model which are selected compressor A/R 0.58 and turbine A/R 1.19.

### 1. 서 론

최근 자동차가 우리생활에서 차지하는 비중이 커지는 만큼 그에 따른 대기오염으로 인하여 지구환경문제를 가중시키고 있다. 이에 따라 전세계적으로 자국의 환경개선과 에너지 보전을 위해 자동차 배출가스규제가 강화되면서 각종 새로운 기술연구가 진행되고 있다. 이에 대응방안으로 과급기의 장착이 필수적이며, 아울러 엔진의 연소개선을 위하여 흡기계에 대한 인자와 연료분사계에 대한 인자들이 연소실내에서 잘 조화할 수 있도록 최적화시킬 필요가 있다. 터보과급 디젤

엔진은 과급기의 작동에 의하여 흡입공기에 대한 밀도를 높여줌으로써 엔진의 고출력을 얻지만, 연소가스의 고온 및 고압으로 인한 실린더 내에서 여러 장애요인이 발생할 수 있기 때문에 연소 과정에서 적절한 용량의 과급기 선정을 통한 흡기계, 분사계 및 연소실의 설계 등을 잘 고려해야 한다. 연구동향에 있어서 흡기유동을 해석하는 데는 LDA를 이용한 3-D 유속측정방법과 각종 CFD 코드를 이용한 유동해석방법 등<sup>(1-3)</sup>이 활용되고 있다. 이러한 해석프로그램은 엔진 실린더 내부의 유동현상을 이해하는데 큰 도움이 되고 있지만, 아직도 엔진 연소실의 설계 등 엔진개발에 대해서는 스월계측기<sup>(4)</sup>로 이용한 실린더 내 선회강도의 비교평가에 크게 의존하고 있는 실정이다. 이를 토대로 디젤엔진의 연소개선대책을 위한 흡기포트 및 연소실의 형상 및 연료분사시스템을 변경해서 연비향상 및 배출가스저감을 위한 연구 등<sup>(6-8)</sup>도 활발히 진행되고 있다.

\* 경원전문대학 자동차정비과

\*\* 명지대학교 기계공학과

본 연구에서는 실린더헤드 흡기포트의 형상변경을 통하여 선회유동특성을 비교하고, 이에 따른 흡기포트의 선회비, 연료분사계의 각 인자 및 과급기의 압축기·터버빈 크기 등을 변경하여 터보과급 디젤엔진의 성능 및 배출가스특성을 고찰하고자 한다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 선회비 실험장치 및 방법

본 실험장치는 Fig. 1에 나타난 바와 같이 임펄스 스윙 메터방식으로 선회비를 측정하기 위하여 실린더내의 축에서 수직으로 놓여진 알루미늄 허니컴은 실린더헤드에서 아래로 실린더 직경의 1.75배 떨어진 위치에 설치되어, 흡입공기가 알루미늄 허니컴 격자를 통과하도록 하였다. 임펄스 스윙메터는 축방향 및 스윙방향의 속도분포에 관계없이 로드셀을 이용하여 흡입공기의 스윙강도가 실린더 축방향에서 토크로 변환하여 나타내게 된다. 포트전후의 압력차는 흡기밸브출구를 지나서 유체역학적으로 완전히 발달된 난류유동이 되도록 본 실험엔진의 밸브시트직경  $\phi 48.6$ 에 대한 압력차를  $250\text{mmAq}$ 로 설정하였다.<sup>(5)</sup>

포트유동은 밸브양정에 의해서 변화하므로 밸브양정을  $1\text{mm}$ 에서  $15\text{mm}$ 까지  $1\text{mm}$ 간격으로 증가시키면서 토크 및 유량을 측정하였고, 흡기포트의 형상변경은 포트의 안쪽부를 반복수정하면서 정상유동실험을 통해 선회비를 1.70, 2.13, 2.43으로 조정하였다.

### 2.2 엔진성능 실험장치 및 방법

본 연구에서 사용된 엔진의 주요제원은 Table 1에 나타내었다. 실험은 엔진의 운전상태를 일정하게 유지하기 위해서 냉각수 출구온도  $80\pm 2^\circ\text{C}$ , 흡기온도  $25\pm 2^\circ\text{C}$ , 연료입구온도  $35\pm 2^\circ\text{C}$ 로 조정하고, 정격출력점에서 흡기압력  $-25\text{mmHg}/2300\text{rpm}$ , 배기압력  $100\text{mmHg}/2300\text{rpm}$ 의 운전조건이 되도록 흡·배기측의 압력을 조정함으로써, 전부하상태에서 엔진회전수에 따른 흡기포트의 형상과 연료분사계의 각 인자 및 과급기 등을 변경하여 엔진의 성능 및 배출가스를 측정하였다. 또한 실린더내의 압력은 3번 실린더 내에 압력변환기(QC32C-E)를 설치하여 감지된 압력신호를 AVL사의 Indiscop 647장비에서 내장된 프로그램에 의해

측정되었다.

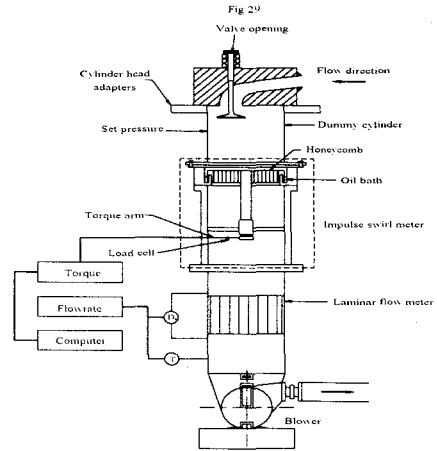


Fig. 1 Schematic of steady flow test

Table 1 Specifications of test engine

Engine type	6-cylinder, 4cycle T/C DI engine	
Bore * stroke(mm)	124 * 130	
Displacement(cc)	9,419	
Max. power(kW/rpm)	176 / 2300	
Max. torque(N · m/rpm)	882 / 1400	
In. v/v head/seat dia	$\phi 55.2 / \phi 48.6$	
Valve timing	Intake open : BTDC $12^\circ\text{CA}$ close : ABDC $24^\circ\text{CA}$ Exhaust open : BBDC $51^\circ\text{CA}$ close : ATDC $13^\circ\text{CA}$	
Swirl ratio( $R_s$ )	A type=1.70, B type=2.13, C type=2.43	
Compression ratio	14, 15.5, 16	
Combustion bowl type	Parallel, Re-entrant( $5^\circ$ & $13.5^\circ$ )	
Turbocharger	T45 (Com. A/R=0.72, Tur. A /R=1.05,1.22), GT40 (Com. A/R=0.58, Tur. A/R=1.06,1.19,1.30)	
Injection system	Governor	RFD type
	Timer	(Advance $0.5^\circ/950\text{rpm}$ )
	NOP(bar)	1st : 15.7, 2nd : 21.6MPa
	Hole size	$\phi 0.31*5, \phi 0.30*5, \phi 0.28*6$
	Nozzle pro.(mm)	4.77(Inj. angle $150^\circ$ )

## 3. 실험결과 및 고찰

### 3.1 흡기포트의 유동특성

Fig. 2와 Fig. 3는 실린더헤드의 포트형상을 선회비 A type=1.70, B type=2.13, C type=2.43으로 변경하였을 때 밸브양정에 따른 유량계수( $C_f$ ) 및

무차원 리그스웰( $N_r$ )의 분포를 나타낸 것이다. 그 결과로서 유량계수분포의 특성은 선회비가 가장 높은 C type 포트가 벨브양정에 따라 유량계수가 가장 낮은 분포를 보여주고 있으며,  $N_r$  분포의 특성은 선회비가 높을수록 증가함을 나타낸다. 이로 인해 실린더내의 선회유동발생을 목적으로 하는 나선형 흡기포트의 선회비와 유량계수가 서로 상반관계가 있으므로 흡기포트 설계시 이러한 관계를 충분히 고려하여 선회비와 유량계수의 적절한 비율을 검토할 필요가 있다.

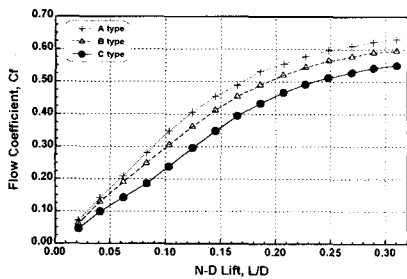


Fig. 2  $C_r$  curves with valve lift  $L/D$  for A,B,C type ports

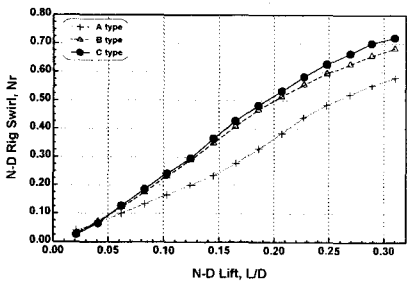


Fig. 3  $N_r$  curves with valve lift  $L/D$  for A,B,C type ports

## 3.2 엔진성능특성

### 3.2.1 선회비의 영향

Fig. 4는 압축비 15.5, parallel형 연소실, 노즐 분사직경  $\phi 0.31 \times 5$ , T45과급기, 분사시기 BTDC 13oCA 조건의 엔진사양에서 포트형상을 변경하였을 때 전부하 실험으로부터 얻은 성능 및 배출가스에 대한 특성을 나타낸 것이다. 그 결과 선회비가 2.43인 C type 포트의 실린더헤드인 경우 공기과잉률이 전반적으로 높아 연비 및 매연농도가 가장 낮은 경향을 보이며, NOx농도는 연소축

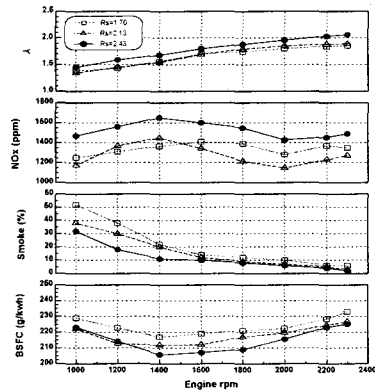


Fig. 4 Full load performance curves for three types of swirl ratio

진으로 가장 높은 배출특성을 나타내고 있다. 반면에 선회비가 1.70으로 가장 낮은 A type 포트의 실린더헤드는 공기과잉률이 전반적으로 낮아 연비 및 매연농도가 매우 나빠지는 경향을 보이며, NOx농도는 대체로 낮게 배출되는 분포를 나타내고 있다. 이와 같은 현상은 정상유동실험을 통한 흡기유동특성에서 고찰한 바와 같이 A type 포트는 무차원 리그스웰이 가장 낮고, 선회비 또한 너무 낮기 때문에 낮은 스윙강도에 기인한 불안전 연소특성 때문에 성능 및 매연농도가 좋지 못한 것으로 고찰된다.

### 3.2.2 분사시기의 영향

Fig. 5는 압축비 15.5, parallel형 연소실, 노즐 분사직경  $\phi 0.31 \times 5$ , T45과급기, 선회비 2.43 조건의 엔진사양에서 분사시기를 BTDC 11, 13, 15oCA로 변경하였을 때 전부하 실험으로부터 얻은 성능 및 배출가스에 대한 특성을 나타내었다. 그 결과로서 분사시기를 전각시킴으로써 연비 및 매연농도는 감소하는 경향을 나타내며, 이로 인해 연소효율이 높아 가스온도가 상승하면 NOx농도는 증가됨으로 이들의 상반된 관계를 고려한 분사시기에 적정화시킬 필요가 있다.

Fig. 6과 Fig. 7은 각각 정격회전수 60%, 100%인 1400rpm과 2300rpm에서 전부하상태의 실험으로 분사시기에 따른 연소특성을 나타낸 것이다.

그 결과 전부하의 최대 토크점과 정격출력점인 1400rpm 및 2300rpm에서 분사시기를 BTDC 11oCA에서 2oCA씩 전각시켰을 경우, 분사시기가 가

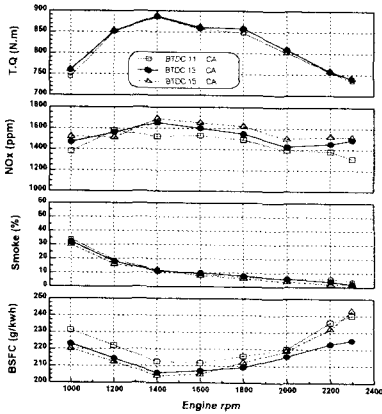


Fig. 5 Full load performance curves for three type of injection timing

장 이른 BTDC 15°CA일 때가 착화지연기간이 감소함으로써 열발생의 시작점이 빠르게 되어 최대 연소압력도 가장 높게 나타나는 특성을 보이고 있다. 이는 흡기유동에서 발생된 선회유동에 따라 분사시기가 지연된 경우보다 더욱 양호한 혼합기 형성되어 착화가능성이 증가해서 착화지연기간을 단축시킨다는 것을 알 수 있다. 그러나 분사시기를 빠르게 한다해도 다소 엔진의 좋은 성능을 얻을 수 있다고 보나 연소가스의 고온 및 고압으로 인하여 NOx농도는 급증하게 되며, 또한 열부하의 영향으로 엔진의 신뢰성에 대한 우려가 있을 수 있으므로 적당한 분사시기의 결정이 필요하다.

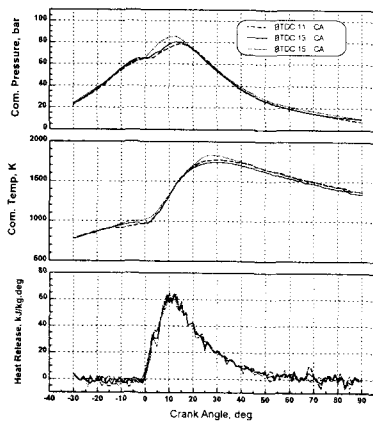


Fig. 6 Combustion characteristics curves for three types of injection timing(at 1400rpm)

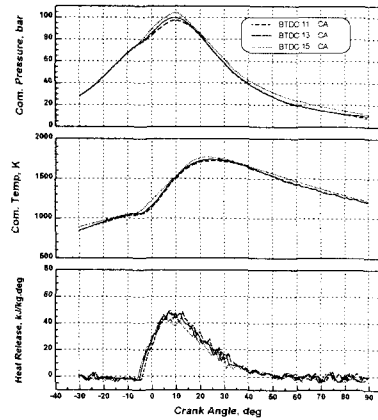


Fig. 7 Combustion characteristics curves for three types of injection timing(at 2300rpm)

### 3.2.3 압축비의 영향

Fig. 8는 parallel형 연소실, 노즐 분사직경  $\phi$  0.31\*5, T45과급기, 분사시기 BTDC 13°CA, 선회비 2.43 조건의 엔진사양에서 압축비를 14, 15.5, 16으로 변경하였을 때 전부하 실험으로부터 얻은 성능 및 배출가스에 대한 특성을 나타낸 것이다. 그 결과 압축비의 증가로 연소압력과 연소온도가 증가되어 연비 및 매연농도가 감소되지만, 오히려 NOx농도는 증가됨을 알 수 있다.

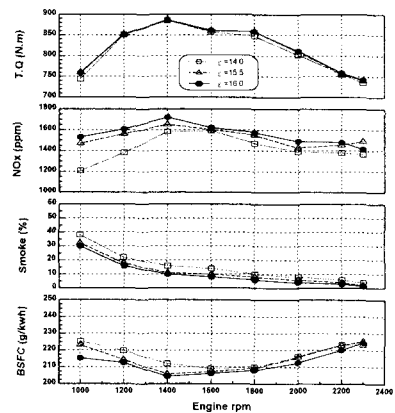


Fig. 8 Full load performance curves for three type of compression ratio

### 3.2.4 노즐 분사직경의 영향

Fig. 9는 압축비 15.5, parallel형 연소실, T45과급기, 선회비 2.43 조건의 엔진사양에서 노즐 분사직경을  $\phi$  0.31\*5,  $\phi$  0.30\*5,  $\phi$  0.28\*6으로 변경

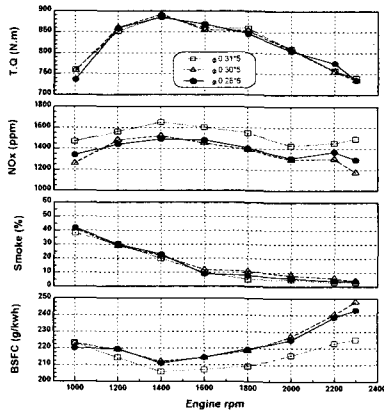


Fig. 9 Full load performance curves for three types of nozzle hole diameter

하였을 때 전부하 실험으로부터 얻은 성능 및 배출가스에 대한 특성을 나타낸 것이다. 일반적으로 동일 연료량에서 노즐 분사직경을 축소시키면 분사압의 증대에 의한 분무입경의 미립화, 분무도달거리의 적정화 등의 장점으로 연비 및 매연농도를 개선할 수 있으나, 지나치게 노즐 분사직경을 축소시키면 분사시간이 길어져 확산연료량이 증가하여 반대적인 결과를 초래할 수 있다. 그 결과 노즐 분사직경이 큰  $\phi 0.31*5$ 의 경우는 전영역에서 연비 및 매연농도가 감소하나, NOx 농도는 증가하는 반면에, 노즐 분사직경이 가장 작은  $\phi 0.28*6$ 인 경우는 연비 및 매연농도가 증가하지만 NOx농도는 감소하는 경향을 보이고 있다. 이러한 결과를 통하여 단순히 연비향상만을 위한다면 노즐 분사직경이 큰 경우가 좋지만 NOx농도의 저감을 위해서는 적절한 노즐 분사직경의 선택이 필요할 것이다.

### 3.2.5 연소실의 영향

Fig. 10은 압축비 16, 선회비 2.43, 노즐 분사직경  $\phi 0.28*6$ , 분사시기 BTDC  $13^{\circ}\text{CA}$  조건의 엔진 사양에서 과급기모델을 T45와 GT40으로 하고, 연소실형상을 parallel형과 re-entrant형으로 변경하였을 때 전부하 실험으로부터 얻은 성능 및 배출가스에 대한 특성을 나타내었다. 그 결과로서 과급기 GT40(압축기 A/R=0.58, 터어빈 A/R=1.19) 사양에서 연소실 re-entrant 5°형이 전영역에 걸쳐 연비 및 매연농도가 대체로 낮은 경향을 보이며,

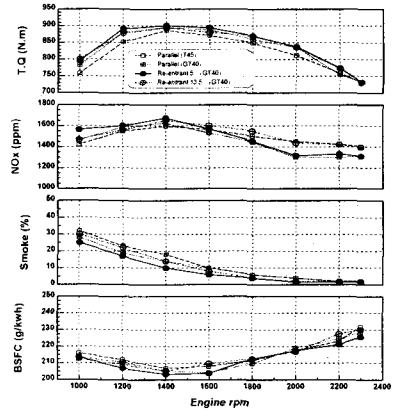


Fig. 10 Full load performance curves for five types of combustion bowl

NOx농도는 저중속영역에서 높지만 중고속영역에서는 낮은 경향을 보인다. 이는 Hou 등<sup>(8)</sup>이 시뮬레이션을 이용하여 각종 연소실내에서의 계산 및 실험한 결과와 같이 re-entrant형이 parallel형에 비해 스퀴시류 및 난류가 강하여 상사점후 연소실내의 선회감쇠가 적기 때문에 연소실내에서의 활발한 공기유동으로 연소의 최적화가 이루어져 좋은 성능을 얻을 수 있었다. 연소실 parallel형으로 과급기 T45(압축기 A/R=0.72, 터어빈 A/R=1.05)와 GT40(압축기 A/R=0.58, 터어빈 A/R=1.19) 경우를 비교했을 때 과급기 GT40이 적절한 터어빈 A/R 선택으로 압축효율이 높아서 토크향상 및 흡입공기증대로 좋은 성능결과를 얻을 수 있다.

또한 동일한 과급기 GT40로 연소실 re-entrant 형의 상부벽면각도를  $5^{\circ}$ 와  $13.5^{\circ}$ 로 변경하였을 때 결과는  $5^{\circ}$ 인 경우가  $13.5^{\circ}$ 에 비해 우수한 성능을 보여주고 있다. 이 결과로 상부벽면각도를 크게 한다는 것은 과도한 난류발생으로 NOx농도가 증가하여 좋지 못한 성능을 얻게 된다. 결국 연소실 re-entrant  $5^{\circ}$ 형이 parallel형보다 연소실내에서 작은 난류를 발생하여 NOx농도 수준을 볼 때 연비가 낮아 우수한 성능결과를 얻을 수 있었다.

### 3.2.6 과급기의 영향

Fig. 11는 압축비 16, re-entrant  $5^{\circ}$ 형 연소실, 선회비 2.43, 노즐 분사직경  $\phi 0.28*6$ , 분사시기 BTDC  $13^{\circ}\text{CA}$  조건의 엔진 사양에서 과급기 T45의 압축기 A/R=0.72와 GT40의 압축기 A/R=0.58을

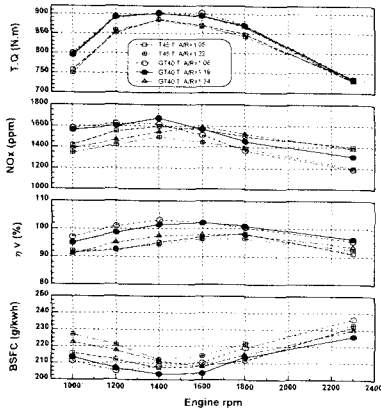


Fig. 11 Full load performance curves for five types of turbocharger

기본모델로 각각 터어빈 A/R을 변경하였을 때 전부하 실험으로부터 얻은 성능 및 배출가스에 대한 특성을 나타낸 것이다. 그 결과 과급기 T45인 경우 터어빈 A/R을 1.05와 1.22를 비교했을 때 1.05는 관성모멘트가 적어 압축효율을 증대시킴으로 연비는 감소하나, NOx농도는 증가하는 결과를 보이며, 과급기 GT40인 경우에서 터어빈 A/R을 1.06, 1.19 및 1.34를 비교했을 때 A/R이 가장 낮은 1.06인 경우가 저속영역에서 과급압이 조기상승하여 체적효율을 증가시키고 저속토크를 향상시킴으로써 연비를 개선시킬 수 있으나, 반면에 고속영역에서는 과급압력이 급상승하여 과도한 선회유동을 일으켜 펌핑손실을 증가시킴으로써 성능악화를 초래할 수 있으므로 압축기를 회전시키는데 필요한 터어빈의 크기선택이 매우 중요하다는 것을 알 수 있다. 결국 과급기 GT40의 터어빈 A/R이 1.19인 경우가 NOx농도의 배출특성을 고려할 때 연비가 우수하여 최적화시킬 수 있었다.

#### 4. 결론

터보과급 디젤엔진의 배출가스저감을 위하여 흡기포트의 선회비와 연소인자 및 과급기 등을 변경하여 얻어진 연구결과는 다음과 같다.

(1) 포트의 선회비를 증가시킴으로써 유량계수 분포는 감소하며, Nr분포는 증가한다.

(2) 흡기포트와 연소인자를 고려한 엔진실험결과로 선회비 2.43, 압축비 16, re-entrant 5°형 연소실, 노즐 분사직경  $\phi 0.28*6$ , 분사시기 BTDC 13° CA 경우가 엔진성능 및 NOx 배출농도를 고려할 때 적정화할 수 있었다.

(3) 과급기의 적용인자는 GT40(압축기 A/R=0.58, 터어빈 A/R=1.19) 경우가 NOx농도의 배출특성을 고려할 때 전체의 운전영역에서 가장 우수한 엔진성능특성을 보였다.

#### 참고문헌

- (1) Bicen, A.F., Vafidis, C. and Whitelaw, J.H., 1985, "Steady and Unsteady Airflow Through the Intake Valve of a Reciprocating Engine," ASME Journal of Fluids Eng., Vol.107.
- (2) Arcoumanis, C., Vafidis, C. and Whitelaw, J.H., 1987, "Valve and In-Cylinder Flow Generated by Helical Port in a Production Diesel Engine," ASME Journal of Fluids Eng., Vol.109.
- (3) Monaghan, M.L. and Pettifer, H.F., 1981, "Air Motion and Its Effect on Diesel Performance and Emissions," SAE 810255.
- (4) Gale, N.F., 1979, "The Impulse Swirl Meter," Ricardo Report DP. 79/1232.
- (5) Partington, G.D., 1980, "Analysis of Steady Flow Tests on Inlet and Exhaust Ports," Ricardo Report DP. 80/1123.
- (6) Kahn, I.M., Wang, C.H.T., and Langridge, 1972, "Effect of Air Swirl on Smoke and Emissions from Direct Injection Diesel Engines," SAE 720-102.
- (7) Ikegami, M., et al., 1990, "Combustion Chamber Shape and Pressurized Injection in High Speed Direct Injection Diesel Engine," SAE 900440.
- (8) Hou, Z., et al., 1992, "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.
- (9) 윤준규, 차경옥, 2000, "흡기포트 선회비 변경에 따른 유동특성 및 엔진성능에 관한 연구," 대한기계학회 춘계학술대회논문집(B).