

## 분사각 및 분공 직경이 예혼합 압축착화 엔진 연소에 미치는 영향

국 상 훈<sup>1)</sup> · 공 장 식<sup>1)</sup> · 박 세 익<sup>1)</sup> · 배 총 식<sup>\*1)</sup> · 김 장 현<sup>2)</sup>

한국과학기술원 기계공학과<sup>1)</sup> · 현대자동차<sup>2)</sup>

### The Effect of Injection Angle and Nozzle Diameter on HCCI Combustion

Sanghoon Kook<sup>1)</sup> · Jangsik Kong<sup>1)</sup> · Seik Park<sup>1)</sup> · Choongsik Bae<sup>\*1)</sup> · Jangheon Kim<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup>Department of Mechanical Engineering, KAIST, Daejeon 305-701, Korea

<sup>2)</sup>Hyundai Motor Company 772-1, Jangdoek-dong, Hwaseong-si, Gyeonggi 445-706, Korea

(Received 6 March 2006 / Accepted 18 May 2006)

**Abstract** : The effect of injector geometries including the injection angle and number of nozzle holes on homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine combustion has been investigated in an automotive-size single-cylinder diesel engine. The HCCI engine has advantages of simultaneous reduction of PM and NOx emissions by achieving the spatially homogenous distribution of diesel fuel and air mixture, which results in no fuel-rich zones and low combustion temperature. To make homogeneous mixture in a direct-injection diesel engine, the fuel is injected at early timing. The early injection guarantees long ignition delay period resulting in long mixing period to form a homogeneous mixture. The wall-impingement of the diesel spray is a serious problem in this type of application. The impingement occurs due to the low in-cylinder density and temperature as the spray penetrates too deep into the combustion chamber. A hole-type injector (5 holes) with smaller angle (100°) than the conventional one (150°) was applied to resolve this problem. The multi-hole injector (14 holes) was also tested to maximize the atomization of diesel fuel. The macroscopic spray structure was visualized in a spray chamber, and the spray penetration was analyzed. Moreover, the effect of injector geometries on the power output and exhaust gases was tested in a single-cylinder diesel engine. Results showed that the small injection angle minimizes the wall-impingement of diesel fuel that results in high power output and low PM emission. The multi-hole injector could not decrease the spray penetration at low in-cylinder pressure and temperature, but still showed the advantages in atomization and premixing.

**Key words** : HCCI (homogeneous charge compression ignition), Small injection angle, Multi-hole injector

### 1. 서 론

디젤 엔진은 고압축비를 통해 높은 열효율을 얻을 수 있으나, 연소 과정에 있어 착화 지연 기간동안 형성된 예혼합기에서 착화가 일어나고 이후 농후 영역으로의 화염 확산이 일어나므로 이론 공연비 영역에서는 고온 연소로 인한 질소산화물이 농후 영역에서는 입자상물질이 발생하는 문제점이 있다.

이러한 불균질(heterogeneous) 연소에 따른 문제점을 해결하고자 예혼합압축착화(homogeneous charge compression ignition: HCCI) 연소 기술이 도입되었다.<sup>1,2)</sup> 예혼합 압축착화 연소 기술은 조기에 연료를 분사해 완전한 예혼합기를 형성하고, 실린더 압축을 통해 착화시킴으로서 연료가 농후하게 분포하는 영역을 만들지 않아 입자상 물질이 발생하지 않고, 희박 연소하므로 연소 온도가 낮게 되어 질소산화물이 발생하지 않는 장점을 갖고 있다.

\*Corresponding author, E-mail: csbae@kaist.ac.kr

본 연구자들은 예혼합 압축착화 연소 기술을 제어의 자유도가 높은 커먼레일 분사 시스템을 이용하여 직접분사식 디젤 엔진에서 구현한 바 있다.<sup>1,2)</sup> 이를 통해 조기 (100°CA BTDC) 연료 분사를 통한 예혼합기 형성과 저온 연소에 따른 질소산화물의 저감, 그리고 이단 분사법(two-stage injection strategy)을 통한 출력 개선과 연소상 제어의 가능성을 보고하였고, 흡기 가열에 따른 디젤 연료의 기화 촉진 및 화염 가시화를 통한 예혼합 압축착화 연소 특성 분석에 대한 연구를 수행하였다.

본 연구에서는 기존 연구를 통해 해결해야 할 문제점으로 분석된, 조기 연료 분사 시 연료의 벽면 충돌(wall-impingement)을 분석하고자, 커먼레일 분사기(hole-type, mini-sac)의 분사각과 노즐수를 변경하였다. 이를 이용해 거시적인 분무 가시화와 분무 도달거리 계측을 수행하였으며, 벽면 충돌을 최소화 할 수 있는 분사각과 노즐수를 분석하였다. 또한 이러한 분석을 통해 확인한 최적화 인자를 단기통 엔진에서의 출력 및 배기 배출물 측정을 통해 확인하였다.

## 2. 실험 장치 및 실험 방법

실험은 분무 가시화 챔버와 단기통 디젤 엔진에서 수행되었다.

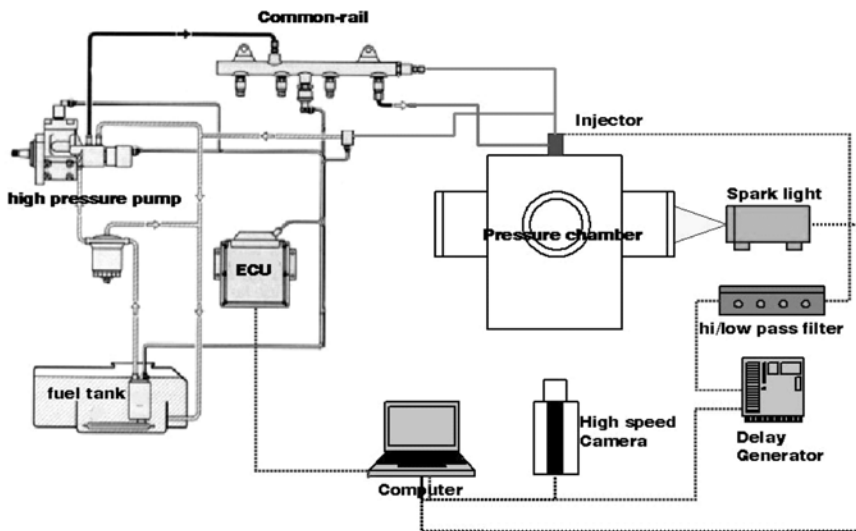


Fig. 1 Schematic diagram of spray -visualization system

## 2.1 분무가시화 챔버 및 분사기

분무 가시화 장치는 Fig. 1에 나타난 바와 같이 챔버에 분사기를 장착하고 커먼레일 연료 분사 시스템을 이용 연료를 분사하면서 빛을 조사하여 챔버의 가시화 창을 통해 거시적 분무 발달을 CCD 카메라로 계측하였다. 이 때 챔버 내 압력은 조기 분사 시기 즉 흡기밸브가 열린 상태와 가까운 대기압 상태로 만들고, 광원은 100 ns 이하의 짧은 간격으로 빛을 조사하였다.

분사각에 대한 정의는 Fig. 2에 나타난 바와 같이 노즐과 노즐 사이의 내부 각도로 하였다. 분무도달 거리는 분무와 실린더 라이너의 충돌을 분석하는데 이용하기 위해 반경 방향 분무도달거리  $P_r$ 과 축 방향 분무도달거리  $P_z$ 로 구분하여 정의하였다.

사용한 분사기는 Table 1에 나타난 바와 같이 상용 분사기인 5공, Sac 타입, 분사각 150° 분사기를

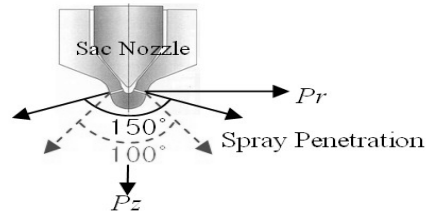


Fig. 2 Definitions of injection angle, radial ( $P_r$ ) and axial ( $P_z$ ) penetrations

Table 1 Injector geometries

Injection angle	No. of Nozzles (Nozzle diameter)
150°	5 (0.168 mm)
100°	5 (0.168 mm)
100°	8 (0.130 mm)
100°	14 (0.1 mm)

기본으로 분사각을 100°로 변화시킨 분사기와 노즐 수를 8, 14개로 변경한 분사기를 사용하였다. 이 때 8, 14공 분사기는 같은 분사 시간에 대해 5공 분사기와 같은 분사량을 유지하도록 노즐 직경을 작게 설계하였다. 이를 통해 기존 연구자들이 보고한 바와 같이 다공 분사기를 통한 짧은 분무도달거리 달성으로 분무의 벽면 충돌을 저감하고, 미립화도 촉진시킬 수 있는 가능성<sup>3)</sup>과 분사각이 작은 분사기를 통한 벽면 충돌 저감<sup>4)</sup>의 효과를 확인하고자 하였다.

## 2.2 엔진 실험

실험에 사용한 엔진과 계측장치를 Fig. 3에 나타내었다. 엔진은 단기통 직접 분사식 디젤 엔진을 예혼합 압축착화 엔진으로 변환한 것으로,<sup>1,2)</sup> Table 2에 나타낸 제원과 같이 498cc 배기량에 18.9 압축비를 적용하고 있다. 연료 분사 장치는 커먼레일 시스템(Bosch)을 사용하였으며 전용 분사기 구동 장

Table 2 Engine specifications

Contents	Value
Engine type	Single-cylinder Direct-injection
Bore × stroke	83 × 92 mm
Volume	498 cc
Compression ratio	18.9

치(TDA 3000H, TEMS Ltd)와 제어 프로그램(Lab-Window 이용) 및 압력 조절 장치(PCV Driver, TEMS Ltd)를 사용하여 연료 분사 압력과 분사량, 분사시기를 제어 하였다. 전기 히터를 장착한 흡기 탱크는 흡기온도 제어에 이용되었다. 배기가스는 광투과식 매연측정기인 Opacimeter(EplusT, OP-120)를 사용하여 입자상 물질 및 미연 연료의 양을 배기가스 탁도인 Opacity 값으로 제시하였고 배기가스측정장치(HORIBA, MEXA1500D)를 이용해 HC, NOx, CO 양을 계측하였다.

엔진 운전 조건은 Table 3에 나타낸 바와 같다. 분사 압력은 미립화 촉진을 통한 출력 상승의 효과가 있는 것으로 보고된 120 MPa의 고압으로 유지하였으며,<sup>1)</sup> 흡기 온도는 디젤 연료의 기화를 촉진하기 위해 160°C로 제어 하였다.<sup>2)</sup> 연료 분사법은 착화 촉진을 통해 출력 증가와 입자상물질 저감을 달성한 이단 분사법을 적용하였다.<sup>1)</sup> 이 때 10 mm<sup>3</sup>의 주 연

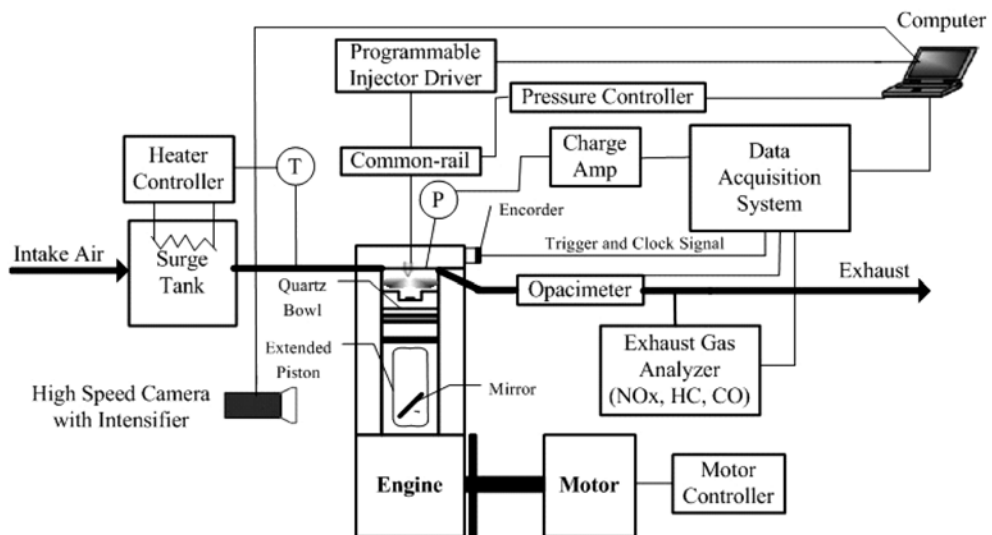


Fig. 3 Schematic diagram of the research engine and experimental facilities

Table 3 Engine operating conditions

Contents	Value
Injection pressure	120 MPa
Intake temperature	160°C
Injection strategy	Two-Stage injection (Main + Second injection)
Injection quantity	11.5 mm <sup>3</sup> (10 mm <sup>3</sup> for Main, 1.5 mm <sup>3</sup> for second injection)
Main fuel injection timing	100~250° CA BTDC
Second fuel unjection timing	20° CA BTDC
Coolant temp.	80°C
Diesel temp.	40°C
Speed	800 rpm

료는 분사시기를 상사점 전 100°부터 250°까지 변화 시키되, 1.5 mm<sup>3</sup>의 착화 연료는 제시된 160°C 흡기 온도에서, 착화 촉진의 효과가 최적화된 것으로 보고한 20°CA BTDC을 적용하였다. 냉각수 온도와 디젤 연료 온도는 다기통 엔진의 열전달 조건을 모사하고자 제어 되었으며 운전 속도는 모터링을 통해 800 rpm으로 고정되었다. 실린더 압력과 배기가스는 150 싸이클의 연소에 대한 평균값으로 제시하였다.

### 3. 실험 결과

#### 3.1 분무 가시화

각 분사기에 대한 분무 가시화와 분무발달거리 계측 결과를 Fig. 4~6에 나타내었다. 분무 발달은 분사기를 측방향에서 바라보았을 때의 결과로 이를 통해 반경 방향 분무발달거리인 Pr을 계측하였다. 각 결과는 모든 노즐에 대한 반경 방향 분무도달거리를 계측하고 이에 대한 평균값을 선으로 제시하였다. Fig. 4~5의 5공 분사기는 노즐간 분무발달거리의 차이가 크지 않은 것은 확인할 수 있다. 그러나 14공의 경우는 홀수 번호 노즐은 분무도달거리가 짧고, 짝수 번호 노즐은 분무도달거리가 길게 계측되었는데, 이는 다공 분사기 구현을 위해 Sac 볼륨 내부에 노즐을 측방향으로 2열 가공한 결과이다. 이 경우에도 모든 노즐에 대한 분무도달거리의 평균을 하나의 선으로 제시하였다.

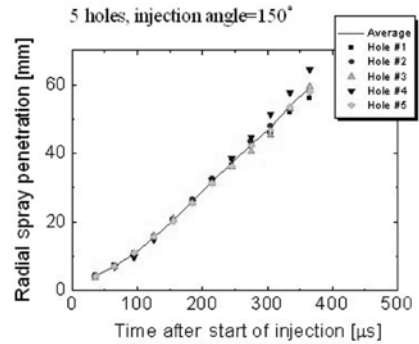
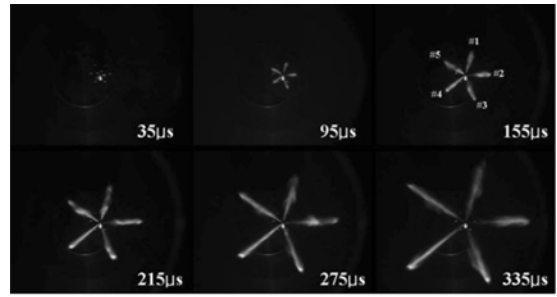


Fig. 4 Radial-direction spray visualization, penetrations for each nozzle and the averaged value of 5 holes, 150° injection angle injector

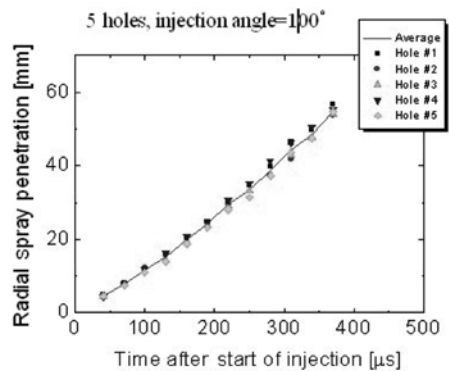
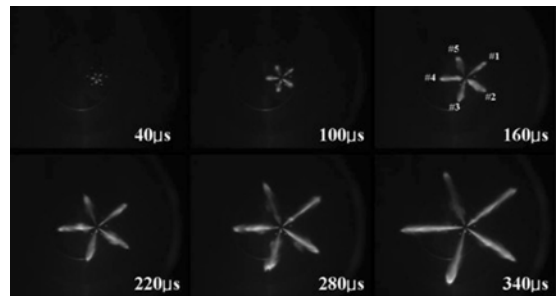


Fig. 5 Radial-direction spray visualization, penetrations for each nozzle and the averaged value of 5 holes, 100° injection angle injector

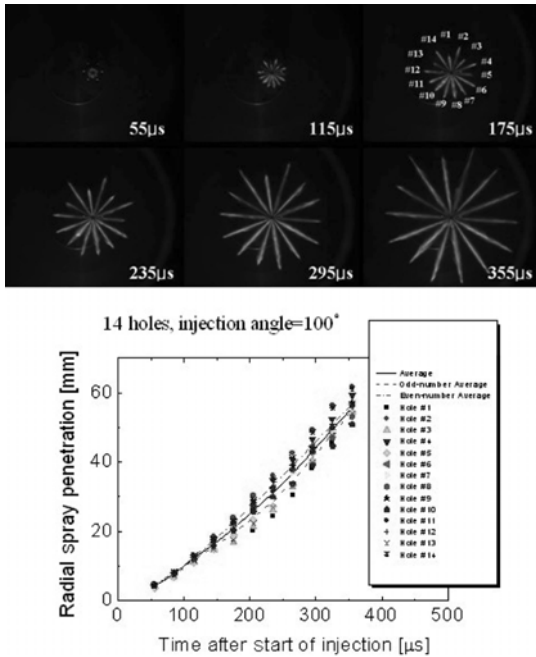


Fig. 6 Radial-direction spray visualization, penetrations for each nozzle and the averaged value of 14 holes, 100° injection angle injector

### 3.2 분무 도달거리 분석

분무가시화를 통해 계측한 반경 방향 분무도달거리 Pr를 이용, 분사각으로부터 삼각법을 통해 Pz를 계산함으로써 이를 분사각과 분공수에 따른 분무도달거리 분석에 이용하였다.

Fig. 7은 분사각에 따른 분무도달거리와 실린더 벽면으로의 분무충돌현상을 분석한 결과이다. 분사기는 5공 분사기를 사용하되 분사각을 150°와 100°로 변경 적용하였으며, 분사각 150° 분사기에 대해서는 직접분사식 디젤 엔진에서 연료를 분사할 때의 실린더 내 높은 밀도 조건을 모사하고 이 때의 분무도달거리도 함께 제시했다.

결과는 직접분사식 디젤 엔진의 경우, 실린더 내 높은 공기 밀도로 인해 분무도달거리가 짧아서 최대도달지점이 피스톤 보울 안에 있고, 분무의 벽면 충돌은 문제시 되지 않음을 보여주고 있다. 그러나 분사각이 150°인 분사기를 예혼합 압축착화 엔진에 적용할 경우, 예혼합기 형성을 위해 적용된 이른 분사 시기 때문에 실린더 내 밀도는 낮게 되고 분무도달거리가 길어지게 됨을 보이고 있다. 결과에는 실

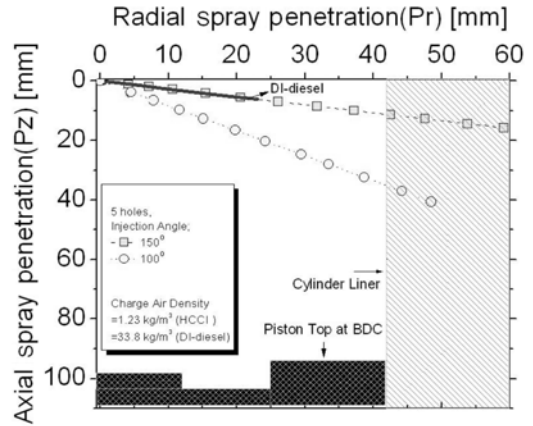


Fig. 7 Radial- and axial-spray penetrations and wall-impingement analysis with injection angle variation

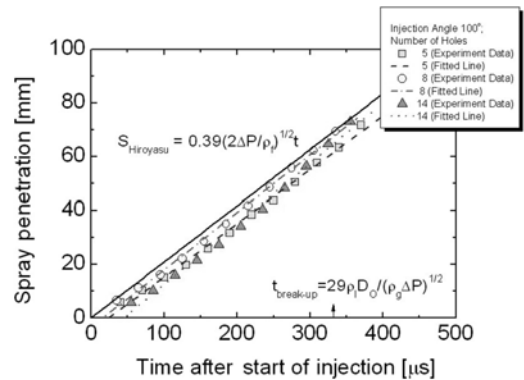


Fig. 8 Spray penetrations with nozzle numbers variation; injection pressure=120 MPa, injection quantity=11.5 mm<sup>3</sup>

험에 사용된 엔진의 피스톤 및 실린더 위치를 함께 보여주고 있는데 이러한 긴 분무도달거리가 분무의 실린더 벽면충돌을 야기함을 알 수 있다. 이에 따라 축방향으로의 분무도달거리는 길게 하되 반경 방향으로의 분무도달거리는 짧게 한 분사각 100° 분사기가 적용되었는데 이를 통해 분무의 실린더 벽면 충돌을 저감할 수 있음을 알 수 있다.

Fig. 8은 낮은 공기 밀도 조건에서 노즐 수에 따른 분무도달거리를 분석한 결과이다. 결과는 노즐 수, 즉 노즐 직경과 상관없이 분무도달거리가 비슷하고, 분사 후 시간에 따라 선형적으로 증가함을 보여주고 있다. 아래에 제시한 기존의 디젤 분무도달거리에 대한 Hiroyasu와 Arai의 실험식<sup>5)</sup>에서도 알 수

있듯이, 주변 공기 밀도( $\rho_g$ )가 낮을 경우 분열길이( $t_{break-up}$ )가 길어져 분무도달거리( $S$ )는 시간( $t$ )에 따라 선형적으로 증가 한다.

$$S = 0.39 \left( \frac{2\Delta P}{\rho_f} \right)^{1/2} t, \quad t < t_{break-up} \quad (1)$$

$$S = 2.95 \left( \frac{\Delta P}{\rho_g} \right)^{1/4} (D_0 t)^{1/2}, \quad t > t_{break-up} \quad (2)$$

where,  $t_{break-up} = \frac{29\rho_f D_0}{(\rho_g \Delta P)^{1/2}}$

식 (1)의 분무도달거리를 Fig. 8에 실험 결과와 함께 도시하였는데, Hiroyasu와 Arai 실험식은 분사 압력( $\Delta P$ )을 최고 분사 압력으로 일정하게 한 데 반해 실제 분사기는 분사중에 분사 압력이 증가하여 최고 분사 압력에 도달하게 되므로( $\Delta P = f(t)$ ) 분무도달거리는 약간 짧게 예측되었으나 비슷한 분무도달거리 안에서 시간에 따른 선형적인 증가가 일치하고 있다. 기존의 직접분사식 디젤 엔진의 실험 조건에서는 분열길이가 짧아 ( $100 \mu s$ 이하) 대부분의 분무도달거리는 노즐 직경( $D_0$ ) 및 시간의 제곱근에 비례하게 되는데 이 경우 다공분사기를 통해 짧은 분무도달거리를 얻을 수 있으나 예혼합 압축착화 운전 조건에서는 다공분사기를 통해 분무도달거리를 짧게 할 수는 없음을 알 수 있다.

### 3.3 출력 및 배기가스

앞서 분석한 분사각과 노즐 수에 따른 영향을 얻은 실험을 통해 확인하였다. Fig. 9가 그 결과로 분사기 변화에 따른 IMEP (Indicated Mean Effective Pressure)와 Opacity 및 NOx 배출 결과를 각 분사 시기에 대해 나타내었다. 결과는 5공 분사기의 분사각을 작게 할 경우 IMEP가 높고, Opacity가 크게 저감되면서도 낮은 NOx 배출이 유지됨을 보여주고 있다. 즉 분무벽면충돌의 저감을 통한 연소효율의 개선의 장점을 확인할 수 있다. 또한 14공 분사기를 적용할 경우, 분무벽면충돌 저감이 어려워 개선의 폭이 크지는 않으나 디젤 연료의 미립화가 촉진되는 효과로 인해, IMEP가 가장 높고 Opacity도 최소값을 보임을 확인할 수 있다.

## 4. 결론

분사각을  $100^\circ$ 에서  $150^\circ$ 까지 변화시키고 노즐 수를 5홀에서 14홀로 변화시키며 가시화 챔버에서의 분무 가시화와 단기통 디젤 엔진(배기량 498 cc)에서의 출력 및 배기가스 계측을 통해, 2 bar의 IMEP, 800 rpm 운전속도 조건에서 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 분사각이 작은 분사기 ( $70^\circ$ )를 통해 분무의 실린더 벽면충돌을 해결하여, 분사각이 큰 분사기 ( $150^\circ$ ) 대비 높은 엔진 출력과 낮은 입자상 물질 및 질소산화물 배출을 달성할 수 있다.

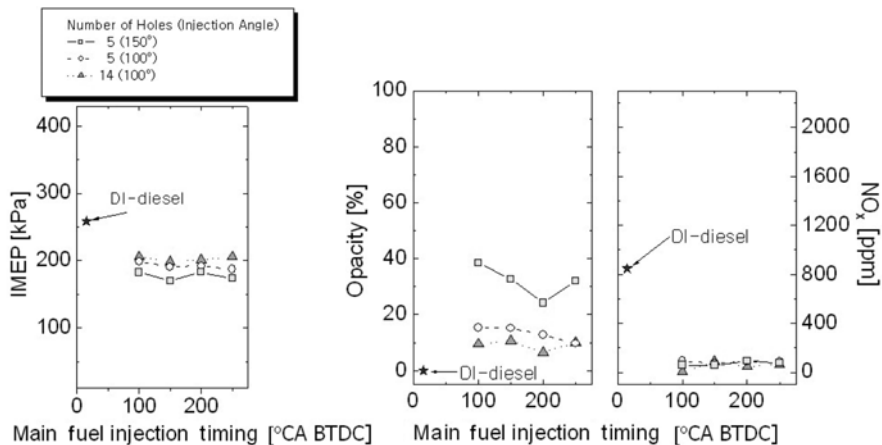


Fig. 9 Effect of injector geometries on IMEP and exhaust gases

- 2) 다공분사기를 통해 분무벽면충돌을 해결할 수는 없으나, 미립화 촉진을 통해 출력과 입자상 물질 및 질소산화물 배출을 개선 할 수 있다.

## 후 기

본 연구는 국가지정연구실사업과 현대자동차의 연구비 지원에 의해 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

## References

- 1) S. Kook, C. Park, W. Choi and C. Bae, "Effects of Two-Stage Injection on Combustion and Exhaust Emission Characteristics in a HCCI Engine," Transactions of KSAE, Vol.12, No.5, pp.32-39, 2004.
- 2) S. Kook and C. Bae, "Combustion Control using Two-Stage Diesel Fuel Injection in a Single-Cylinder PCCI Engine," SAE Transactions: Journal of Engines, Vol.113, Section 3, pp.563-578, SAE 2004-01-0938, 2005.
- 3) H. Akagawa, T. Miyamoto, A. Harada, S. Sasaki, N. Shimazaki, T. Hashizume and K. Tsujimura, "Approaches to Solve Problems of the Premixed Lean Diesel Combustion," SAE 1999-01-0183, 1999.
- 4) B. Walter and B. Gaterllier, "Development of the High Power NADITM Concept Using Dual Mode Diesel Combustion to Achieve Zero NOx and Particulate Emissions," SAE 2002-01-1744, 2002.
- 5) H. Hiroyasu and M. Arai, "Structure of Fuel Sprays in Diesel Engines," SAE 9000475, 1990.