

상용 디젤엔진의 저압 순환 EGR 추가에 대한 성능 평가

왕 태 중^{*1)} · 이 종 윤¹⁾ · 심 의 준¹⁾ · 김 득 상¹⁾ · 이 동 인²⁾

두산인프라코어 기술원¹⁾ · 두산인프라코어 엔진소재BG²⁾

Performance Evaluation on the Addition of Low-pressure Loop EGR in a Commercial Diesel Engine

Tae Joong Wang^{*1)} · Jong Yoon Lee¹⁾ · Eui Joon Shim¹⁾ · Duk Sang Kim¹⁾ · Dong In Lee²⁾

¹⁾Institute of Technology, Doosan Infracore, 39-3 Sungbok-dong, Suji-gu, Yongin-si, Gyeonggi 448-795, Korea

²⁾Engines & Materials BG, Doosan Infracore, 7-11 Hwasu-dong, Dong-gu, Incheon 401-020, Korea

(Received 24 May 2010 / Accepted 29 September 2010)

Abstract : Through this study, the performance evaluation on the addition of low-pressure loop EGR(Exhaust Gas Recirculation) in a 6.0 L commercial diesel engine was carried out using WAVE modeling and simulation. Since the key technology of advanced diesel engine combustion such as low-temperature combustion is to steadily supply high rates of EGR in a wide operating range, the current study could be effectively contribute to the design and development processes of up-to-date diesel engine systems as real-world reference data. The current simulation results show that the system in which low-pressure loop EGR is added shows almost 2.3 times increase in maximum EGR rate at 1000 rpm as well as almost 1.6 times increase at 2200 and 1600 rpm in comparison with an engine system employing high-pressure loop EGR only. Also, both turbocharger axis speed and charging pressure level did not deteriorate due to the addition of low-pressure loop EGR at 2200 and 1000 rpm, but they were fairly decreased at 1600 rpm.

Key words : LTC(Low-Temperature Combustion; 저온연소), EGR(Exhaust Gas Recirculation; 배기재순환), Advanced combustion(신연소), Diesel engine(디젤엔진), Simulation(시뮬레이션)

1. 서 론

전 세계적으로 점점 더 강화되는 디젤 배기 규제에 대응하기 위한 기술개발 경쟁이 치열한 가운데, 2010년 상반기 현재 대부분의 상용엔진 제조사는 향후 On-Road EURO6 및 Off-Road Tier4-Final 규제 대응 기술에 연구개발 역량을 집중하고 있다. 출력 56 kW 이상의 디젤엔진에 대한 이들 규제의 입자상 물질(PM; Particulate Matter)과 질소산화물(NOx; Nitrogen Oxides) 규제치를 요약하면 다음과 같다.¹⁾

- Tier4-Final: PM = 0.02 g/kWh, NOx = 0.4 g/kWh
- EURO6: PM = 0.01 g/kWh, NOx = 0.4 g/kWh

이들 배기 규제에 대한 직접적인 대응을 위해 매연여과장치(DPF; Diesel Particulate Filter), 선택적환원촉매(SCR; Selective Catalytic Reduction) 등의 디젤 후처리장치 기술개발에 관련 산업계 전반의 많은 노력이 기울여지고 있는 한편,²⁻⁵⁾ 디젤엔진 제조사를 중심으로 후처리장치로 인해 유발되는 운영비용 상승, 연비 악화 등의 문제를 최소화하고자 최근 다양한 신연소(Advanced Combustion) 엔진에 대한 연구개발 또한 활발히 진행되고 있다.⁶⁻⁹⁾ 이러한 신연소 기술 중 상용 디젤엔진 적용에 가장 유력하게 고려되는 것은 대용량 배기재순환(EGR; Exhaust Gas Recirculation)을 핵심으로 하는 저온연소(LTC; Low-Temperature Combustion) 기술이다.¹⁰⁻¹⁴⁾

*Corresponding author, E-mail: taejoong.wang@doosan.com

넓은 운전영역에서 안정적인 대용량 EGR 공급을 위해 가장 널리 채택되고 있는 기술은 기존의 고압 순환(HPL; High-Pressure Loop) EGR 이외에 추가적으로 저압 순환(LPL; Low-Pressure Loop) EGR을 이용하는 것이다. HPL EGR은 배출가스를 배기 매니폴드 후단에서 취하여 밸브와 냉각기를 거쳐 흡기 매니폴드 전단으로 공급하므로 EGR 공급라인 양단의 압력차가 상대적으로 크게 반해, LPL EGR은 배출가스를 터빈 후단에서 취하여 밸브와 냉각기를 거쳐 압축기 전단으로 공급하므로 EGR 공급라인 양단의 압력차가 상대적으로 작다. 특히, DPF가 설치된 경우 DPF 후단에서 깨끗한 상태의 배출가스를 취하여 압축기 전단으로 공급하는 경우가 많다.¹⁵⁾

본 논문에서는 두산인프라코어의 6 L급 상용 디젤엔진을 대상으로 대용량 EGR 공급을 위해 LPL EGR을 추가한 시스템의 성능 해석을 수행하였다. 대상 엔진 제원은 Table 1에 요약하였으며, 기존엔진시스템 및 LPL EGR 공급라인에 대해서는 Fig. 1에 도시하였다.

Table 1 Engine specification

Fuel type	Diesel
Number of cylinders	6 (in-line)
Displacement	5.89 liter
Bore × Stroke	100 mm × 125 mm
Aspiration	Turbocharged, Aftercooled
Injection system	High-pressure common rail
Rated power	220 PS @ 2200 rpm
Compression ratio	17.5
Fuel injection timing	0, 2, 9 CAD (BTDC) @ 1000, 1600, 2200 rpm

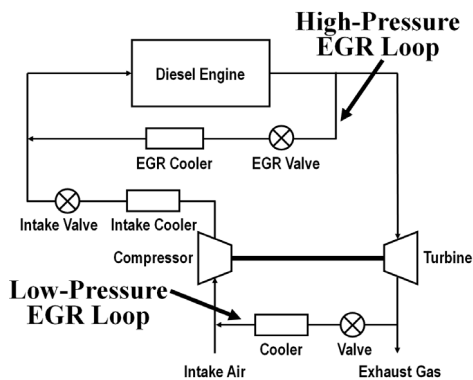


Fig. 1 Schematic of engine system layout

본 연구는 Ricardo 사의 WAVE를 이용한 모델링 및 해석을 통해 수행하였으며, 해석결과 신뢰수준은 엔진동력계 시험결과 대비 엔진동력 기준 3% 이내, 제동평균유효압력(BMEP; Brake Mean Effective Pressure) 기준 4.9% 이내이다.

2. 엔진시스템 모델링

엔진 시뮬레이션 프로그램인 WAVE는 흡, 배기를 포함한 엔진시스템 전체의 유동은 전산유체역학(CFD; Computational Fluid Dynamics) 기법으로, 엔진 내 연소현상은 모델링을 통해 단순화하여 해석을 수행한다. 본 장에서는 디젤엔진의 대용량 EGR 공급 시뮬레이션 수행에 있어 그 신뢰성에 중요한 영향을 미치는 모델들에 대해 설명하였다.

2.1 디젤 연소 모델

WAVE에서 기본적으로 제공하는 디젤연소 모델은 Wiebe 함수를 이용하여 크랭크각에 따라 연소되는 연료량을 입력하도록 되어 있다. 하지만 물리적, 화학적으로 복잡한 과정을 거쳐 일어나는 디젤연소를 수학적 함수의 조합으로 정확하게 나타내기 위해서는 방대한 양의 실험과 보정이 필요하다.

본 연구에서는 디젤연소를 모사하기 위해 실험을 통해 엔진 실린더 내에서 측정된 연소압 선도를 입력 값으로 이용하였다. WAVE 프로그램이 입력 받은 연소압 선도로부터 자체적으로 디젤연소를 모사하는 절차를 요약하면 다음과 같다.¹⁶⁾

- ① 측정 압력선도 입력
- ② 압력, 체적, 기체상수 등의 변화로부터 기체상태 방정식을 이용하여 온도 변화 결정
- ③ 온도 변화로부터 감지 내부에너지(Sensible Internal Energy) 변화 계산
- ④ 체적과 압력선도로부터 팽창일 계산
- ⑤ 실린더 열손실 계산
- ⑥ 감지 내부에너지, 팽창일, 열손실 등으로부터 열역학 제1법칙을 이용하여 열방출량을 나타내는 형성 내부에너지(Formation Internal Energy) 변화 계산
- ⑦ 열방출량으로부터 필요한 연료소비량 계산

2.2 과급기(Turbocharger) 모델

본 모델링에서의 과급시스템은 고정(Fixed) 타입 압축기와 VTG(Variable Turbine Geometry) 타입의 터빈으로 구성되어 있다. VTG는 배출가스 유량에 따라 터빈의 기계적 구조를 다르게 하여 전 운전영역에서 높은 터빈 효율을 유지하도록 하는 기술로 요약할 수 있는데, 이렇게 함으로써 낮은 출력 환경에서 발생하는 터보지연(Turbo-Lag) 등의 문제를 해결할 수 있게 된다. VTG는 통과하는 배출가스 유량 전체를 모두 이용하여 터빈을 돌리기 때문에 배출가스의 일부를 우회(Bypass)시키는 Waste-Gate 타입 터빈에 비해 에너지 회수 측면에서 더 우수하다.

본 연구에선 VTG 모델링을 위해 제조사에서 제공한 깃(Vane) 각(Angle) 별로 성능특성이 다른 다섯 종류의 터빈 맵(Map)을 입력 값으로 사용하였다.

2.3 기타 모델링 및 경계조건

본 연구에서 흡·배기 매니폴드에 대한 모델링은 3D CAD 파일(확장자 .stl)을 WAVE에서 읽어오는 방법을 이용하였다. 또한, 흡·배기에 대해서는 하기 온도와 압력을 경계조건으로 두었다. 여기서 배기 온도와 압력은 DPF 입구 조건 모사를 위해 흡기에 비해 높은 값을 주었다.

- Intake ambient: 압력 = 1.013 bar, 온도 = 298 K
- Exhaust ambient: 압력 = 1.099 bar, 온도 = 673 K

3. 해석 결과 및 고찰

본 논문에서는 2200, 1600, 1000 rpm 각각의 전부 하 조건 하에서 흡기 쓰로틀 밸브를 완전히 연 상태로 다음의 경우에 대한 매개변수 연구(Parametric Study)를 수행하였으며, 각 작동점에서 정상상태 해석결과를 얻었다.

- VTG vane open: 5 cases (30/40/60/80/100%)
- HPL EGR valve plate angle: 4 cases (5/30/45/90°)
- LPL EGR valve plate angle: 4 cases (5/30/45/90°)

아울러, 엔진 속도별 커먼레일 압력 입력 값은 다음과 같이 두었다; 1800bar @ 2200 rpm, 1600 rpm @ 1600 bar, 1100 bar @ 1000 rpm. 또한, WAVE 해석 수행 시 최대 반복계산 횟수는 각 경우당 20회로 두었으며, 반복 계산의 수렴기준으로는 모든 계산 격자

에서의 압력과 속도가 이전 단계 값과 비교하여 1% 내의 변화를 가지는 것으로 두었다.

3.1 LPL EGR 추가에 따른 EGR 공급 성능

LPL 추가 시 엔진 속도별 LPL 밸브개도에 따른 최대 EGR률 변화에 대한 해석결과를 Fig. 2에 도시하였다. 여기서, 종축은 LPL 밸브가 완전히 닫힌 조건에서의 최대 EGR률로 정규화(Normalization)하였다. 결과를 보면, LPL 밸브개도 증가에 따라 최대 EGR률 증가량도 커지며, 낮은 엔진 속도에서 최대 EGR률 증가폭이 더 큰 것을 확인할 수 있다. 이는 Figs. 3~5에 나타낸 바와 같이 엔진 속도가 감소함에 따라 HPL을 통한 유량의 감소는 현저한 반면, LPL을 통한 유량은 변화가 거의 없기 때문이다. Fig. 2를 살펴보면, LPL 추가 시 1600 rpm 및 2200 rpm에서는 HPL만 있을 때 대비 최대 EGR률이 최대 1.6배 이상, 1000 rpm에서는 최대 2.3배 이상 증가하였다.

Table 2에는 Fig. 2의 각 결과에 해당하는 VTG 깃개도율과 HPL 밸브개도를 나타내었다. 이를 보면, VTG 깃이 100%나 80%로 많이 열린 경우가 아니라, 60% 이하인 조건에서 최대 EGR률을 보이는 것을 알 수 있으며, 그 때의 HPL 밸브개도는 5°~90°로 다양하게 나타나는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 2의 결과를 상세히 살펴보기 위해 Figs. 3~5에 HPL 및 LPL 각각을 통한 EGR 유량 및 이들의 합을 엔진 속도별로 나타내었다. 세 결과 모두에서 LPL 밸브개도 증가에 따라 LPL을 통한 EGR 유량은 선형적으로 증가하였고, HPL을 통한 EGR 유량은 비교적 적은 변화폭을 가지고 대체로 감소하는 결

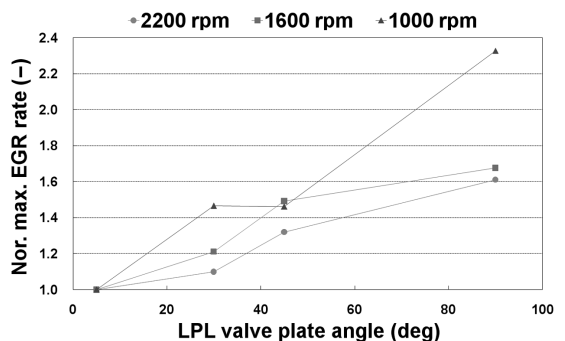


Fig. 2 Normalized maximum EGR rate versus LPL valve plate angle at different engine speed

Table 2 LPL/HPL EGR valve plate angle and VTG vane open yielding maximum EGR rate at different engine speed

Engine speed (rpm)	LPL VPA (deg)	VTG vane open (%)	HPL VPA (deg)
2200	5	60	90
	30	60	90
	45	60	90
	90	40	45
1600	5	40	45
	30	40	45
	45	40	45
	90	60	90
1000	5	30	30
	30	30	30
	45	40	30
	90	40	5

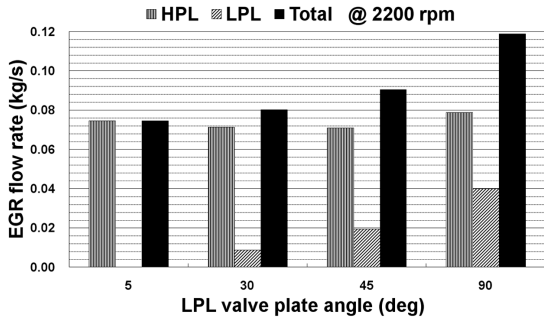


Fig. 3 EGR flow rates through HPL and LPL versus LPL valve plate angle at 2200 rpm

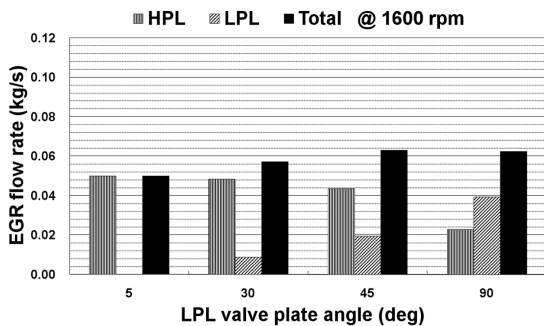


Fig. 4 EGR flow rates through HPL and LPL versus LPL valve plate angle at 1600 rpm

과를 보였으며(그러나 2200 rpm에서 LPL 밸브개도가 45°에서 90°로 증가한 경우는 HPL을 통한 EGR 유량 증가), 총 EGR 유량은 대체로 증가하는 결과를 보였다.

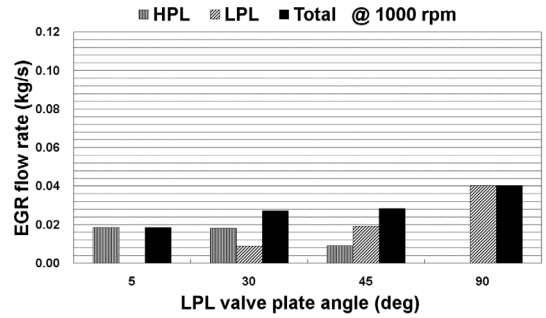


Fig. 5 EGR flow rates through HPL and LPL versus LPL valve plate angle at 1000 rpm

Figs. 3~5의 결과를 엔진 속도별로 비교해 보면, 엔진 속도가 감소할수록 총 EGR 유량이 감소하고 있음을 알 수 있다. 이는 저속에서 HPL을 통한 EGR 유량의 감소가 주요 원인인데, 엔진 속도가 감소하면 엔진으로 유입되어 연소에 참여하는 공기 유량이 줄어들고 배기압력이 낮아져 결국 HPL 양단의 압력 차가 적어지기 때문이다.

동일한 엔진 속도에서 LPL 밸브개도가 증가하면 HPL을 통한 EGR 유량이 감소하는 이유를 알아보기 위해 엔진시스템 주요 관로의 유량 및 압력 등을 비교하여 살펴보았는데, LPL 밸브개도 증가에 따라 엔진 연소실 내로 유입되는 총 EGR량이 늘어나고 이로 인해 연소가 나빠져서 배출가스 에너지를 낮추어 터빈의 회전속도가 줄어드는 것으로 나타났다. 이는 압축기 회전속도를 느리게 하여 흡입되는 신기(Fresh Air)의 양을 줄이고 결국 흡기 매니폴드 입구를 통과하는 신기와 EGR을 합한 총 유량이 감소하게 된다. 따라서 연소 후 배출되는 배출가스의 절대량 자체가 줄어들기 때문에 HPL을 통해 회수되는 EGR량도 줄어들게 되는 것이다.

아울러 HPL 양단 사이의 압력차도 확인해 보았는데, LPL 밸브개도의 증가에 따라 일정한 경향성을 보이지 않았으므로 양단의 압력차가 HPL을 통한 EGR 유량 감소에 직접적인 원인이 되는 것이 아님을 알 수 있었다.

특기할 만한 사항으로는, 2200 rpm에서 LPL 밸브개도 90°일 때는 Table 2에서 보듯이 HPL 밸브개도가 45°만 열린 조건에서 EGR 유량이 최대로 나타났는데, HPL 밸브개도가 90°로 완전히 열린 경우는 과

다한 EGR로 인해 연료소비율 및 BMEP 측면에서 수용 가능한 정상적인 디젤엔진 연소가 일어나지 않는 것으로 나타났다. 같은 이유로 1600 rpm에서는 LPL 밸브개도 5°~45° 구간에서 HPL 밸브개도 45°일 때 최대 EGR률을 보였다. 아울러 1600 rpm 결과를 보면, LPL 밸브개도가 45°에서 90°로 증가함에 따라 Fig. 2에 보인 것처럼 EGR률은 증가하지만 Fig. 4에서 보듯 총 EGR 유량은 감소하는 것을 알 수 있는데, 이는 LPL 밸브개도 증가와 함께 유입되는 신기의 양이 감소했기 때문이다. 1000 rpm 결과에서는, Table 2에서 보듯이 대체로 HPL 밸브가 5°~30°로 적게 열린 경우에 최대 EGR률이 나타나는데, HPL 밸브개도가 45° 이상으로 열리게 되면 역시 과도한 EGR 유량의 공급으로 인해 정상적인 디젤 연소가 이루어지지 않았다.

3.2 LPL EGR 추가에 따른 과급 성능

해석결과를 바탕으로 LPL 추가의 경우 과급 성능을 살펴보기 위해 Fig. 6에 LPL 밸브개도 변화에 따른 과급기 축의 회전속도 변화를, Fig. 7에는 압축기 출구 압력 변화를 나타내었다. Figs. 6~7을 비교해 보면, 과급기 축의 회전속도가 공기 압축 성능에 직접적인 영향을 미치기 때문에 매우 유사한 결과를 보이는 것을 알 수 있다.

Fig. 6을 보면, 2200 rpm 및 1000 rpm에서는 LPL 밸브개도 증가에 따라 과급기 축의 회전속도가 감소하지 않는 것으로 나타났다. 아울러 동일한 엔진 속도에서 Fig. 7을 보면, LPL 밸브개도 증가에 의해 EGR 공급이 증가하더라도 과급 압력이 크게 감소하지 않거나 오히려 증가하는 것을 알 수 있다. 이는 통상 알려진 바와 같이 넓은 운전영역에서 꾸준한 과급을 가능케 하는 LPL EGR의 특성과 일치한다.¹⁵⁾ 그러나, 1600 rpm에서는 과급 성능이 다소 나빠진 것을 확인할 수 있는데, 이는 앞서서도 언급한 바와 같이 LPL 밸브개도 증가에 따라 엔진 배출가스의 절대량 자체가 줄므로 터빈으로 유입되는 가스량이 감소했기 때문이다. 이에 대해서는 Fig. 4에서 LPL 밸브개도 30° 이후로 LPL 밸브개도 증가에 따라 HPL을 통한 EGR 유량이 비교적 큰 폭으로 줄어든 것으로부터도 확인할 수 있다.

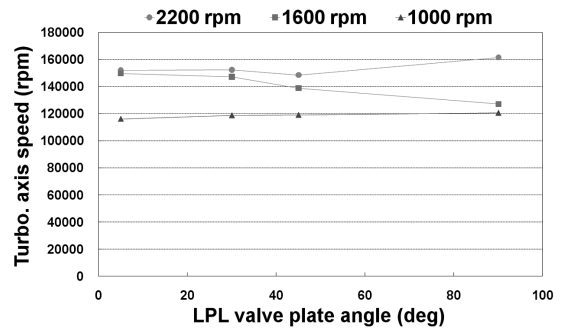


Fig. 6 Turbocharger axis speed versus LPL valve plate angle

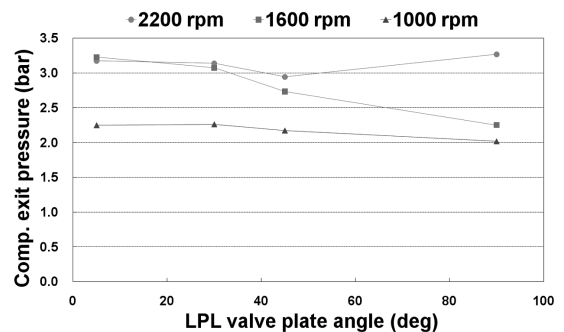


Fig. 7 Compressor exit pressure versus LPL valve plate angle

4. 결론

본 논문에서는 WAVE 모델링 및 해석을 통해 두 산인프라코어 6L급 디젤엔진을 기반으로 대용량 EGR 공급이 가능하도록 LPL EGR 공급라인을 추가로 장착한 시스템에 대해 성능평가를 수행하였다. 최근 관심이 집중되고 있는 디젤 저온연소와 같은 신연소 엔진기술의 핵심은 대용량 EGR의 안정적 공급이라 할 수 있는 바, 본 논문을 통해 제시된 결과는 저온연소 디젤 엔진시스템의 설계 및 개발에 유용하게 적용될 수 있을 것으로 사료된다. 아울러 실제 제품화를 위해서는 EGR 공급라인을 통한 PM에 의한 부품계 오염 대책 및 EGR 냉각기를 통한 온도 제어 등도 선결되어야 할 중요한 부분이므로 향후 연구 개발이 필요할 것으로 여겨진다. 이상의 내용을 정리하여 요약하면 다음과 같다.

- 1) LPL EGR 추가를 통해, HPL EGR만 있는 경우에 비하여 2200 rpm 및 1600 rpm에서는 최대 1.6배 이상, 1000 rpm에서는 최대 2.3배 이상의 최대 EGR를 증가를 나타내었다.

- 2) LPL EGR 추가의 경우, 2200 rpm 및 1000 rpm에서는 HPL EGR만 있는 경우에 비해 과급기 축의 회전속도와 과급 압력 등이 별로 감소하지 않거나 오히려 증가하였으나, 1600 rpm에서는 다소 감소한 결과를 보였다.

후 기

본 연구는 지식경제부 산업원천기술개발사업의 지원으로 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

References

- 1) <http://www.dieselnet.com/standards/>
- 2) Y. He, D. Brown, S. Lu, M. Paratore and J. Li, "Opportunities and Challenges for Blended 2-Way SCR/DPF Aftertreatment Technologies," SAE 2009-01-0274, 2009.
- 3) M. Schaefer, L. Hofmann, P. Girot and R. Rohe, "Investigation of NOx- and PM-reduction by a Combination of SCR-catalyst and Diesel Particulate Filter for Heavy-duty Diesel Engine," SAE 2009-01-0912, 2009.
- 4) N. Singh, C. Rutland, D. Foster, K. Narayanaswamy and Y. He, "Investigation into Different DPF Regeneration Strategies Based on Fuel Economy Using Integrated System Simulation," SAE 2009-01-1275, 2009.
- 5) R. Cloudt, F. Willems and P. van der Heijden, "Cost and Fuel Efficient SCR-only Solution for Post-2010 HD Emission Standards," SAE 2009-01-0915, 2009.
- 6) D. Hou, H. Zhang, Y. Kalish, C. Lee and W. L. Cheng, "Adaptive PCCI Using Micro-Variable Circular-Orifice (MVCO) Fuel Injector - Key Enabling Technologies for High Efficiency Clean Diesel Engines," SAE 2009-01-1528, 2009.
- 7) X. He, R. Durrett and Z. Sun, "Late Intake Valve Closing as an Emissions Control Strategy at Tier 2 Bin 5 Engine-Out NOx Level," SAE 2008-01-0637, 2008.
- 8) Y. Huang and J. Leet, "Investigation of In-Cylinder NOx and PM Reduction with Delphi E3 Flexible Unit Injectors on a Heavy-Duty Diesel Engine," SAE 2008-01-1792, 2008.
- 9) M. Sjoberg and J. E. Dec, "An Investigation into Lowest Acceptable Combustion Temperatures for Hydrocarbon Fuels in HCCI Engines," Proc. Combust. Inst., Vol.30, pp.2719-2726, 2005.
- 10) C. P. Koci, Y. Ra, M. Andrie, R. Krieger, D. Foster, R. M. Siewert and R. Durrett, "Multiple Event Fuel Injection Investigations in a Highly-Dilute Diesel Low Temperature Combustion Regime," SAE 2009-01-0925, 2009.
- 11) J. T. Kashdan, P. Anselmi and B. Walter, "Advanced Injection Strategies for Controlling Low-temperature Diesel Combustion & Emissions," SAE 2009-01-1962, 2009.
- 12) D. S. Kim, I. Ekoto, W. F. Colban and P. C. Miles, "In-Cylinder CO and UHC Imaging in a Light-duty Diesel Engine during PPCI Low-Temperature Combustion," SAE 2008-01-1602, 2008.
- 13) S. H. Cho, K. C. Oh and C. B. Lee, "Characteristics of Low Temperature Combustion in Single Cylinder Engine by High EGR Rate," Transactions of KSAE, Vol.17, No.4, pp.79-85, 2009.
- 14) E. J. Shim, S. W. Han, J. Y. Jang, J. S. Park and C. S. Bae, "Expansion of Operating Range and Reduction of Engine Out Emission in Low Temperature Diesel Combustion with Boosting," Transactions of KSAE, Vol.17, No.5, pp.31-38, 2009.
- 15) Korea Auto Forum, A White Paper on Automobile and Environment, 2007.
- 16) Ricardo, WAVE 8.0 Help System.