

## 직분식 디젤엔진에서 엔진 매개변수들이 NO 및 soot 배출에 미치는 영향에 대한 수치해석 연구

### Parametric Study for Reducing NO and Soot Emissions in a DI Diesel Engine by Using Engine Cycle Simulation

함 윤 영\*, 전 광 민\*\*  
Yun Young Ham, Kwang Min Chun

#### ABSTRACT

Engine cycle simulation using a two-zone model was performed to investigate the effect of the engine parameters on NO and soot emissions in a DI diesel engine. The present model was validated against measurements in terms of cylinder pressure, BMEP, NO emission data with a 2902cc turbocharger/intercooler DI diesel engine. Calculations were made for a wide range of the engine parameters, such as injection timing, ignition delay, intake air pressure, inlet air temperature, compression ratio, EGR. This parametric study indicated that NO and soot emissions were effectively decreased by increasing intake air pressure, decreasing inlet air temperature and increasing compression ratio. By retarding injection timing, increasing ignition delay and applying EGR, NO emission was effectively reduced, but the soot emission was increased.

Key words : DI diesel engine(직분식 디젤엔진), EGR(배출가스재순환), Cycle simulation(사이클 시뮬레이션), NOx(질소산화물), Injection timing(분사시기), Ignition delay(점화지연기간), Intake air pressure(흡기압력), Inlet air temperature(흡기온도), Compression ratio(압축비)

#### 1. 서 론

최근 지구온난화문제가 심각해지면서 대표적 온실가스인 이산화탄소를 저감하려는 노력이 구체화되고 있다. 이에 따라 가솔린엔진에 비해 열효율이 높고 연료소모율이 적어 이산화탄소의 발생이 적은 디젤엔진을 대상으로 더욱 연비를 향상시키려는 기술적 역량이 집중되고 있다. 한편 대기오염의 주범으로 인식되고 있는 디젤

엔진은 최근 커먼레일 연료분사시스템(common rail fuel injection system), 터보차저/인터쿨러(turbocharge intercooler), 배출가스재순환기술(exhaust gas recirculation, EGR)등의 개발을 통해 대표적인 오염물질인 NOx(질소산화물)나 PM(입자상물질)이 많이 감소되어 서유럽을 중심으로 디젤엔진의 수요가 급속히 늘어나고 있다. 그러나 디젤엔진에서 아직 질소산화물과 입자상물질이 가솔린엔진보다 많은 단점이 있으며, 이에 대한 배출가스규제도 점점 강화되고 있는 실정이다.

\* 회원, 우석대학교 자동차공학과

\*\* 회원, 연세대학교 기계공학과

NOx와 PM은 많은 엔진설계인자들에 의해 영향을 받는데 일반적으로 NOx 저감 기술은 PM의 증가를 초래하고, 반대로 PM 저감 기술은 NOx의 증가를 유발하기 때문에 양자를 동시에 줄이는 것은 강화된 배출가스규제에 대응하는데 있어 어려운 문제이다. NOx와 PM의 동시 저감을 위해서는 우선 엔진설계나 작동조건과 관련된 개개의 엔진 매개변수(engine parameters)들의 영향을 연구하는 것이 필요하며 이를 통해 배출가스규제를 만족할 수 있도록 각 매개변수들의 최적화된 조합을 구성하는 것이 필요하다.<sup>1-5)</sup> 이러한 연구를 하는데 있어 수치적 방법은 실험적 방법에 비해 시간과 비용이 절감될 뿐만 아니라 실험적으로 구현하기 어려운 운전조건에서도 연소 및 배출가스 특성을 예측하는 것이 가능하다.<sup>6)</sup> 특히 연소모델링에서 연소실을 기연영역과 미연영역으로 분리하여 계산하는 2영역모델은 단일영역모델에 비해 연소실내의 온도와 압력에 민감한 NO나 soot의 발생을 예측하는데 적합하며 계산시간도 길지 않은 장점이 있다.<sup>7-9)</sup>

본 연구에서는 2902cc 직분식 디젤엔진을 대상으로 2영역모델을 통한 엔진 사이클 시뮬레이션을 통해 연료분사시기(injection timing), 점화지연기간(ignition delay period), 흡입공기압력(intake air pressure), 흡입공기온도(inlet air temperature), 압축비(compression ratio), EGR(exhaust gas recirculation) 등 각 엔진 매개변수의 변화가 연소특성 및 NO, soot의 배출에 미치는 영향을 조사하였다.

## 2. 모델의 구성

본 연구는 Assanis<sup>6)</sup>가 과급디젤엔진에 대해 수행한 수치해석연구를 기본으로 하였다. 모델의 기본방정식은 개방시스템에 대한 질량보존방정식과 에너지 보존방정식이며 연료질량에 대한 보존방정식은 공연비 변화에 대한 미분방정식의 형태로서, 그리고 에너지 보존방정식은 온도 변화에 대한 미분방정식의 형태로 표시된다. 본

연구에서는 연소영역을 기연영역과 미연영역으로 나누어 각 영역에서의 연소가스온도를 구하였다.<sup>8)</sup> 각 영역의 압력은 동일한 것으로 가정하며, 기연영역의 가스질량은 기연연료(burned fuel)와 유입공기(entrained air)의 질량 합으로 고려하였다. 흡기 및 배기밸브를 통과하는 질량유량은 준정상, 단열, 1차원유동으로 가정하여 계산하였으며<sup>1)</sup> 연소모델은 예혼합 및 혼합조절 연소구간에서의 질량연소율을 Watson<sup>10)</sup>이 제안한 실험관계식으로 계산하였다. 디젤엔진의 열전달은 실린더내 난류유동에 의한 실린더벽으로의 강제대류열전달과 화염 및 burning soot 입자로부터의 복사열전달의 합으로 구해지며 대류열전달계수는 정상상태 난류 관류유동에 대한 Reynolds-Nusselt수 상관관계식을 사용하여 구하였다. 열전달모델에서 요구되는 특성속도와 특성길이를 구하기 위해 Mansouri<sup>11)</sup>와 Poulos등<sup>12)</sup>이 제안한 zero dimensional energy cascade 난류모델을 사용하였다. 제동유효압력은 도시유효압력으로부터 마찰유효압력을 제하여야 한다. 본 연구에서는 Millington과 Hartles<sup>13)</sup>가 제안한 마찰손실 관계식을 사용하였다. 본 연구의 목적인 배출가스 예측에 대한 모델로서는 NO의 생성에 대해서는 Extended Zeldovich 모델을 사용하였고<sup>8)</sup> soot의 발생은 Hiroyasu<sup>14)</sup>가 개발한 soot 모델을 사용하였는데, soot의 질량변화율은 soot 생성률과 산화율의 차로써 계산된다.

본 모델에 대한 자세한 설명은 참고문헌<sup>16)</sup>에 기재되었다.

## 3. 결과 및 고찰

### 3.1 계산결과의 검증

시뮬레이션 모델의 검증을 위해 계산결과를 실험결과와 비교하였다. 실험은 터보차저/인터쿨러가 있는 2902cc 직렬 4기통 DOHC 직분사식 디젤엔진에서 수행되었으며 주요 제원은 Table 1과 같고 엔진작동조건은 Table 2와 같다.<sup>17)</sup> Fig.1은 2000rpm, 75% load, EGR 0%의 조건

에서 계산한 연소실압력을 동일조건에서의 실험결과와 비교한 것으로 비교적 잘 맞음을 알 수 있다. Fig. 2와 Fig. 3는 2000rpm, 75% load조건에서 EGR률을 변경시키면서 제동유효압력(BMEP), 평균공연비(overall A/F), NO 배출량의 실험값과 동일조건에서 계산한 결과를 비교한 것이다. 계산 결과는 실험결과와 큰 오차없이 비교적 잘 맞음을 확인할 수 있는데 EGR률이 증가하면 BMEP는 다소 감소하며, 공연비는 흡입공기의 상대적인 감소로 인해 줄어드는 경향을 보여준다. NO의 배출은 EGR률에 따라 감소함을 알 수

있다. 이와 같이 동일조건에서 실험결과와의 비교를 통한 모델링의 유효성을 검증한 후 여러 엔진매개변수들의 영향을 예측하였다.

### 3.2 Parametric study

연료분사시기, 연소지연기간, 흡입공기압력, 흡입공기온도, 압축비, EGR의 인자들이 연소특성 및 NO, soot의 배출에 미치는 영향을 조사하였다. 계산결과는 모두 2000rpm, 75% load 조건에서 수행되었다.

#### 3.2.1 연료분사시기

연료분사시기를 BTDC 6°, 8°, 10°, 12°로 변화시키면서 계산을 수행하였으며, 분사시기만의 영향을 살펴보기 위하여 점화지연기간은 모두 6° CA로 하였다. Fig. 4(a)는 분사시기에 따른 토크와 연료소비율(BSFC)의 변화이다. 분사시기가 지연되면 토크는 감소하고 연료소비율은 증가하는 경향을 가지며 분사시기가 BTDC 12°에서 6°로 지연될 때 연료소비율은 6% 증가한다. Fig. 4(b)는 분사시기변화에 따른 연소압력분포

Table 1 Engine specification

Combustion	Direct injection
Induction type	Turbo charger/ Intercooler
Displacement Volume	2902cc
Bore × Stroke	97.1 × 98(mm)
Compression ratio	17.5
Valve timing	TIVO : BTDC 26° TIVC : ABDC 506° TEVO : BBDC 50° TEVC : ATDC 10°

Table 2 Engine operation condition

Engine speed	2000 rpm
Engine load	75%
Intake air temperature	328K
Inlet air pressure	162 kPa
Injected fuel	49.1 mg/cycle
Water temperature	85 °C

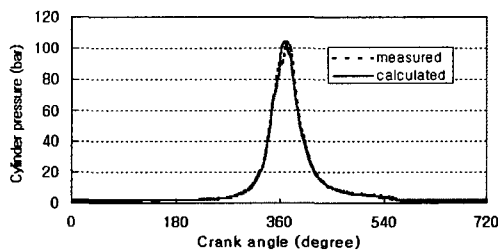


Fig. 1 Comparison of measured and calculated cylinder pressure for 2000rpm, 75% load

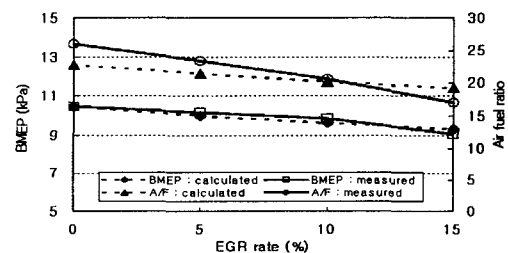


Fig. 2 Comparison of measured and calculated BMEP, air fuel ratio for various EGR rate

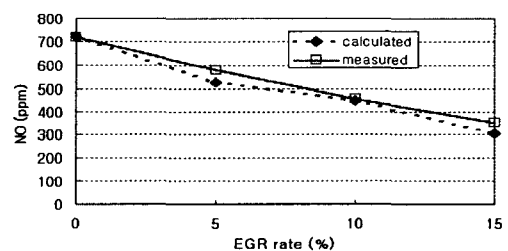


Fig. 3 Comparison of measured and calculated NO emissions for various EGR rate

를 나타낸 것으로 분사시기가 지연될수록 연소 압력은 감소하는 경향을 보이는데 이는 상사점에 도달되는 시간이 짧아져 이후 연소실 팽창으로 인해 연소압력상승효과를 상쇄시키기 때문이다. 그리고 Fig. 4(c)는 2영역모델을 이용하여 계산한 기연영역의 가스온도분포인데 분사시기가 지연될수록 최고온도는 감소함을 알 수 있다. Fig. 4(d)는 크랭크앵글에 따른 NO의 변화를 각 분사시기에서 계산한 결과로 NO는 대부분이 연소초기에 발생하는 것을 알 수 있고 분사시기가 늦을수록 NO의 생성은 저감되는 것을 알 수 있다. 분사시기가 BTDC 12°에서 6°로 지연될 때

NO는 약 14% 저감된다. Fig. 4(e)는 크랭크앵글에 따른 soot의 변화를 각 분사시기에서 계산한 결과이다. soot의 발생량은 생성량(formation)에서 산화량(oxidation)을 제한 값으로 분사시기가 빠를수록 soot의 생성량은 증가하지만 산화량 또한 커서 그 차이로서 계산되는 발생량은 분사시기가 빠를수록 저감되는 경향을 갖는다. 연료분사시기를 지연시키는 방법은 NO의 발생을 저감시키는 효과적인 방법이지만 soot 증가와 연료소비율 증가의 문제가 따르므로 최적화가 필요함을 알 수 있다.

### 3.2.2 점화지연기간에 따른 변화

점화지연기간은 보통 연료의 세탄가를 높여 감소시킬 수 있다. 본 연구에서는 연료분사시기를 BTDC 12°로 일정하게 하고 점화지연기간을 6°, 8°, 10°, 12°로 변화시켜 그 효과를 살펴보았다. Fig.5(a)는 점화지연기간에 따른 토크와 연료소비율(BSFC)의 변화이다. 점화지연기간이 길면 토크는 감소하고 연료소비율은 증가하는 경향을 가지며 6°에서 12°로 길어질 때 연료소비율은 1.7% 증가한다. Fig. 5(b)는 연소모델을 통

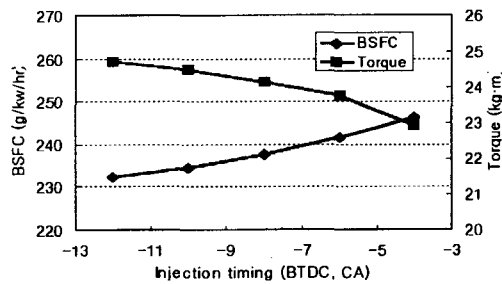


Fig. 4(a) Effect of injection timing on fuel economy (BSFC) and engine torque

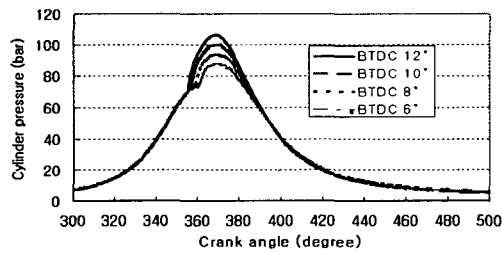


Fig. 4(b) Effect of injection timing on cylinder pressure

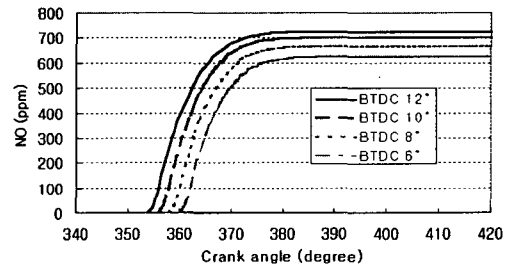


Fig. 4(d) Effect of injection timing on NO emission

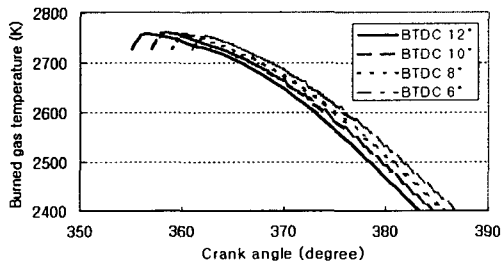


Fig. 4(c) Effect of injection timing on burned gas temperature

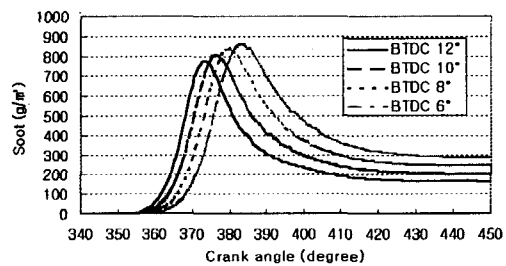


Fig. 4(e) Effect of injection timing on soot production

해 계산한 열방출률의 변화로 점화지연기간이 길어지면 연소가 늦게 시작되고 예혼합연소의 비중이 상대적으로 커지게 됨을 알 수 있다. Fig. 5(c)는 기연영역의 온도분포로 점화지연기간이 길수록 최고온도는 낮아짐을 보인다. Fig. 5(d)는 크랭크앵글에 따른 NO의 변화를 계산한 결과로 점화지연기간이 길수록 NO의 발생이 저감됨을 알 수 있다. 점화지연기간이 6°에서 12°로 길어질 때 NO는 약 38% 저감된다. soot의 경우는 Fig. 5(e)에서 보는 바와 같이 점화지연기간이 짧을수록 적게 배출되는데 NO에 비해서는 그 영향이 크지 않음을 알 수 있다. 보통 세탄가 향상제를

이용하는 방법등을 통해 점화지연기간을 단축시키는 방법은 엔진성능향상 및 연료소비율의 감소, soot 저감등의 효과가 있으나 NO가 증가하는 문제가 있음을 알 수 있다.

### 3.2.3 흡기압력에 따른 변화

Fig. 6(a)는 흡기압력에 따른 토크와 연료소비율(BSFC)의 변화이다. 흡기압력이 높으면 토크는 증가하고 연료소비율은 감소하는 경향을 가지며 흡기압력이 152kPa에서 182kPa로 높아질 때 연료소비율은 5.8%로 크게 감소한다. Fig. 6(b)는 흡기압력변화에 따른 연소압력분포를 나타낸 것으로 흡기압력이 증가하게 되면 흡입, 압축, 연소과정 전반에 걸쳐 압력이 높음을 알 수 있다. 그러나 연소온도의 경우는 Fig. 6(c)에서 보듯이 흡기압력이 증가하게 되면 연소온도는 연소과정 전반에 걸쳐 크게 낮아지는데 이는 흡기압력의 증가로 흡입공기의 열용량이 증가하기 때문인 것으로 판단된다. 흡기압력 10kPa 증가로 연소온도는 약 45℃정도 저감됨을 보인다. Fig. 6(d)는 크랭크앵글에 따른 NO의 변화를 나

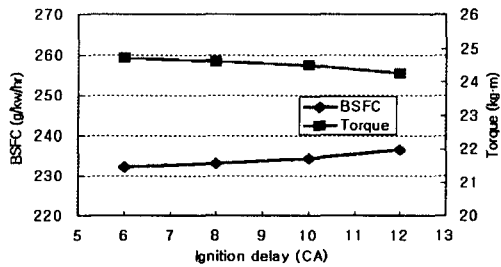


Fig. 5(a) Effect of ignition delay on fuel economy (BSFC) and engine torque

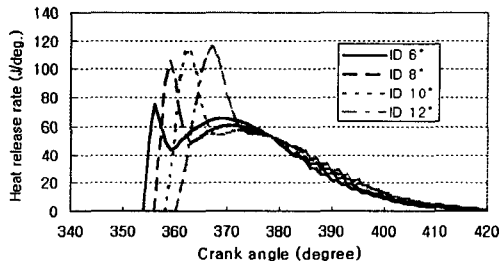


Fig. 5(b) Effect of ignition delay on heat release rate

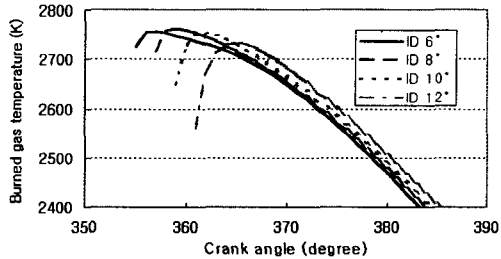


Fig. 5(c) Effect of ignition delay on burned gas temperature

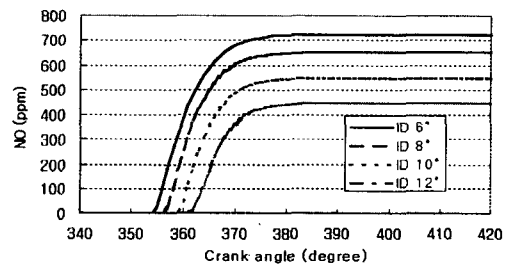


Fig. 5(d) Effect of ignition delay timing on NO emission

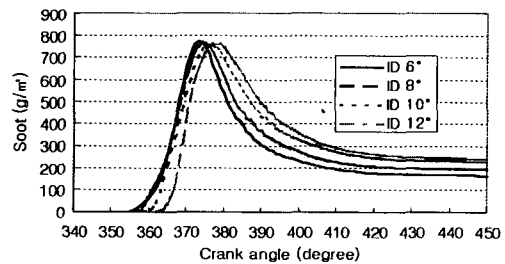


Fig. 5(e) Effect of ignition delay on soot production

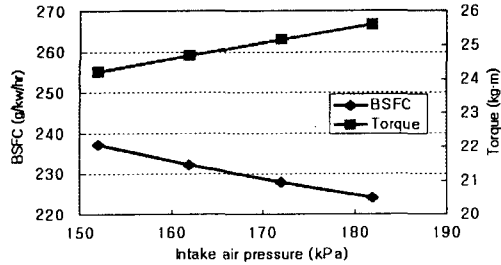


Fig. 6(a) Effect of intake air pressure on fuel economy (BSFC) and engine torque

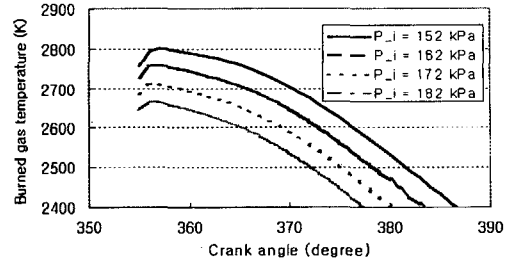


Fig. 6(c) Effect of intake air pressure on burned gas temperature

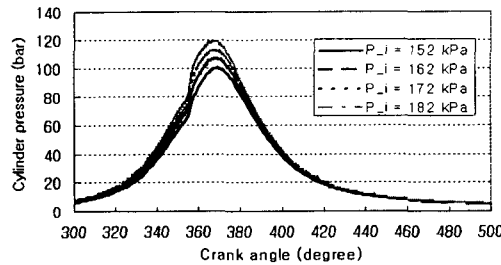


Fig. 6(b) Effect of intake air pressure on cylinder pressure

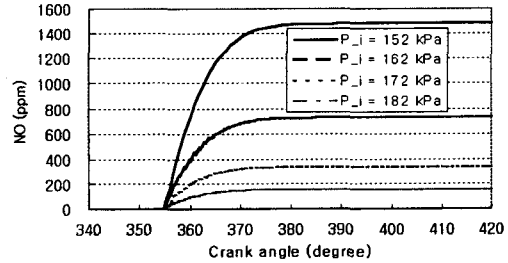


Fig. 6(d) Effect of intake air pressure on NO emission

타낸 것으로 흡기압력이 증가하게 되면 연소온도가 낮아지게 되므로 NO는 감소하는 것을 알 수 있다. 흡기압력이 162kPa에서 172kPa로 증가시 NO는 약 50% 저감됨을 보인다. 그리고 soot의 경우는 Fig. 6(e)에서와 같이 흡기압력이 증가하면 NO의 경우와 같이 감소하는 경향이 있으나 그 효과는 미미한 수준이다. 일반적으로 흡기압력을 증가시키는 방법은 터보차저를 적용하는 것이다. 흡기압력의 증가는 토크증가와 연료소비율의 저감뿐만 아니라 NO, soot의 저감에도 우수한 효과가 있음을 알 수 있다.

### 3.2.4 흡기온도에 따른 변화

흡기온도를 298K, 308K, 318K, 328K로 변화시 그 효과를 조사하였다. Fig. 7(a)는 흡기온도에 따른 토크와 연료소비율(BSFC)의 변화이다. 흡기온도가 높게 되면 토크는 감소하고 연료소비율은 증가하는 경향을 가지며 흡기온도가 298K에서 328K로 높을 때 연료소비율은 2.5% 증가한다. Fig. 7(b)는 흡기온도변화에 따른 연소압력분

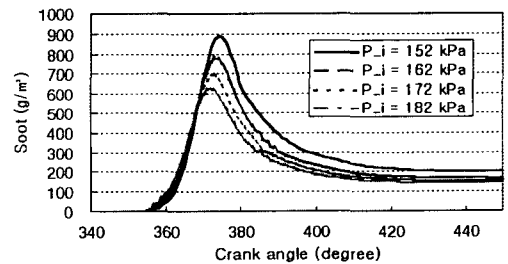


Fig. 6(e) Effect of intake air pressure on soot production

포로 흡기온도가 낮을수록 연소압력이 다소 높은 경향을 갖음을 알 수 있다. 이는 온도저하에 따른 밀도증가로 체적효율 향상에 기인한 것으로 보인다. 그리고, Fig. 7(c)는 연소온도분포를 나타낸 것으로 흡기온도가 낮을수록 연소온도도 낮아짐을 알 수 있는데 흡기온도 10℃ 낮아질 때 연소온도는 약 25℃ 낮아지는 수준이다. 흡기온도가 낮아지면 연소온도도 낮아지는 결과를 가져오기 때문에 NO의 발생은 Fig. 7(d)에서 보는바와 같이 흡기온도가 낮을수록 많이 감소하는 것을 알 수 있다. 328K에서 318K로 낮아질 때 NO는 약 31% 저감된다. soot의 경우는 Fig. 7(e)

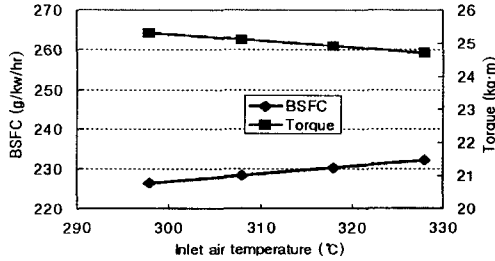


Fig. 7(a) Effect of inlet air temperature on fuel economy (BSFC) and engine torque

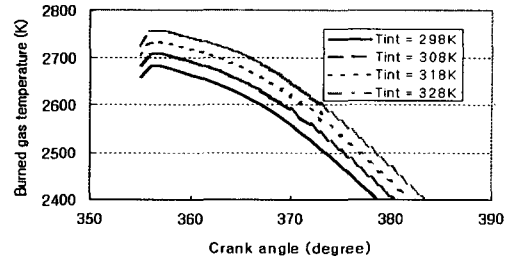


Fig. 7(c) Effect of inlet air temperature on burned gas temperature

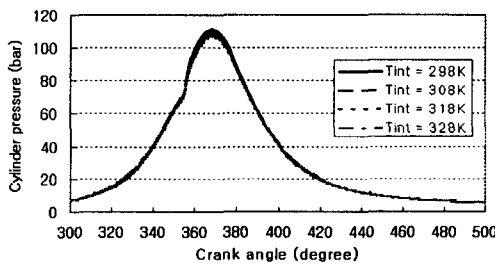


Fig. 7(b) Effect of inlet air temperature on cylinder pressure

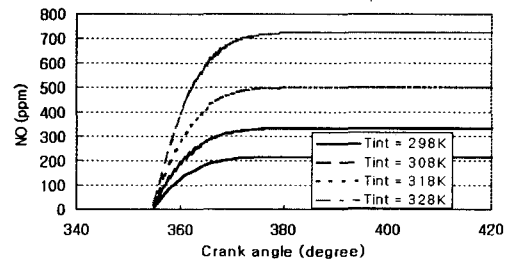


Fig. 7(d) Effect of inlet air temperature on NO emission

에서 보듯이 흡기온도에 따른 영향이 거의 나타나지 않는다. 일반적으로 흡기온도를 낮추는 방법은 터보차저에 인터쿨러를 장착하는 방법인데 이와 같이 흡기온도를 낮추게 되면 토크향상, 연료소비율의 감소 및 NO 저감에 효과 있음을 알 수 있다.

### 3.2.5 압축비에 따른 변화

압축비를 15에서 24까지 변화시켜 그 영향을 살펴보았다. Fig. 8(a)는 압축비에 따른 토크와 연료소비율(BSFC)의 변화이다. 압축비 15에서 20까지는 압축비 증가에 따라 토크는 증가하고 연료소비율은 감소하는 경향을 보이나 20보다 더 높아지면 압축비증가에 의한 성능향상에 비해 마찰손실의 양이 커져 오히려 토크가 감소하고 연료소비율이 증가하는 경향을 갖는다. 즉, 최적의 압축비가 20에서 존재함을 알 수 있다. Fig. 8(b)는 연소압력분포로 압축비가 높을수록 압축 및 연소과정의 압력이 증가함을 알 수 있다. 연소 온도도 Fig. 8(c)와 같이 압축비가 높을수록 증가하며 압축비 1 증가할 때 연소온도는 약 15°C 정도 높아지는 경향을 보인다. Fig. 8(d)에서 보는

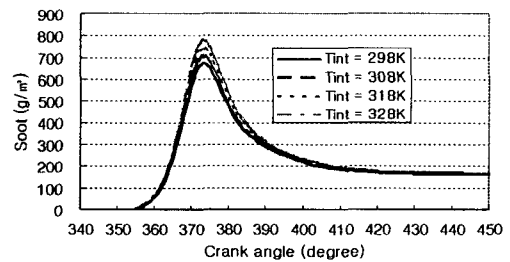


Fig. 7(e) Effect of inlet air temperature on soot production

바와 같이 NO의 발생은 역시 연소온도의 영향을 받으며 압축비가 높을수록 많이 발생됨을 알 수 있다. 압축비가 20에서 18로 낮아질 때 NO는 약 17% 감소한다. Fig. 8(e)는 soot에 대한 결과로서 압축비가 낮으면 다소 감소하는 경향을 보이는데 압축비가 20에서 18로 낮아질 때 약 5% 감소한다. 엔진성능 및 연료소비율 측면에서 최적의 압축비가 존재함을 알 수 있고 압축비증가에 따라 NO가 증가되는 문제가 있음을 알 수 있다.

### 3.2.6 EGR에 따른 변화

EGR은 배출가스의 일부를 재순환시켜 흡입

공기와 혼합함으로써 NO를 저감시키는 방법이다. Fig. 9(a)는 EGR률에 따른 토크와 연료소비율(BSFC)의 변화이다. EGR률이 증가하면 토크는 감소하고 연료소비율은 증가하는 경향을 가지

며 EGR률이 0%에서 30%로 많아질 때 연료소비율은 20% 크게 증가한다. Fig. 9(b)와 Fig. 9(c)는 EGR률의 변화에 따른 연소압력 및 연소온도를 나타낸 것으로 EGR률이 증가함에 따라 희석효과 등으로 인해 연소압력과 온도가 감소하는 것

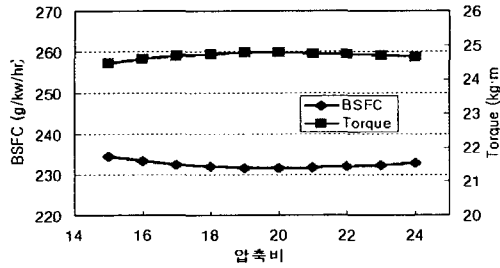


Fig. 8(a) Effect of compression ratio on fuel economy (BSFC) and engine torque

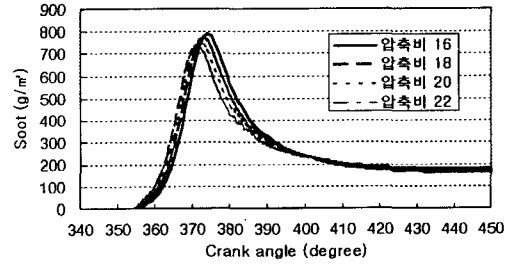


Fig. 8(e) Effect of compression ratio on soot production

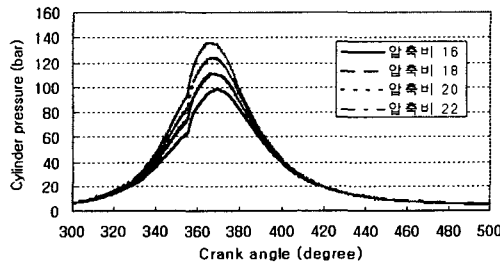


Fig. 8(b) Effect of compression ratio on cylinder pressure

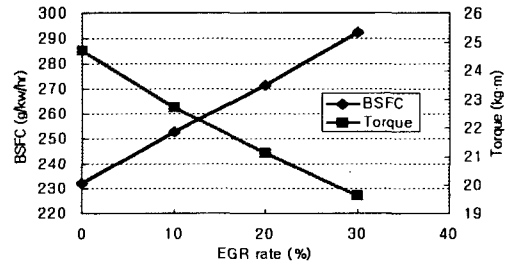


Fig. 9(a) Effect of EGR rate on fuel economy (BSFC) and engine torque

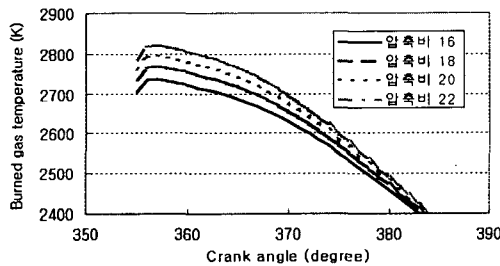


Fig. 8(c) Effect of compression ratio on burned gas temperature

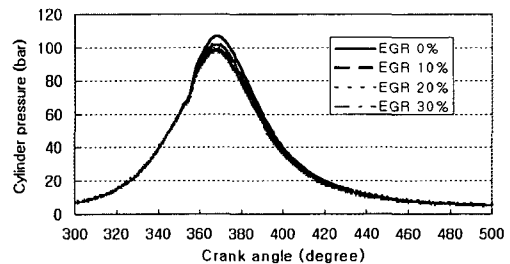


Fig. 9(b) Effect of EGR rate on cylinder pressure

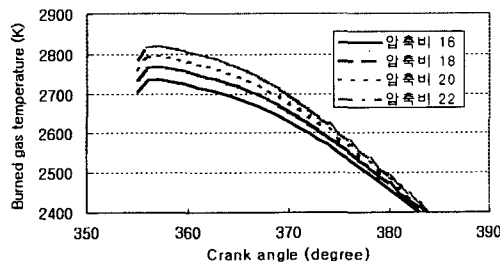


Fig. 8(d) Effect of compression ratio on NO emission

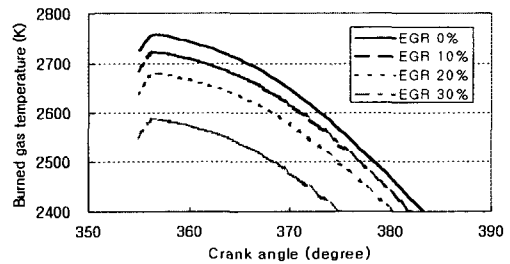


Fig. 9(c) Effect of EGR rate on burned gas temperature



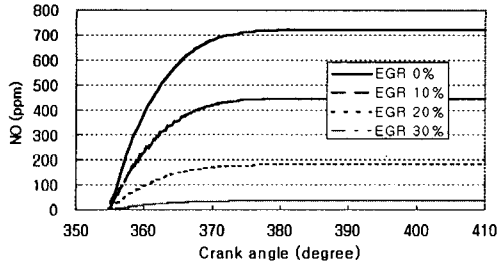


Fig. 9(d) Effect of EGR rate on NO emission

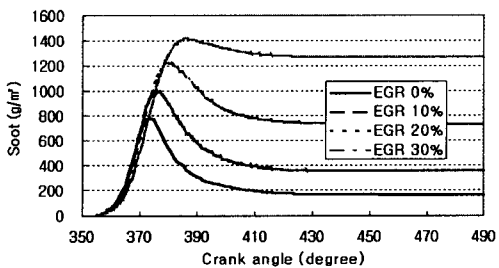


Fig. 9(e) Effect of EGR rate on soot production

을 알 수 있다. EGR를 0%에서 30%로 증가시 연소온도는 약 176℃ 감소한다. Fig. 9(d)는 EGR률에 따른 NO의 변화를 나타낸 것으로 EGR률이 증가하면 연소온도가 감소하므로 NO가 저감되는 것을 알 수 있는데 EGR를 10%, 20%, 30% 적용시 NO는 각각 38%, 75%, 95% 저감됨을 보인다. Fig. 9(e)는 EGR률에 따른 soot의 변화를 나타낸 것으로 EGR률의 증가에 따라 soot가 증가함을 알 수 있고 EGR를 10%, 20%, 30% 적용시 각각 2배, 4배, 7배 이상 증가함을 보인다. EGR의 적용은 NO 저감에 효과가 크나 연료소비율의 증가와 soot 증가의 문제가 발생함을 알 수 있다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 2902cc 직분식 디젤엔진을 대상으로 연료분사시기, 점화지연기간, 흡기압력, 흡기온도, 압축비, EGR등의 변화가 연소특성 및 NO, soot의 배출에 미치는 영향을 조사하기 위하여 사이클 시뮬레이션을 수행하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 연소압력, 성능, 공연비 등에 대한 실험결과

와의 비교를 통해 모델의 유효성을 검증할 수 있었으며, 특히 기연영역의 가스온도에 영향을 받는 NO 배출량은 2영역모델을 사용함으로써 비교적 정확하게 예측할 수 있었다.

2) 연료분사시기를 지각시키는 방법, 점화지연기간을 길게 하는 방법, EGR을 적용하는 방법은 NO 발생을 저감시키는 효과가 있지만 연료소비율이 커지고 soot가 증가되는 단점이 있었다. 연료분사시기가 BTDC 12°에서 6°로 지연시 NO는 약 14% 저감되었고, 점화지연기간이 6°CA에서 12°로 길어질 때 NO는 약 38% 저감되었다. EGR을 10%, 20%, 30% 적용시 NO는 각각 38%, 75%, 95% 저감되었다.

3) 흡기압력을 증가시키는 방법, 흡기온도를 낮추는 방법, 압축비를 올리는 방법은 soot 증가의 역효과가 없이 NO의 발생을 감소시킬 수 있는 효과적인 방법이었다. 흡기압력을 162kPa에서 172kPa로 증가시킬 때 NO는 약 50% 저감되었다. 흡기온도를 10℃ 낮출 때 NO는 약 31% 저감되었으며 압축비가 2정도 낮아질 때 NO는 약 17% 저감되었다.

#### 후 기

이 논문은 우석대학교 교내학술연구비 지원에 의하여 연구됨.

#### 참 고 문 헌

- 1) J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, Inc. New York, 1988.
- 2) C. P. Venkatesan, "An Investigation of the Dependence of NO and Soot Emissions from a Diesel Engine on Heat Release Rate Characteristics - I," SAE 2000-01-0509, 2000.
- 3) A. R. Wadhwa, "An Investigation of the Dependence of NO and Soot Formation and Oxidation in Transient Combustion Jets on Injection and Chamber Conditions," SAE 2000-01-0507, 2000.

- 4) T. Yoshizaki, "Approach to low NO<sub>x</sub> and Smoke Emission Engines by Using Phenomenological Simulation," SAE 930612, 1993.
- 5) T. Chikahisa, "Analysis of NO Formation Characteristics and Control Concepts in Diesel Engines from NO Reaction-Kinetic Considerations," SAE 950215, 1995.
- 6) D. N. Assanis, "A Computer Simulation of the Turbocharged Turbocompounded Diesel System for Studies of Low-Heat-Rejection Engine Performance," Ph. D Thesis, 1985.
- 7) 이교승, "직접분사식 NA 디젤엔진의 사이클 시뮬레이션-I," 한국자동차공학회 논문집, 제7권 제3호, pp.12-28, 1999.
- 8) 김철환, "2영역 모델을 이용한 EGR사용 직접분사식 디젤엔진의 NO<sub>x</sub> 생성예측," 대한기계학회논문집, 제24권 제3호, pp.390-401, 2000.
- 9) M. Ishida, "Combustion Analysis by Two-Zone Model in a DI Diesel Engine," COMODIA 94, pp.309-314, 1994.
- 10) N. Watson, M. S. Janata, Turbo-charging the International Combustion Engine, John Wiley & Sons, New York, 1982.
- 11) S. H. Mansouri, "Divided-Chamber Diesel Engines, Part 1: A Cycle Simulation which Predicts Performance and Emissions," SAE 820273, 1982.
- 12) S. G. Poulos, J. B. Heywood, "The Effect of Chamber Geometry on SI Engine Combustion Rate - A Modeling Study," M.I.T. Dept. of Mech. Engr., S.M. Thesis, 1982.
- 13) B. W. Millington, E. R. Hartles, "Friction Loss in Diesel Engines," SAE 680590, 1968.
- 14) H. Hiroyasu, "Model for Combustion and Formation of Nitric Oxide and Soot in DI Diesel Engines," SAE 760129, 1976.
- 15) G. D. Lee, "A PC-Based Model for Predicting NO<sub>x</sub> Reductions in Diesel Engines," SAE 962060, 1996.
- 16) 함윤영, "직분식 디젤엔진에서 EGR이 연소 특성 및 배출가스에 미치는 영향에 대한 시뮬레이션 연구," 한국자동차공학회 논문집, 제10권 제4호, pp.51-59, 2002.
- 17) 노승민, "직접분사식 디젤엔진에서 배기재 순환율과 온도가 NO<sub>x</sub>와 PM저감에 미치는 영향에 관한 실험적 연구," 연세대학교 기계공학과 석사학위 논문, 2001.