

### 3 영역 연소모델에 의한 디젤엔진의 유해배기가스 예측

원 영 호  
자동차공학과

#### <요 약>

최근 디젤엔진에서 배출되는 유해배기물질인 매연입자를 줄이기 위하여 연료를 1500 기압 이상의 초고압으로 분사하는 방법이 시도되고 있다. 이 방법을 사용하면 매연입자의 배출량은 현저히 줄일 수 있는 반면 또 다른 유해물질인 NO<sub>x</sub>의 배출량은 증가한다. 따라서 매연입자와 NO<sub>x</sub> 배출량을 동시에 저감시키기 위해서는 초고압연료분사와 병행하여 기존엔진의 연소조건을 적절하게 변경시켜야 한다. 이러한 변경은 주로 실험에 의존하고 있으나, 다양한 수치 시뮬레이션도 보조적으로 사용되고 있다.

본 연구에서는 분사압력의 변화에 따른 매연입자 및 NO<sub>x</sub>의 배출량의 예측이 가능한 3영역 연소 및 배기가스 생성모델을 개발하였다. 개발된 모델을 사용하여 초고압 연료분사 시 NO<sub>x</sub> 배출을 증가시키지 않으면서 매연입자를 대폭 줄이기 위한 연료분사시기, 노즐분공경, 연료분사울 형상 등의 연소변수의 설정에 관하여 조사하였다.

---

### 3-Zone Combustion Model for Prediction of Exhaust Emissions from a Diesel Engine

Won, Young-Ho  
Dept. of Automotive Engineering

#### <Abstract>

A phenomenological model of the combustion and emission processes of a diesel engine was formulated to evaluate the effect of the high-pressure fuel injection which

is a promising solution to reduce soot emissions. The combustion chamber was divided into the premixed and diffusion combustion zone and the combustion process of each zone was assumed to be controlled by the combustion parameters. The parameters were derived from the experimental results and simplified theories. The model was calibrated using experimental results reported in the literature. After calibration, the model was used to estimate the effects of injection pressure, injection timing, injection rate shape, and nozzle diameter on soot and NO emissions.

## 기 호

$d_o$	: 분공경, mm
$E_f$	: 매연 생성 관련정수 ( $= 1.25 \times 10^4$ cal/mol)
$E_c$	: 매연 산화 관련정수 ( $= 1.4 \times 10^4$ cal/mol)
$h_f$	: 연료의 엔탈피, J/g
$m$	: 각 영역의 가스 질량, g
$M_a$	: 분무의 도입공기량, g
$M_s$	: 매연 생성량, g
$M_c$	: 매연 산화량, g
$M_{fi}$	: 분사된 연료량, g
$M_{fb}$	: 연소된 연료량, g
$M_{fu}$	: 미연소 연료량, g
$P$	: 실린더 압력, MPa
$P_{inj}$	: 연료분사압력, MPa
$P_{O_2}$	: 산소분압, MPa
$Q_c$	: 연소실 벽면으로의 냉각 손실
$R$	: 일반가스정수 ( $= 1.986$ cal/mol/K)
$s$	: 연료 분출속도
$S$	: 엔트로피
$t$	: 시간, sec
$T$	: 온도, K
$t_{inj}$	: 분사기간
$U$	: 내부에너지 ( $= U_1 + U_2 + U_3$ )
$v$	: 각 영역의 비체적
$V$	: 실린더 체적
$V_f$	: 분사연료 체적
$\varepsilon$	: 에너지 소산율(消散率)
$\tau$	: 혼합율을 나타내는 시간 스케일

아래 첨자

1,2,3 : 공기, 예혼합연소, 확산연소영역

## 1. 서 론

디젤엔진은 열효율, 신뢰성 면에서 여타 열기관에 비해 우수하나, 최근 심각한 사회문제화 되고있는 자동차 배기에 의한 대기오염의 기여도가 동일 발생일 당 비교하면 가솔린엔진에 비해 상당히 높다. 디젤엔진의 유해배기가스 중에서 특히 문제가 되는 것은 질소산화물(NOx) 과 매연이라고 불리는 미립자이다. 가솔린 엔진의 경우 3원촉매에 의한 배기정화로 NOx의 분해가 가능하다. 이에 비해 디젤연소는 확산연소가 주체이고, 비균질 연소인 관계로 농후한 혼합기에서 매연이 발생하면서도 전체적으로는 희박한 상태에서 운전되어, 3 원촉매의 사용이 불가능하다. 특히 대도시에서의 NOx에 의한 대기오염은 계속되는 규제에도 불구하고 악화되는 경향을 보이고 있어 심각성을 더하고 있다.

NOx 와 미립자는 생성과정이 서로 상충관계(trade-off)에 있어 연소계 개선에 의해 양자를 동시에 저감시키는 것은 많은 어려움을 동반한다. NOx 환원장치 및 매연 포집장치 등의 배기 후처리 장치의 개발에 병행하여, 연소계 자체의 개선만으로 배기 규제를 만족시키고자 다방면의 연구가 행해지고 있다. 그 중에서도 연료분사 압력을 기존보다 크게 높은 150 MPa 정도의 초고압 분사방식이 매연입자 저감책으로 각광을 받고 있다[1][2]. 그러나 연료분사압력만 고압화 시키면, NOx 배출량이 지나치게 상승한다. 따라서 매연입자와 NOx 를 동시에 저감하기 위해서는 분사시기, 노즐 분공경, 분사울 형상 등을 적절하게 변화시켜야 한다. 이러한 변수들의 결정에는 주로 실험에 의존하고 있으나, 수치시물레이션도 병행하여 사용되고 있다. 최근에는 다차원모델이 널리 사용되고 있으나, 복잡한 계산과정으로 인하여 소요되는 시간과 비용에 비하여 신뢰성이 부족하다.

본 연구는 연소실을 연소모드에 따라 예연소, 확산 연소 영역과 공기영역으로 구분하고, 각 영역에서의 배기가스 생성 모델을 사용하여, 연료의 고압분사가 배기가스 생성에 미치는 영향을 예측하는 간단한 3 영역 연소 모델을 개발하였다. 이 모델을 이용하여 연료분사장치의 변경으로 매연입자와 NOx를 동시에 저감시키는 방안에 대하여 검토하였다.

## 2. 연소 및 배기가스 생성 모델

### 2.1 연소 모델

연소모델은 연소과정을 예혼합연소, 확산연소로 구별하고, 연소실을 그림 1 에서와 같이 공기, 예혼합 연소영역, 확산연소영역의 3영역으로 구분하여 각 영역에서의 온도, 가스 조성, 질량의 변화를 계산하였다. 이 모델에서는 각 연소영역의 공간적 분포는 고려하지 않는다[3]. 연소과정은 먼저 예혼합연소가 시작되고 이 과정이 완료된 후 확산 연소가 시작

되는 것으로 가정하였다. 각 연소영역에서 공연비는 일정하고, 연료 연소율은 일정한 것으로 가정하였다. 각 영역에서 연소종료 후에 연소가스는 공기와의 혼합으로 최종 공연 비로 희석되는 되는 것으로 하였다.

각 연소영역에서의 에너지 방정식은 다음과 같이 나타낸다.

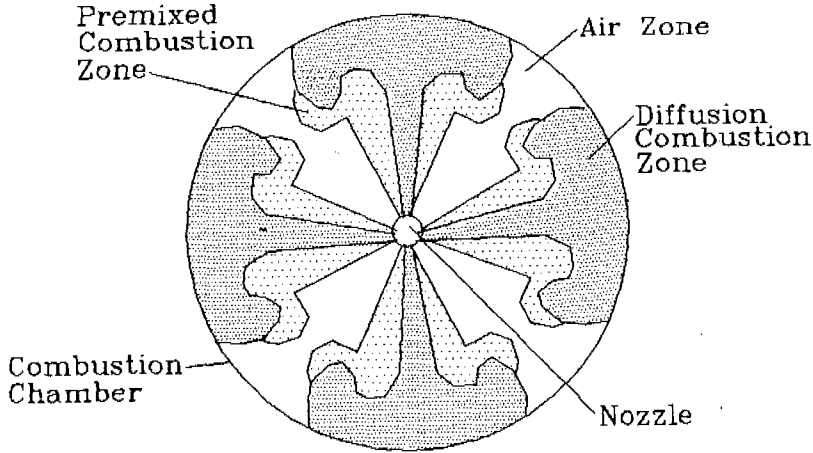


그림 1. 3영역 연소모델의 모식도

$$dU = - P \cdot dV + dM_f \cdot h_f - dQ_c \text{ ----- (1)}$$

한편 비연소영역의 엔트로피 식은 다음과 같다.

$$dQ_{c1} = m_1 \cdot T_1 \cdot dS_1 \text{ ----- (2)}$$

$$dQ_{c3} = m_3 \cdot T_3 \cdot dS_3 \text{ (예연소 기간 중)}$$

$$dQ_{c2} = m_2 \cdot T_2 \cdot dS_2 \text{ (확산연소 기간 중) ----- (3)}$$

한편 실린더 체적 V는 다음과 같이 나타낸다.

$$V = m_1 \cdot v_1 + m_2 \cdot v_2 + m_3 \cdot v_3 \text{ ----- (4)}$$

위 식 (1), (2), (3), (4)로부터 각 영역내의 가스 질량을 알면, 온도  $T_1, T_2, T_3$  및 실린더 압력 P가 구해진다. 각 영역의 가스질량은 2절에서 예측되는 연소변수에 의하여 결정하였다. 수치계산은 유한차분법을 사용하였으며, 시간 증분은 0.5 크랭크 각도로 하였다. 냉각손실  $Q_c$  는 Woschni식[4]을 사용하였으며, 각 연소영역의 가스 조성은  $CO_2, H_2O, N_2, O_2, CO, H_2, H, O, OH, NO$ 의 10종을 고려했다. NO 이외의 화학 종은 반응속도가 크므로 연소 후 즉시 화학평형에 도달하는 것으로 하여 평형론으로 농도를 계산하였다[4].

## 2.2 NO 및 매연입자 생성 모델

디젤엔진의 NO<sub>x</sub>의 주성분인 NO는 예혼합 연소영역에서 발생하는 것으로 가정하였으며, NO의 농도는 확장 Zeldovich기구에 의해 다음 식으로 계산한다[4].

$$d[\text{NO}]/dt = 2 \cdot R_1 \cdot (1 - a^2)/(1 + a \cdot R_1/(R_2+R_3)) \cdot \beta_{\text{NO}} \text{ ----- (5)}$$

$$\text{여기서 } R_1 = k_1 \cdot [\text{O}]_e \cdot [\text{N}_2]_e$$

$$R_2 = k_2 \cdot [\text{NO}]_e \cdot [\text{O}]_e$$

$$R_3 = k_3 \cdot [\text{NO}]_e \cdot [\text{H}]_e$$

$$k_1 = 7.6 \times 10^{13} \cdot \exp[-48,000/T] \quad \text{cm}^3/\text{mol/s}$$

$$k_2 = 1.5 \times 10^9 \cdot T \cdot \exp[-19,500/T] \quad \text{cm}^3/\text{mol/s}$$

$$k_3 = 2.0 \times 10^{14} \cdot \exp[-23,650/T] \quad \text{cm}^3/\text{mol/s}$$

$$a = [\text{NO}]/[\text{NO}]_e$$

$\beta_{\text{NO}}$  : 보정계수

단 [ ] 는 가스의 mol농도를, 아래첨자 e는 평형상태를 나타낸다.

매연입자의 배출량  $M_s$  는 매연입자의 생성량  $M_f$  와 연소량(산화량)  $M_c$ 의 차로 나타낸 Hiroyasu 식[6]을 사용하였다. 단 매연입자는 확산 연소기간 중에만 발생하는 것으로 가정하였다. 사용된 식은 다음과 같다.

$$dM_s/dt = dM_f/dt - dM_c/dt \text{ ----- (6)}$$

$$dM_f/dt = A_f \cdot M_{fi} \cdot P^{0.5} \cdot \exp(-E_f/RT) \text{ ----- (7)}$$

$$dM_c/dt = A_c \cdot M_s \cdot (P_{\text{O}_2}/P) \cdot P^{1.8} \cdot \exp(-E_c/RT) \text{ ----- (8)}$$

위 식에서 정수  $A_f$ ,  $A_c$  는 계산치가 실측치에 일치하도록 정한다.

## 2.3 연소변수의 설정

앞 절의 모델을 사용하여 배기가스 배출량을 계산하기 위해서는 분사조건 변경에 따른 연소변수의 변화를 입력해야 한다. 본 절에서 분사압력, 분공경, 분사시기, 연료분사율 형상의 변경에 따른 연소변수의 산출방법에 대하여 설명한다.

### 2.3.1 연료의 예혼합 연소비율

분무의 Wakuri의 1 차원 준정상 이론[7]에 의하면 분무에 도입되는 공기량  $M_a$ 는 다음과 같다.

$$M_a \propto s^{1/2} \cdot d_o^{-1/2} \cdot t^{3/2} \cdot M_{fi} \quad \text{-----} \quad (9)$$

분출속도  $s$  는 분사압력의 제곱근에 비례하므로, 공연비는  $M_a / M_{fi}$  는 다음과 같다.

$$M_a/M_{fi} \propto P_{inj}^{1/4} \cdot d_o^{-1/2} \cdot t^{3/2} \quad \text{-----} \quad (10)$$

한편 Miyamoto [8] 등에 의하면 예혼합 연소기간에 연소하는 연료비율은 착화지연시간 동안 분사된 연료량에 비례한다. 한편 착화지연시간은 분사압력증가에 따라 다소 증가하는 경향이 있다[9]. 따라서 예혼합영역의 공연비가 분사압력에 관계없이 일정하다고 가정하면, 착화지연시간  $t$  는 식 (10) 으로부터 분사압력  $P_{inj}$  의 1/6 제곱에 반비례한다. 연료의 예혼합 연소비율은 분공경이 일정한 경우 연료분출속도와 착화지연시간의 곱이므로 분사압력의 1/3제곱에 비례한다.

### 2.3.2 각 영역의 공연비

확산 연소영역의 공연비는 확산연소의 특성에 따라 분사압력에 관계없이 이른 공연비로 가정하였다. 예혼합 연소영역의 공연비도 분사압력에 관계없이 일정한 값을 취했다. 본 연구에서는 실험 결과를 참고하여 17로 했다[10].

### 2.2.3 연소기간

Kamimoto등[10]에 의하면 연소율은 다음과 같이 나타낸다.

$$M_{fb} = -dM_{fi}/dt = C \cdot M_{fi}/\tau \quad \text{-----} \quad (11)$$

위 식으로부터 확산 연소기간은  $\tau$  에 비례한다. 한편  $\tau$  는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\tau \propto (d_o / \varepsilon)^{1/3} \quad \text{-----} \quad (12)$$

한편  $V_f \propto d_o^2 \cdot P^{1/2} \cdot t_{inj}$ ,  $\varepsilon = C_1 \cdot (1/t_{inj})^3 \cdot (V_f/d_o^2)^2$  이므로

$$\tau \propto V_f^{1/3} / P_{inj}^{1/2} \quad \text{-----} \quad (13)$$

따라서 분사량이 일정하면 연소기간은 분사압력의 제곱근에 반비례한다. 한편 예연소기간은 측정 결과로부터 분사압력에 상관없이 일정하게 하였다.

### 3. 계산 결과 및 분석

#### 3.1 계산조건

계산에 사용된 엔진의 제원은 표 1 에 나타내었다. 또 계산의 입력으로 필요한 연소

표 1. 엔진 사양

엔진 형식	4 행정 단기통 직접분사식
Bore x Stroke	135 x 140 mm
압축비	16.5
회전속도	1000 rpm
공연비	20
분사노즐	φ 0.17mm x 6

표 2. 대표적 연소변수 값

분사 압력	150 MPa
분공경	0.17 mm
예혼합 연소기간	5 deg.
확산 연소기간	16 deg.
평균 공연비	20
예혼합 연소영역 공연비	17
확산 연소 영역 공연비	14.5
최종 예혼합연소 공연비	24
예혼합 연소비율	0.17
$\beta_{NO}$	0.3
$A_f$	100
$A_o$	$7 \times 10^4$

표 3. 계산 조건 및 매연, NO 배출량

종 류	분사압력 MPa	분공경 mm	연소개시 ATDC	NO 배출량 ppm	매연 배출량 g/hr
A	50	0.17	- 4	723	24.0
B	100	0.17	- 4	1122	11.5
C	150	0.17	- 4	1540	3.3
D	200	0.17	- 4	1847	2.1
E	50	0.22	- 4	1222	24.1
F	100	0.20	- 4	1523	14.2
G	200	0.16	- 4	1579	2.1
H	50/165	0.17	- 4	1078	3.3
I	75/250	0.17	- 4	1360	1.3

변수 값은 분사압력이 150 MPa일 때 실험결과[11]로부터 표 2에 나타낸 값을 사용하였다. 분사조건 변화에 따라 연소변수 값은 2.3절에서 설명한 수식들을 사용하여 변경시켰다. 또 NO와 매연입자의 배출을 동시에 저감시키기 위한 분사조건의 도출을 위해 표 3 과 같은 여러 가지 조건에서 계산을 수행하였다. 조건 A, B, C, D는 동일 분사량, 분공경이므로, 분사압력이 증가함에 따라 분사기간이 단축되는 경우이다. 또한 분사울 패턴은 전 분사기간 동안 분사율이 일정한 사각형(□형)이다. 조건 E, F, G는 조건 C와 분사압력이 다르지만 분사량과 분사기간이 동일하도록 분공경을 조절한 경우이다. 조건 H, I는 분사압력이 분사전반부에 낮고, 후반부에는 높은 경우로 기준 사각형 연료분사울 패턴과 다른 델타형(△형)연료분사울 패턴을 모사한 것이다.

### 3.2 결과 및 분석

그림 2 는 분사압력과 연소개시시기 변화에 따른 NO 배출량을 3 영역 연소모델에 의한 계산결과와 실험결과[11]를 비교한 그림이다. 분사압력이 낮을수록 연소개시시기가 빠를수록 실험결과와 계산결과는 다소 차이가 있으나, 전체적인 경향은 양자가 잘 일치하는 것을 알 수 있다. 그림 3은 NO 배출량을 1200 ppm으로 일정하게 유지하면서 분사압력을 변화시켰을 때 매연입자의 배출량의 계산치를 실험 결과와 비교한 것이다. 계산결과는 실험 결과와 잘 일치하고 있다. 위의 그림으로부터 3 영역 연소, 배기가스 생성 모델은 분사조건의 변화에 따른 실제 연소현상의 변화를 예측하는데 유효한 방법임을 확인 할 수 있다.

그림 4는 분사압력 변화(표 3의 조건 B,C,D)에 따른 실린더압력, NO 농도, 매연입자 생성량의 변화과정을 계산한 결과이다. 분사압력 증가에 따라 실린더 최고압력, NO 농도는 증가하고, 매연입자 생성량은 감소한다. 크랭크 각에 따른 변화를 보면 NO는 예혼합 연소기간 중에 발생하기 시작하여 확산연소기간 중반에 걸쳐 생성이 완료되어 최대가 된 후 실린더에서 배출될 때까지 그 값을 유지한다. 반면 매연입자 생성은 확산연소 초반에 급격히 증가하여, 확산연소 중반에 최대가 된 후 산화에 의해 감소된다. 따라서 배출되는 매연입자량은 연소 기간 중에 생성된 매연입자량의 일부분임을 알 수 있다. 이러한 경향은 채취(sampling) 밸브에 의해 실린더내 배기가스를 채집하여 분석한 Aoyagi등[12]의 결과와 일치하고 있다. 표 3 에 각 분사조건에서 계산된 최종 배출 NO, 매연입자량의 값을 나타내었다.

그림 5는 단순히 분사압력만을 증가시켰을 때(표 3의 조건 A, B, C, D)의 NO 및 매연입자 배출량의 변화를 나타낸 그림이다. 분사압력 증가로 매연은 급격히 감소하나, NO는 증가함을 알 수 있다. 또 압력이 150 MPa에서 매연입자 배출량이 거의 포화상태에 이를 수 있다. 따라서 NO와 매연입자의 배출량을 동시에 저감하기 위해서는 고압분사에 병행하여 그 외의 분사조건을 적절히 조절해야 할 필요가 있다.

그림 6은 분사압력을 50 MPa(조건 A)에서 200 MPa(조건 D)까지 변화시키면서 연소개시점의 변화에 따른 매연과 NO 배출량의 변화를 나타낸 그림이다. 그림에서 사각형 표시점에 나타낸 숫자는 연소개시 크랭크각(ATDC)을 나타낸다. 이와 동일하게 각 분사압력에서 최우측 표시점은 연소개시 크랭크 각이 - 8 ATDC를 나타내며 좌측 표시점으로 이동하면서 연소개시점은 4도 씩 지연된다.



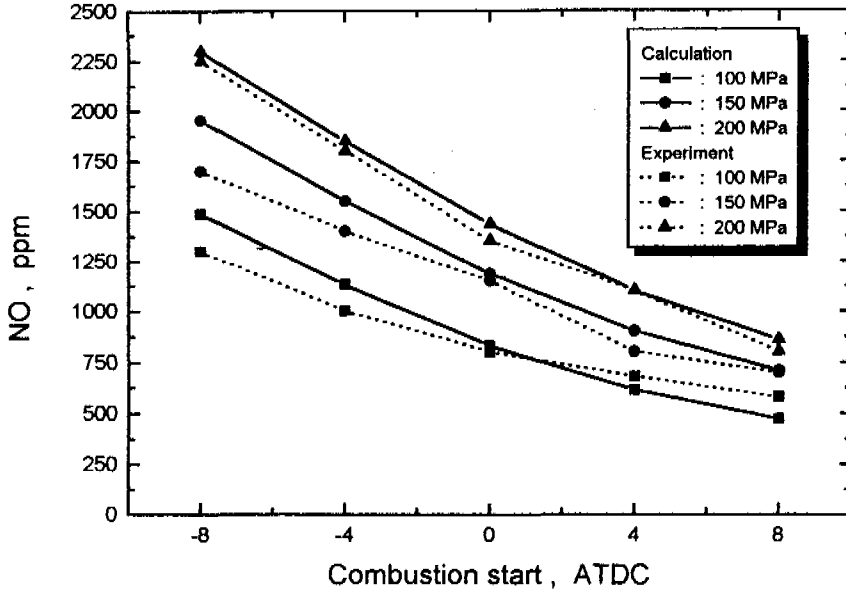


그림 2. 분사압력, 연소개시 시기 변화에 따른 NO 배출량

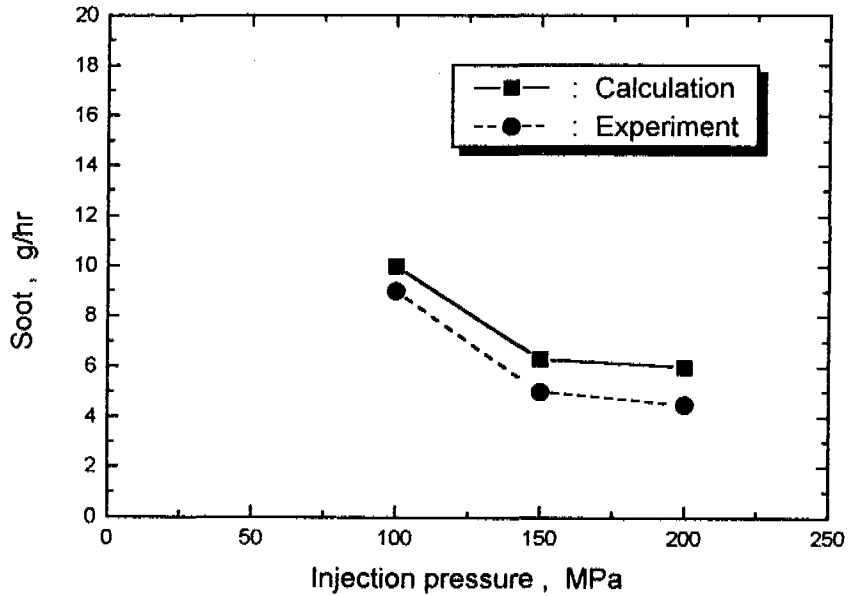


그림 3. 일정 NO배출량(1200 ppm)에서 분사압력 변화에 따른 매연입자 배출량

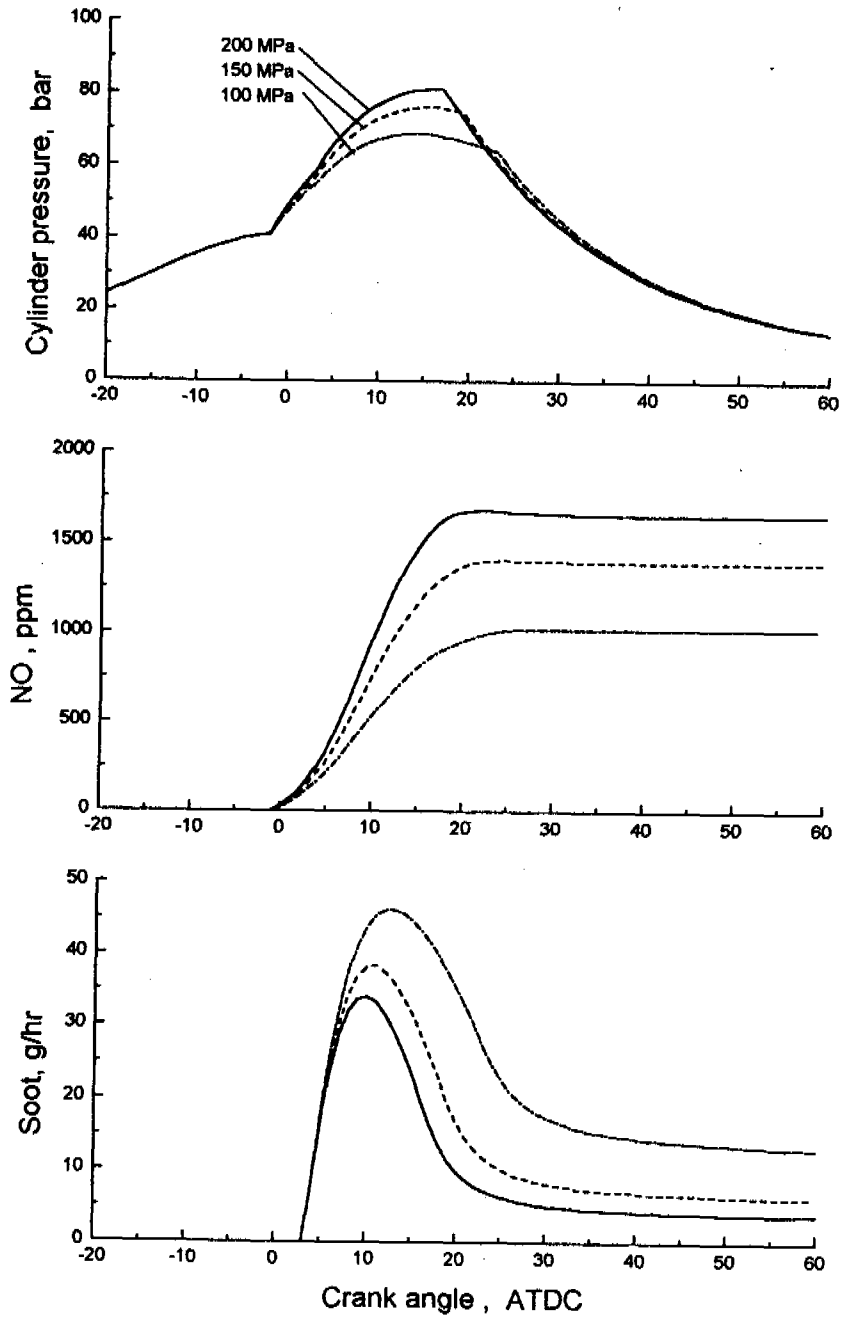


그림4. 분사압력 변화에 따른 실린더압력 및 NO, 매연입자 생성량의 변화

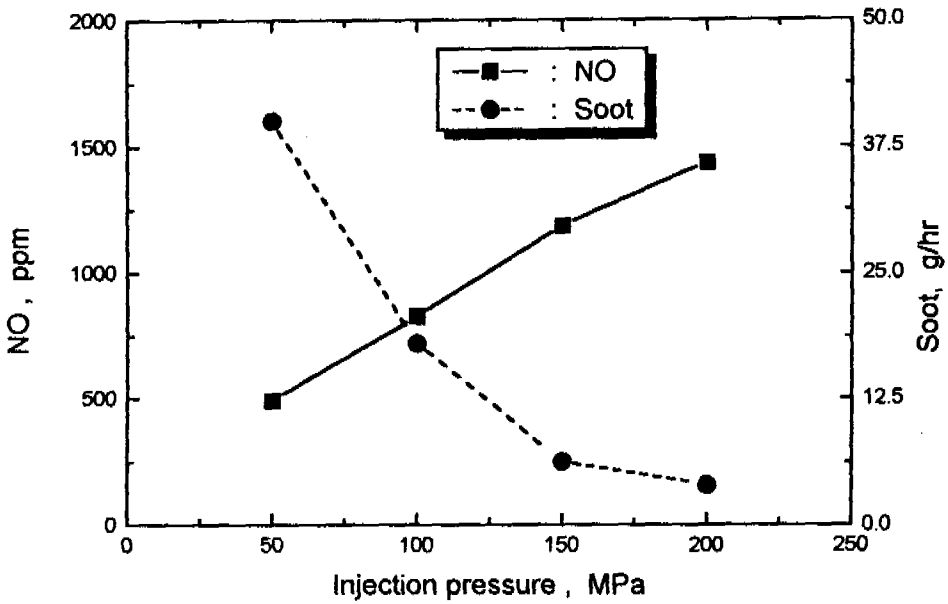


그림5. 분사압력에 따른 NO와 매연입자의 배출량

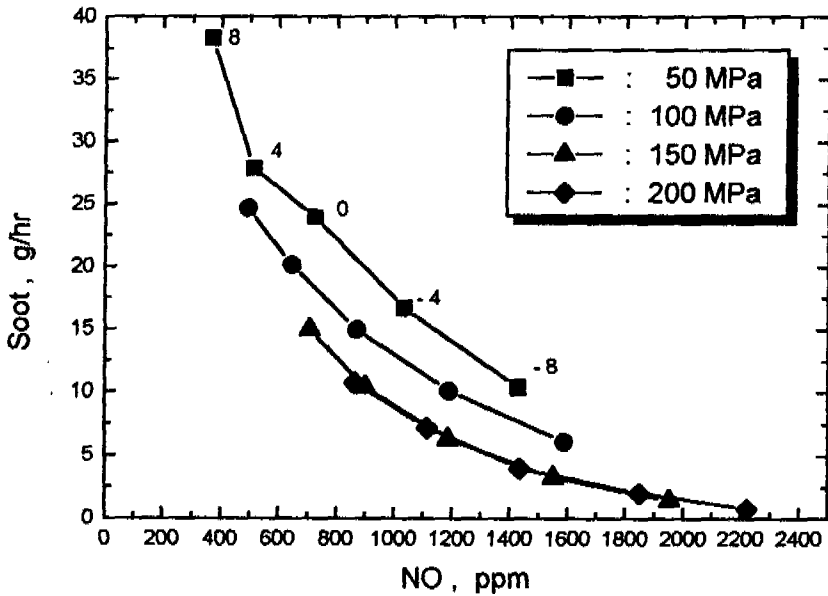


그림6. 연소개시 시기 및 분사압력 변화에 따른 NO, 매연입자 배출량

각 분사조건에서 연소개시시간 변화를 나타내는 표시점을 이은 선이 좌표의 원점을 향해 이동해 가면 NO와 매연입자의 생성이 동시에 줄어드는 것을 의미한다. 분사압력이 50 MPa에서 연소개시시간 즉 분사시기를 지연시킴에 따라 NO 배출량이 저감되나 매연은 분사압력 150 MPa에 비하여 상당히 높은 값으로 유지되고 있다. 이에 비해 분사압력이 150 MPa인 경우는 분사시기 지연에 따라 매연 배출량은 증가하나, 전반적으로 낮은 수준에 머물고 있고 NO 농도는 착실히 줄어들어 연소개시점이 8도 ATDC인 경우에는 거의 분사압력 50 MPa의 NO 값에 근접하고 있다. 이 그림으로부터 고압분사 시 NO 증가를 분사시기를 지연시킴으로서 매연의 악화를 초래하지 않고 저압분사 수준으로 줄일 수 있음을 알 수 있다. 분사압력 150 MPa 과 200 MPa의 선은 거의 일치하고 있어 분사압력을 150 MPa에서 200 MPa로 증가시킬 경우 분사시기 조정만으로는 NO와 매연입자가 더 이상 동시에 저감되지 않는다.

분사압력 100 MPa에서 분공경이 0.2 mm(조건 F)과 0.17 mm(조건 B)인 경우와 분사압력 200 MPa에서 분공경 0.17 mm(조건 D) 0.16 mm(조건 G)인 경우에 대하여 연소개시시기를 변화 시켰을 때 NO와 매연입자 배출량의 변화를 그림 7에 나타내었다. 동일 분사압력에서도 분공경을 축소한 경우가 전반적으로 매연입자 배출량이 적고, 동시에 NO배출도 줄일 수 있다.

그림 8은 분사압력 100 MPa과 150 MPa에서 연료분사율 파형이 사각형(조건 B,C)과 델타형(조건 H,I)에서 연소개시시간 변화에 따른 NO 및 매연입자 배출량을 계산한 결과이다. 델타형 연료 분사율이 예혼합 연소비율이 줄어들어 NO 배출량이 감소하고, 분사 후반부에는 고압으로 공기와의 혼합이 촉진되어 매연입자의 배출량이 줄어든다. 결과적으로 그림에서처럼 NO와 매연입자가 동시에 줄어든다.

## 5. 결 론

디젤엔진의 매연 저감책으로 각광을 받고 있는 연료의 초고압분사의 연소기구를 설명할 수 있는 3영역 연소, 배기가스 모델을 개발하였다. 개발된 모델을 사용하여 초고압 분사시 증가되는 NO 배출을 효과적으로 줄이기 위한 방안들을 검토하였다. 본 연구의 주요한 결과를 간단히 요약하면 다음과 같다.

- 1) 간단한 3영역 현상학적 연소모델에 분무의 준정상이론, 난류혼합모델, 배기가스 생성부모델을 사용하여 분사조건 변화에 따른 NO와 매연입자의 배출량을 예측하는 것이 가능하다.
- 2) 연료분사압력이 증가하면 화염내 공기 도입율과 혼합강도의 증가에 의한 공기와 연료의 혼합의 촉진으로 매연입자 배출량이 감소된다.
- 3) 연료분사압력이 증가하면 예혼합 연소비율의 증가로 NO의 생성량이 증가한다. 초고압분사에 따른 NO의 증가는 분사시기 지연, 초기 분사율 감소, 노즐 분공경 축소 등의 방법으로 매연입자의 배출을 억제하면서 기존 저압분사 수준으로 낮추는 것이 가능하다.

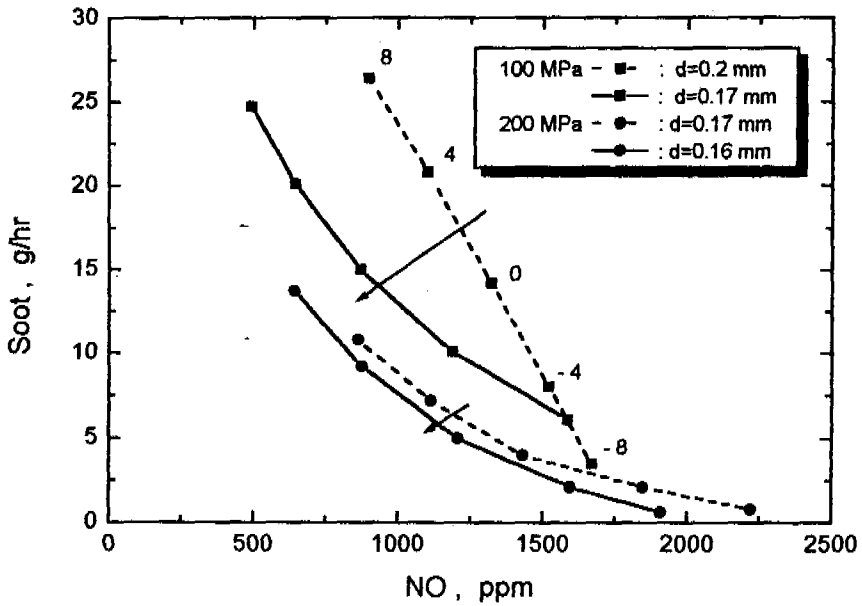


그림 7. 노즐 분공직경 변화에 따른 NO 및 매연입자 배출량의 변화

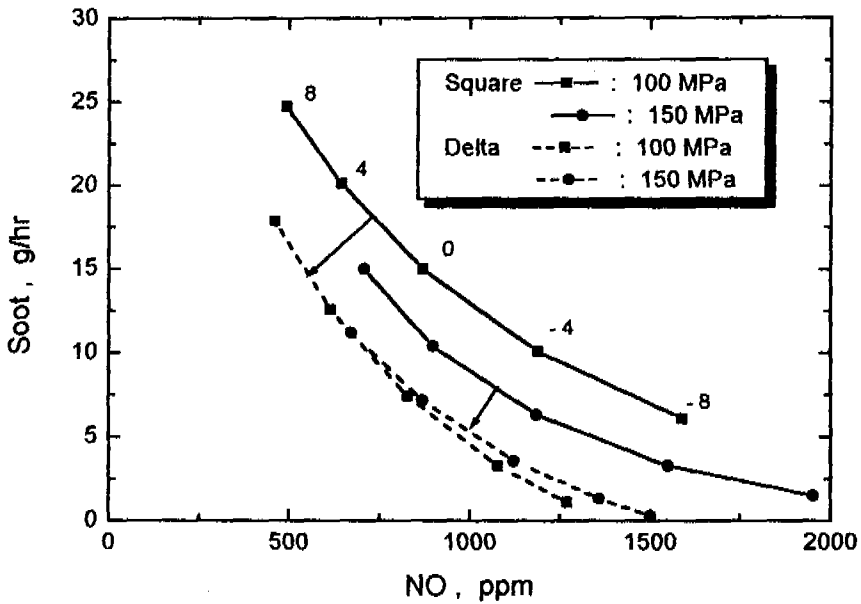


그림 8. 연료분사울 형상의 차이가 NO 및 매연입자 배출량에 미치는 영향

## 참 고 문 헌

- 1) 渡部 外 4名, "高壓噴射による直噴ディーゼルの燃焼改善," 自動車技術, 44卷 8 號, p 79, 1990. 8
- 2) Shundoh, S., et al., "The Effect of Injection Parameter and Swirl on Diesel Combustion with High Pressure Fuel Injection," SAE Technical Paper 910489, 1991
- 3) Wade, W.R., et al., "Reduction of NOx and Particulate Emissions in the Diesel Combustion Process," Trans, ASME, Vol.109, Oct. 1987
- 4) Heywood, J.B., "Internal Combustion Engine Fundamentals," McGraw-Hill, 1988
- 5) Ferguson, C.R., "Internal Combustion engines," John Wiley & Sons, Inc., 1986
- 6) 廣安 外 1名, "直接噴射式ディーゼル機關の燃焼モデルと性能豫測," 日本機械學會論文 集(B 版) 48-432 B, 1982
- 7) Wakuri, Y., et al., "Studies on the Penetration of Fuel Spray of Diesel Engine," Trans. JSME, Series III, Vol. 25, No. 156, p 820, 1959
- 8) Miyamoto, N., et al., "Description and Analysis of Diesel Engine Rate of Combustion and Performance Using Wiebe's Functions," SAE Paper 850107, 1985
- 9) 小林 外 1 名, " 高壓燃料噴射によるディーゼル機關の燃焼改善及び排出物の低減," 日本自動車技術會 第8回シンポジウム論文集, 1990
- 10) Kamimoto, T., et al., "Rate of Heat Release and its Prediction of a Diesel Flame in a Rapid Compression Machine," SAE Technical Paper 841076, 1984
- 11) 小林 外 3 名, " 高壓燃料噴射によるディーゼル機關の燃焼改善," 第9回内燃機關合同シンポジウム講演論文集, p 103, 1991
- 12) Aoyagi, Y., et al., " A Gas Sampling Study on the Formation Processes of Soot and NO in a D.I. Diesel Engine," SAE Trans. 800254, 1980