2영역 모델을 이용한 EGR사용 직접분사식 디젤엔진의 NOx생성예측

김철환* · 이진호** · 전광민** · 이교승***

(1999년 4월 27일 접수)

Prediction of Nitric Oxide Formation Using a Two-Zone Model in a DI Diesel Engine

Cheol Hwan Kim, Jin ho Lee, Kwang Min Chun and Kyo Seung Lee

Key Words: DI Diesel Engine(직접분사식 디젤엔진), Two-Zone Model(2영역 모델), Engine Cycle Simulation(엔진 사이클 시뮬레이션), Fuel Amount(연료분사량), Intake O_2 Concentration(흡기의 산소질량분율), Exhaust Gas Recirculation(배기가스 재순환), Injection Timing(분사시기)

Abstract

In this study, numerical calculation is carried out to investigate the influence of injection timing, fuel amount, intake O_2 concentration, and EGR on Nitric Oxide(NO) formation using a two-zone model in a diesel engine. Results can be summarized as follows. The NO formation is very sensitive to the burned gas temperature, so multi-zone model must be applied to combustion process to predict the burned gas temperature exactly. Since the burned gas temperature increases rapidly during the premixed combustion, most NO is formed within 20 crank angle degrees after ignition. As the injection timing is retarded, the combustion occurs later in the expansion process which causes the decrease of burned gas temperature and, as a result, NO formation decrease. The increase of fuel amount results in the increase of earlier formation of NO in the engine. As the intake O_2 concentration increases, the maximum pressure and burned gas temperature increase due to activate combustion. And, [O] mole fraction of equilibrium combustion products also increase. Therefore NO exponentially increases. If exhaust gas is recirculated, the burned gas temperature decreases which results in NO decrease. If exhaust gas is cooled, more NO can be decreased.

기호설명

F : 연료분율

F_m : 마찰손실

$\dot{M}$: 무차원 질량 연소율

$\dot{m}_{ae}$: 기연영역으로의 유입공기량

m_f : 연료 분사량

m_{fb} : 연소된 연료량

N : 엔진속도

T_a : 단열화염온도

T_{gas} : 연소가스온도

T_r : 복사온도

* 회원, 현대자동차

** 회원, 연세대학교 기계공학과

E-mail : leejh@heat.yonsei.ac.kr

TEL : (02)361-2816 FAX : (02)312-2159

*** 회원, Univ. of Mchigan, Ann Arbor

T_w : 실린더 내벽온도
V_p : 평균 피스톤 속도
τ : 무차원 연소시간
Φ_B : 기연영역의 연료공기당량비
Φ_{STO} : 이론 연료공기당량비

1. 서 론

최근 세계각국은 지구의 환경문제에 큰 관심을 보이고 있으며 1992년 리우(Rio) 기후변화협약을 통하여 환경오염을 국제적인 법적 대응을 통해 방지하려는 움직임이 가시화 되었고 지구 온난화 현상 등과 관련하여 국가전체에서 방출하는 이산화탄소량을 총량 규제할 것으로 예상된다. 이러한 현실 하에서 타동력기관에 비하여 효율이 높고 결과적으로 단위 출력 당 이산화탄소의 배출량이 적은 디젤엔진은 미래의 동력기관으로 재조명 받고 있다. 디젤엔진과 관련되어 국외에서는 turbocharger와 intercooler, 4valve/cylinder, 전자제어 연료분사 시스템의 고성능화와 배기가스중의 산화질소(NOx)와 입자상물질(particulates)을 줄이기 위한 연구가 주류를 이루고 있다.

디젤엔진을 연구하는데 있어 수치적방법은 실험적 방법에 비해 시간과 비용의 절감 뿐만 아니라 실험적으로 만들기 어려운 운전조건하에서의 연소상태 예측이 가능하다. 또한 다양한 연소모델의 적용이 가능하여 실험의 한계성을 극복할 수 있다. 1985년 Assanis[1]는 과급 디젤엔진에 대한 연소 및 열전달특성을 점화지연(ignition delay) 모델, 난류에너지 cascade 모델 등이 포함된 단일영역모델을 사용하여 해석하였고 1994년에 Ishida 등[2]은 직접분사식 디젤엔진에 대해 2영역모델을 사용하여 공기과잉률 변화에 따른 열방출량과 NOx 배출량의 관계를 연구하였다. 1997년 이교승[3]은 자연흡기식 디젤엔진의 연소특성을 예측할 수 있는 사이클 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다. 최근 1998년, Rosli Abu Baker 등[4]은 NO 형성에 영향을 미치는 인자를 찾아내기 위하여 수치해석을 수행하였고, E.Muller 등[5]은 2영역모델을 이용하여 디젤엔진에서의 산화질소와 입자상물질의 생성에 관하여 연구하였다. 본 연구에서는 1.9L Diesel Engine을 대상으로 2영역모델을 통한 엔진 사이클 시뮬레이션을 통해 실험치와 비교하였다.

Table 1 Engine specification

Item	Specification
bore× stroke(mm)	79.5× 95.5
Displacement(cc)	1896
Coolant water outlet temperature	82℃
Compression ratio	19.5
Type	In-line, 4-cylinder Water-cooled
Valve timing	Inlet open : BTDC 16° Inlet close : ABDC 25° Outlet open : BBDC 28° Outlet close : ATDC 19°

2. 본 론

2.1 실험 및 엔진제원

본 연구 결과의 타당성 검증을 위하여 1.9L Volkswagen 엔진의 실험결과와 비교하였다. 엔진의 제원은 Table 1에 주어져 있다.

2.2 이론해석 및 기본가정

공기, 연료 그리고 연소생성물의 순간적인 변화량은 연소시 매우 중요한 역할을 하며 상호관계가 매우 복잡하므로 다음과 같은 기본가정을 도입하여 엔진 사이클 시뮬레이션을 수행하였다.

(i) 실린더내부는 부피가 변화하는 검사체적(control volume)으로 내부압력은 공간적으로 균일하게 분포되어 있고 누출이 없는 개방시스템이다.

(ii) 1000K 이하의 온도에서 실린더내부의 내용물은 화학반응을 하지않는 균질혼합상태의 이상기체(ideal gas)이고, 1000K 이상의 온도에서 실린더내부의 내용물은 화학평형상태에 있는 기연가스(burned gas)로 취급하며 hydrocarbon-air 연소에 기초한 화학해리(chemical dissociation) 이론을 바탕으로 계산한다.

(iii) 흡기 및 배기밸브를 통과하는 질량유량은 준정상(quasi-steady), 단열, 1차원유동이다.

(iv) 연소과정은 균일하게 분포된 열방출과정(heat release process)으로 모델링하며 열방출률은

실험적으로 구한 연료연소율(fuel buring rate)에 비례한다고 가정한다. 이때 연료 연소율식은 Watson[6]의 경험식을 사용한다.

(v) 열전달은 강재 대류열전달과 복사열전달로 나눌 수 있다. 대류열전달의 경우 난류 파이프 유동 모델을 사용하며 평균운동에너지(mean kinetic energy)와 난류운동에너지(turbulent kinetic energy)를 구하기 위해 특성속도(characteristic velocity)와 난류특성길이(length scale)를 정의한다. 복사열전달의 경우는 연소 및 팽창행정 동안만 고려한다.

2.3 기본방정식

개방시스템에 대한 질량과 에너지 보존방정식이 요구되며 연료질량에 대한 보존방정식은 시스템의 공연비 변화에 따른 미분방정식의 형태를 취한다. 또한 에너지 보존방정식은 온도변화에 대한 미분방정식의 형태로 표시된다.

2.3.1 질량 보존방정식

개방시스템에 대한 전체 질량의 변화율($\dot{m}$)은 식 (1)과 같다.

$$\dot{m} = \sum_j \dot{m}_j \tag{1}$$

한편, 연료분율(fuel fraction), F는

$$F = \frac{m_f}{m} \tag{2}$$

와 같이 정의되며, 전체 질량 보존방정식과 위의 식을 이용하여 연료분율을 시간에 대해 미분하면

$$\dot{F} = \sum_j (\frac{\dot{m}_j}{m})(F_j - F) \tag{3}$$

가 얻어진다.

평균 연료-공기 당량비(average fuel-air equivalence ratio, Φ)에 연료분율의 개념을 도입하여 시간에 대해 미분하면 식 (4)와 같다.

$$\dot{\Phi} = \frac{1}{FASTO} \frac{\dot{F}}{(1-F)^2} \tag{4}$$

여기서, FASTO는 이론 연료-공기비이다.

2.3.2 에너지 보존방정식

개방시스템에 대한 일반적인 에너지보존식을 식 (5)와 같이 표현할 수 있다.

$$m\dot{h} = \sum_j \dot{m}_j h_j - \dot{Q}_W + \dot{p}V - \dot{m}h \tag{5}$$

공기와 연소생성물의 엔탈피(enthalpy, h)와 밀도(ρ)를 크랭크각도에 대해 미분을 취하면 식 (6)~(7)과 같이 나타난다.

$$\dot{h} = c_p \dot{T} + c_T \dot{p} + c_\phi \dot{\phi} \tag{6}$$

$$\dot{\rho} = (\frac{\partial \rho}{\partial T})_{p,\phi} \dot{T} + (\frac{\partial \rho}{\partial p})_{T,\phi} \dot{p} + (\frac{\partial \rho}{\partial \phi})_{T,p} \dot{\phi} \tag{7}$$

그리고, 이상기체 상태방정식을 미분형태로 나타내면 식 (8)과 같다.

$$\frac{\dot{p}}{p} = \frac{\dot{R}}{R} + \frac{\dot{\rho}}{\rho} + \frac{\dot{T}}{T} \tag{8}$$

위 식을 정리하면 식 (9)와 식 (10)이 얻어진다.

$$\dot{p} = \frac{\rho}{\partial\rho/\partial p}(-\frac{\dot{V}}{V} - \frac{1}{\rho}\frac{\partial \rho}{\partial T}\dot{T} - \frac{1}{\rho}\frac{\partial \rho}{\partial \phi}\dot{\phi} + \frac{\dot{m}}{m}) \tag{9}$$

$$\dot{T} = \frac{B}{A}[\frac{\dot{m}}{m}(1-\frac{h}{B}) - \frac{\dot{V}}{V} - \frac{C}{B}\dot{\phi} + \frac{1}{Bm}(\sum_j \dot{m}_j h_j - \dot{Q}_W)] \tag{10}$$

여기서, A,B,C는 다음식으로 표현된다.

$$A = c_p + \frac{B}{\rho}\frac{\partial \rho}{\partial T}$$

$$B = \frac{1}{\partial\rho/\partial p}(1-\rho c_T)$$

$$C = c_\phi + \frac{B}{\rho}\frac{\partial \rho}{\partial \phi}$$

2.4 가스교환과정

가스교환과정은 엔진 사이클 시뮬레이션 과정 중에서 실제 현상에 근접시키기 가장 어려운 과정이다. 가스교환과정중 흡· 배기밸브를 통한 유동을 1차원 준정상상태, 압축성유동으로 가정한다. 흡기메니폴드와 배기포트는 압력값을 알고 있는 검사체적으로 처리하며 흡입되는 공기의 온도, 평균등가비, 배기되는 가스와 연소생성물의 상태를 알고 있다고 가정한다. 또한 연소가스의 역류시 빠른 혼합이 이루어진다고 가정한다. 질량유동은 식 (11)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{m} = c_d A \frac{P_0}{RT_0}\sqrt{\gamma RT_0}\{\frac{2}{\gamma-1}[(\frac{P_s}{P_0})^{2/\gamma} - (\frac{P_s}{P_0})^{(\gamma+1)/\gamma}]\}^{1/2} \tag{11}$$

2.5 연소모델

본 연구에서는 연소 시뮬레이션 수행시 유용한 방법인 열방출량 계산법을 이용하였다. 질량연소율을 Watson[6]이 제안한 실험적 관계식으로부터 계산하였다.

(a) 예혼합 연소구간

$$M_p(\tau) = 1-(1-\tau^{C_{p1}})^{C_{p2}} \quad (12)$$

$$\dot{M}_p(\tau) = C_{p1}C_{p2}\tau^{(C_{p1}-1)}(1-\tau^{C_{p1}})^{C_{p2}-1} \quad (13)$$

(b) 혼합조절 연소구간

$$M_d(\tau) = 1-\exp(-C_{d1}\tau^{C_{d2}}) \quad (14)$$

$$\dot{M}_d(\tau) = C_{d1}C_{d2}\tau^{C_{d2}-1}\exp(-C_{d1}\tau^{C_{d2}}) \quad (15)$$

여기서 τ 는 시간, C_{p1}, C_{p2}, C_{d1}, C_{d2}는 형상인자(shape factor)이며 이들은 운전조건에 따라 결정된다.

2.6 난류모델

엔진 사이클 시뮬레이션의 난류 유동모델은 특성속도(characteristic velocity)와 특성길이(length scale)를 필요로 한다. 본 연구에서는 Mansouri 등[7]과 Poulos 등[8]이 제안했던 zero-dimension turbulent energy cascade 모델을 사용하였다.

2.7 열전달 모델

2.7.1 대류열전달 모델

연소가스로부터 실린더 내벽면으로의 열전달은 벽면 근처 경계층내의 온도구배에 의해 결정된다. 그러나 복잡한 난류현상으로 인해 실린더내부 유동장의 예측이 어렵기 때문에 열전달계수를 구하기 위하여 정상상태 난류 관로유동에 대한 Reynolds-Nusselt 상관관계식을 사용하며 식 (16)으로 나타낼 수 있다. 일반적으로 GAS의 Pr값은 1에 가깝고 그 변화량이 그리 크지 않다. 따라서 어느정도의 오차를 감수하고 Pr값은 1로 놓았다.

$$Nu = a\,Re^{d}\,\mathrm{Pr}^{e} \quad (\mathrm{Pr} \cong 1) \quad (16)$$

2.7.2 복사열전달 모델

디젤엔진의 연소시 복사열전달 원인은 2가지이다. 첫째는 고온의 연소가스로써 주원인이며, 둘째로 turbulent diffusion-controlled flame의 생성시 중간단계에서 형성되는 soot 역시 무시할 수 없다. 본 연구에서는 Assanis가 제안한 복사열전달 모델을 사용하였으며 식 (17)과 같다.

$$\dot{Q}_r = \varepsilon_a \sigma A(T_r^4 - T_W^4) \quad (17)$$

식 (17)의 중요 가정은 복사온도를 단열화염온도와 유사하다고 가정하고 또한 단열화염온도를 등가비 ψ =1.1에서의 온도를 사용한다는 점이다. 이때 ψ =1.1 단열화염온도는 NASA CEC CODE를 사용한다. 그러나 연소과정동안 이론공연비 영역(stoichiometric zone)이 작은 관계로 식 (18)과 같은 보정작업이 필요하다.

$$T_r = \frac{T_{gas} + T(\phi = 1.1)}{2} \quad (18)$$

2.8 마찰모델

마찰모델의 목적은 indicated engine performance quantity를 brake engine performance quantity로 바꾸기 위함이다. 본 연구에서는 Millington과 Hartles[9]가 제안한 마찰손실 관계식 식 (19)를 사용하였다.

$$F_m = A + 7.0\frac{N}{1000} + 1.5\left(\frac{V_p}{1000}\right)^2 \quad (19)$$

여기서, A = Compression ratio - 4. 이다.

2.9 2영역모델

산화질소(NO)의 생성은 기연(burned)영역내 연소가스온도의 영향을 많이 받는다. 따라서, 기연영역과 미연(unburned)영역으로 나누어 연소가스온도를 계산하지 않은 단일영역모델로는 정확한 NO 생성량을 계산할 수 없다. 본 연구에서는 연소영역을 기연영역과 미연영역으로 나누어 각 영역에서의 연소가스온도를 계산하였다. 미연영역은 공기와 잔류가스로 구성되어 있고, 기연영역은 연소가스로 이루어져 있다. 연소가 진행되면서 Fig. 1에서와 같이 미연영역내의 연료와 잔류가스, 유입공기가 적절한 비율을 이루며 기연영역으로 들어간다.

디젤엔진의 연소시 유입공기량(entrained air rate)은 연료의 분사속도와 실린더내의 공기밀도, 연료분사노즐의 직경, 연료분사 침투길이(spray

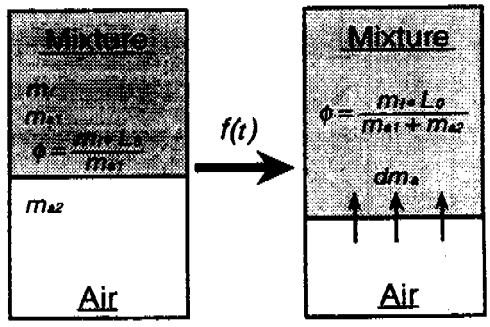

Fig. 1 Air mixing process and definition of Φ

penetration length) 등의 함수이다.[10] 따라서 정확한 유입공기량을 모델링하기에는 어려움이 따른다. 본 연구는 Ishida 등[2]이 제시한 local air/fuel ratio에 따라 유입공기량을 계산하였다.

2영역모델에 따라 유입공기량을 계산하면 식 (20)와 같다.

$$\frac{\dot{m}_{ae}}{m_a} = \frac{(\dot{m}_f \phi_B / m_f - m_{fb}\,\dot{\phi}_B/m_f)\,\phi_{STO}}{\phi_B^2} \quad (20)$$

각 영역에 에너지 보존식을 적용하기 위해 다음과 같은 가정을 적용하였다.

(i) 각 영역의 압력은 실린더 전체 압력과 동일하다.

(ii) 각 영역내의 기체는 이상적으로 혼합되어져 있다.

(iii) 각 영역 사이의 열전달은 없다.

(iv) 벽면열전달시 기연영역은 복사와 대류만 발생하고 미연영역은 대류만 고려한다.

각 영역에 보존 방정식을 적용하면 식 (21)~(22)와 같다.

(1) 기연영역

$$\dot{T}_B = \frac{B_B}{A_B}\left[\frac{(\dot{m}_f + \dot{m}_{ae})}{m_B}\left(1 - \frac{h_B}{B_B}\right) - \frac{\dot{V}_B}{V_B} - \frac{C_B}{B_B}\dot{\phi}_B + \frac{1}{B_B m_B}(\dot{m}_f h_F + \dot{m}_{ae} h_U - \dot{Q}_{WB})\right] \quad (21)$$

(2) 미연영역

$$\dot{T}_U = \frac{B_U}{A_U}\left[-\frac{\dot{V}_U}{V_U} - \frac{\dot{Q}_{WU}}{B_U m_U}\right] \quad (22)$$

2.10 NOx모델

NO의 생성은 확장 Zeldovich mechnism[11]에 기초하여 모델링하였다. 반응식은 식 (23)~식 (25)과 같다.

$$N_2 + O \overset{K_1}{\longleftrightarrow} N + NO \quad (23)$$

$$N + O_2 \overset{K_2}{\longleftrightarrow} NO + O \quad (24)$$

$$N + OH \overset{K_3}{\longleftrightarrow} NO + H \quad (25)$$

여기서,

$$K_1 = 7.6 \times 10^{13} \exp(-38{,}000/T)\ (cm^3\,gmole^{-1}\sec^{-1})$$

$$K_2 = 1.5 \times 10^{9} \exp(-19{,}500/T)\ (cm^3\,gmole^{-1}\sec^{-1})$$

$$K_3 = 4.1 \times 10^{13}\ (cm^3\,gmole^{-1}\sec^{-1})$$

기연영역에서의 NO발생률은 식 (26)과 같이 구할 수 있다.

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2M_{NO}R_1(1-\alpha^2)}{\rho_a(1+K\alpha)} \quad (26)$$

여기서,

$[NO]$: *mass fraction of* $[NO]$

M_{NO} : *molecular weight of NO*

α : $[NO]/[NO]_e$

$[\ ]_e$: *equilibrium mole fraction*

ρ_a : *burned zone density*

$$K = R_1/(R_2 + R_3)$$
$$R_1 = K_1 [N_2]_e [O]_e$$
$$R_2 = K_2 [N]_e [O_2]_e$$
$$R_3 = K_3 [N]_e [OH]_e$$

14개 연소생성물($HCO, CO, CO_2, H, OH, H_2, H_2O_2, N, NO, NO_2, N_2, N_2O, O, O_2$)의 평형몰분율(equilibrium mole fraction)을 구하기 위해서 MIT equilibrium PTCHEM subroutine[8]을 사용하였다.

2.11 계산과정

본 연구에서 사용된 엔진 사이클 시뮬레이션 프로그램명은 YTEL - DCS V4.0(Yonsei Thermal Engineering Lab. - Diesel Cycle Simulation Version 4.0)으로서 주프로그램(main - program)과 39개의 보조프로그램(sub- program)으로 이루어져 있다. 적용대상엔진은 직접분사식 NA/TC 디젤엔진이며 각각의 계산모델에 사용된 계수 값은 실험데이터를 바탕으로 보정하여 사용하였다. 또한 흡입, 압축, 연소 및 팽창, 배기과정에서의 미분방정식을 풀기 위하여 L. F. Shampine & M. K. Gordon[12]이 제안한 상미분 방정식 해법을 이용하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 해석결과의 타당성

Fig. 2에는 성능실험에 의한 측정압력과 본 연구의 계산결과 얻어진 압력을 비교하였는데, 엔진 사이클 시뮬레이션 결과가 실험결과와 거의 일치함을 알 수 있다. Table 2에는 3,000rpm에서 연료분사량에 따른 엔진성능 데이터를 수치해석 결과들과 비교하였다. 연소실 최고압력(P_{max})은 연료분사량에 관계없이 실험값과 본 연구의 결과가 잘 일치하며 공연비(A/F ratio), 단위출력당 연료소모량(bsfc), 출력(bmep)도 수치해석 결과와 실험값이 잘 일치한다. 공연비(A/F ratio)의 경우 수치해석 결과가 실험값에 비해 다소 크게 예측되었는데 이는 수치해석시 복잡한 형상의 매니폴드를 등가직경의 원형관으로 단순화하여 흡기시 발생하는 유동손실의 영향을 고려하지 않았기 때문이다. 이러한 흡기 매니폴드 모델링의 단순화로 인해 계산시 보다 많은 공기가 흡입된 것으로 인식되어 수치해석시 공연비가 측정 공연비보다 크게 예측되었다고 판단된다.

이상과 같이 본 연구결과는 실험결과와 유사함을 알 수 있으며 따라서 본 프로그램을 통하여 디젤엔진의 유동, 연소 및 열전달현상을 정확히 예측할 것으로 판단된다.

3.2 NO 생성특성분석

산화질소(NO)의 생성에 가장 큰 영향을 미치는 인자는 연소영역의 가스온도(burned gas temperature)와 산소몰분율[8]이다. 본 연구에서는 분사시기, 연료분사량, 유입공기의 산소질량분율과 배기재순환(Exhaust Gas Recirculation, EGR) 등이 연소영역의 가스온도에 미치는 영향과 연소시의 산소몰분율에 미치는 영향을 바탕으로 NO의 생성특성을 분석하였다.

3.2.1 2영역 모델

산화질소(NO)의 생성은 기연(burned)영역내 연소가스온도의 영향을 많이 받으므로 NO를 정확히 예측하기 위해서는 실린더 전체영역의 평균가스온도보다는 연소영역의 온도를 계산하여야 한다.

Fig. 3에서 2영역 모델에 따라 계산된 각 영역의 가스온도와 단일영역모델로 계산된 평균가스온도를 비교하였다. 미연(unburned)영역은 잔류가스와 유입공기로 이루어져 있으며 벽면으로의 열전달과 부피팽창만을 고려하였기 때문에 그림에서 보듯이 초기의 급격한 연소로 인한 기연영역의 팽창에 의한 미연영역의 압축으로 인해 crank angle 390° 까지는 온도가 약간 증가하는 경향을 보이나 그후 피스톤의 하강으로 인한 연소실의 팽창과 벽면열전달로 인해 온도가 감소한다. 기연영역은 분사시기 지연기간중에 분사되었던 연료의 예혼합연소(premixed combustion)로 인해 초기에 급격히 온도가 증가하여 2500K이상까지 올라간후 확산연소(diffusion combustion)기간으로 접어들면서 온도가 감소한다. 이에 반해 단일영역으로 계산한 온도는 예혼합연소로 인한 급격한 온도상승을 나타내지 못하고 있다. Fig. 7은 기연영역의 온도를 바탕으로 NO생성을 예측한 결과인데, 초기의 급격한 기연영역 온도증가로 인해 대부분의 NO는 연소후 20° 안에 생성된다.

Table 2 Comparison of performance data (3000rpm)

Variable	Fuel mass (g/cyl · cycle)	Experiment	Calculated
P_{max} (MPa)	0.0297	12.27	12.28
		368°	368°
	0.0241	11.69	11.73
		368°	367°
	0.0194	10.42	10.48
		368°	367°
	0.0141	9.38	9.4
		368°	367°
bsfc (g/kw· h)	0.0297	221	224
	0.0241	231	233
	0.0194	241	242
	0.0141	282	288
A/F ratio	0.0297	26.8	27.76
	0.0241	32.2	33.04
	0.0194	36.4	37.58
	0.0141	45.9	48.17
$T_{ex-mani}$ (K)	0.0297	810	898.5
	0.0241	734	811.6
	0.0194	677	748.9
	0.0141	610	664.1
bmep (MPa)	0.0297	1.03	1.00
	0.0241	0.81	0.79
	0.0194	0.62	0.61
	0.0141	0.38	0.35

Fig. 4는 Ishida 등[2]이 제시한 확산연소기간의 기연영역내 과잉공기비(λ_d)를 실험값과의 비교를 통해 계산한 결과이다. λ_d는 NO의 생성에 큰 영향을 미치는 변수로 그림에서 보듯이 엔진회전속도에 상관없이 연료분사량과 밀접한 관계가 있다. λ_d에 영향을 미치는 변수로는 연료의 분사속도, 연료분사압력, 연료분사시 실린더내 압력, 실린더내의 공기밀도, 연료분사노즐의 직경, 연료분사 침투길이(spray penetration length) 등이 있다.[10]

3.2.2 분사시기의 영향

NO의 생성에 미치는 분사시기의 영향을 조사하기 위하여 분사시기를 각각 BTDC 4° , 8° , 12° 로 변화시키며 계산을 수행하였다.

Fig. 5는 엔진속도 3000rpm에서 분사시기변화에 따른 압력분포를 나타낸다. 분사시기가 지연됨에 따라 최대압력은 급격히 감소하는 경향을 보이는데 이는 크랭크각 360° 이후 연소실내부의 팽창이 연소에 의한 압력상승효과를 상쇄시키기 때문이다. 즉, 크랭크각도 356° 에서 연료를 분사한 경우의 최고압력은 연소와 연소실 팽창의 상호작용에 의해 발생한다.

Fig. 6에는 분사시기변화에 따른 기연영역의 온도분포를 나타내었다. BTDC 12° 와 BTDC 8° 에서 분사한경우 최고온도의 차이는 거의 없으나 BTDC 4° 에서 분사한경우는 앞의 경우보다 최고온도가 낮게 나타나는데 BTDC 4° 에서 분사한 경우는 연소가 크랭크각 360° 이후에 발생하므로 연소실내부의 팽창이 예혼합연소에 의한 급격한 초기온도상승효과를 상쇄시키기 때문이다. Fig. 7은 분사시기 변화에 다른 NO생성량을 Crank Angle에 따라 보여준다. 생성유형은 각 경우가 동일하나 절대값에서 차이가 나며 BTDC 12° 와 BTDC 8° 에서 분사한경우는 Fig. 6의 기연영역 온도분포에서 나타나듯이 큰 차이가 없으나 BTDC 4° 의 경우부터는 급격한 감소를 보인다.

3.2.3 연료분사량의 영향

NO의 생성에 미치는 연료분사량의 영향을 조사하기 위하여 연료분사량을 각각 0.0297, 0.0241, 0.0194, 0.0141 g/cylinder · cycle로 변화시키며 계산을 수행하였다.

Fig. 8은 엔진속도 3000rpm에서 연료분사량의 변화에 따른 압력분포를 나타내며, 연료분사량이 증가할수록 최고압력값이 증가하고 연소기간도 증가한다. Fig. 9은 연료분사량에 따른 기연영역의 온도분포를 나타내었다. 연료분사량이 많을수록 착화지연기간(ignition delay period)중에 더많은 연료가 분사되고 예혼합기간중에 연소되는 연료의 양이 더 많아지므로 초기 기연영역의 온도가 더 커지는 경향을 보였다.

Fig. 10는 연료분사량에 따른 NO발생량을 나타내었다. 그림에서 crank angle 0° 는 착화시기를 나타낸다. 연료분사량이 증가할수록 더 많은 NO가 발생하며, 특히, 연료분사량이 증가할수록 연소초기에 발생하는 NO발생량이 증가한다. 이는 기연영역의 온도분포에서 나타나듯이 연료분사량이 많을수록 착화지연기간중에 분사된 연료의 양이 많아져서 초기 기연영역온도의 증가정도가 커지기 때문이다.

3.2.4 흡기의 산소질량분율의 영향

NO의 생성에 미치는 유입공기의 산소질량분율의 영향을 조사하기 위하여 산소질량분율을 변화시키며 계산을 수행하였다. O_2/N_2 흡기의 산소질량분율($Y_{O_2,i}$) 0.233, 0.222. 0.21(표준상태), 0.2일 때 결과들을 비교하였다. 일반적으로 흡기중의 산소질량분율을 높이면 더 활발한 연소로 인해 효율, HC의 생성, 입자상물질(particulates) 등이 개선되나 NO의 생성이 지수적으로 증가한다.[13] 본 연구에서도 산소질량분율을 증가시킬수록 압력 등과 함께 NO 생성량도 같이 증가한다.

Fig. 11에서 엔진속도 3000rpm에서 산소 질량분율의 변화에 따른 압력를 나타내었다. 산소의 질량분율이 표준상태($Y_{O_2,i}$ = 0.21)보다 많을 경우 연소반응이 더 잘 일어나 압력과 온도가 증가하였다. Fig. 12는 산소 질량분율의 변화에 따른 bmep를 나타내었다. 산소질량분율에 따라 선형적으로 나타남을 알 수 있었는데, 산소질량분율이 증가하면 그림에서와 같이 효율은 좋아진다.

Fig. 13은 산소 질량분율의 변화에 따른 기연영역의 온도변화를 나타내며 단일영역모델로 계산한 결과와 같이 산소질량분율에 따라 선형적으로 변화한다. Fig. 14에서 보듯이 산소몰분율에 따라 기연영역의 온도와 평형몰분율이 변화하여 NO 생성량은 지수적으로 변한다. Fig. 15는 산소 질량분율의 변화에 따른 NO 생성을 crank angle에 따라 나타내었다.

3.2.5 EGR의 영향

엔진의 출력과 입자상물질의 생성에 나쁜 영향을 끼치지 않고 효과적으로 NO의 생성량을 줄이는 방법인 배기가스재순환(EGR)의 영향을 알아보기 위하여 엔진속도 2000rpm, bmep 10bar이고 EGR을 행하지 않았을 경우(EGR 0%)와 동일한 출력상황에서 EGR을 행하였으나 재순환가스를 냉각하지 않은 경우(EGR 7.5%)와 재순환가스를 냉각하여 EGR을 수행하지 않았을 경우와 같은 유입공기온도를 가지는 경우(EGR 7.5% Cooled)에 대해 연구하였다.

Fig. 16과 Fig. 17은 EGR에 따른 압력과 온도분포를 나타내었다. 동일한 출력상태이므로 압력은 동일하게 나타나지만 고온의 배기가스의 영향으로 인해 흡기온도가 증가하여 실린더내의 평균온도는 EGR을 행한 경우가 Cooled EGR이나 EGR을 행하지 않은 경우보다 높게 나오고 있다. 이로인해 연소시 평균온도의 계산에서도 EGR을 행한 경우가 미연영역의 온도가 높아서 전체적으로 EGR을 행하지 않은 경우나 Cooled EGR 경우보다 높게 나온다. 그러나 Fig. 18에 나타나듯이 2영역모델을 적용하여 기연영역의 가스온도를 계산하면 EGR을 수행하지 않은 경우가 EGR을 수행한 경우보다 높게 나오고 Cooled EGR 경우는 연소과정에 참여하는 미연영역의 공기온도가 낮아 EGR의 경우보다 더 낮게 나온다. 미연영역 가스온도의 경우는 EGR을 수행한 경우가 EGR을 수행하지 않은 경우나 Cooled EGR 경우보다 월등히 높게 나온다. Fig. 19는 EGR의 변화에 따른 NO 생성량을 나타내었다. Cooled EGR 경우는 EGR을 수행하지않은 경우보다 NO 생성량에 있어 1/3정도까지 감소하였다.

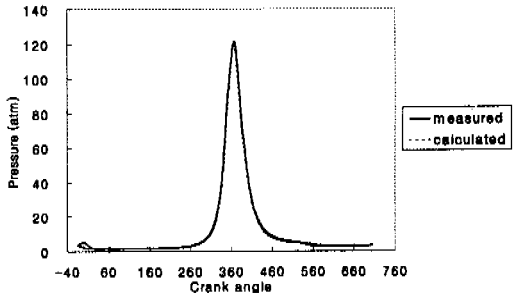

Fig. 2 Comparison between measured gas pressure and calculated gas pressure at 3000rpm

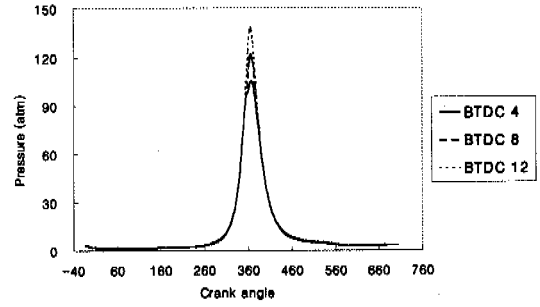

Fig. 5 In-cylinder gas pressure for different injection timing at 3000rpm

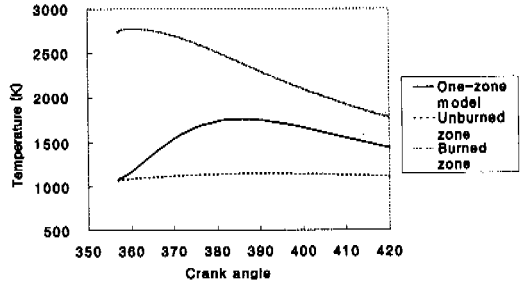

Fig. 3 Comparison of gas temperature between burned zone and unburned zone at 3000rpm

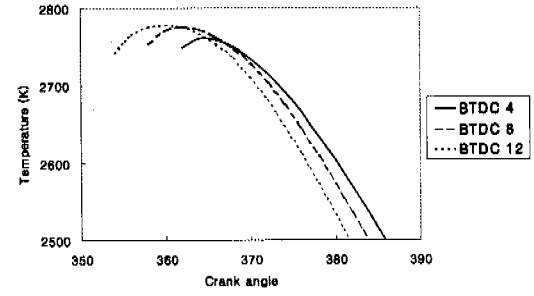

Fig. 6 Burned zone gas temperature for different injection timing at 3000rpm

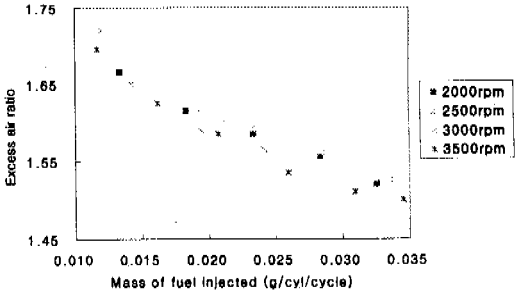

Fig. 4 Excess air ratio calculated from local air-fuel ratio model proposed by Ishida[2]

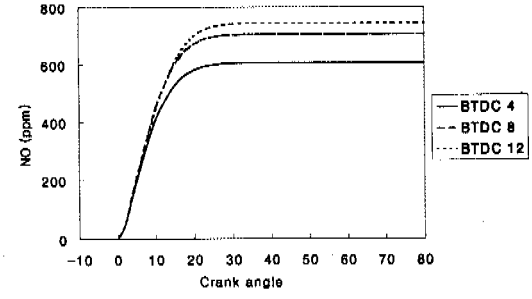

Fig. 7 NO formation for different injection timing at 3000rpm

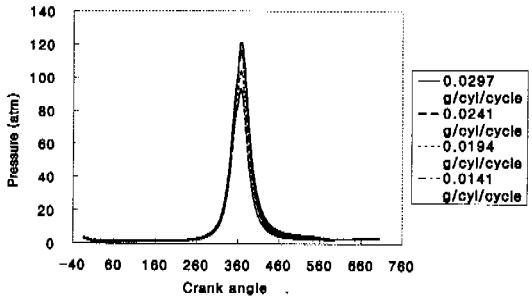

Fig. 8 In-cylinder gas pressure for different fuel amount at 3000rpm

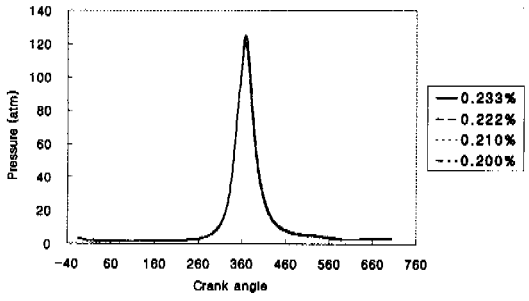

Fig. 11 In-cylinder gas pressure for different intake O_2 concentration at 3000rpm

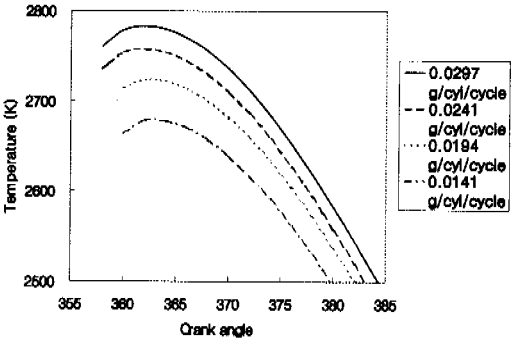

Fig. 9 Burned zone gas temperature for different fuel amount at 3000rpm

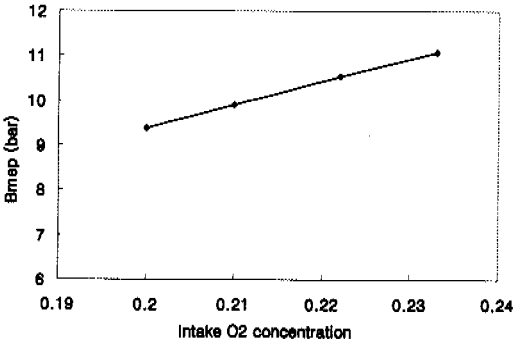

Fig. 12 Bmep as a function of intake O_2 concentration at 3000rpm

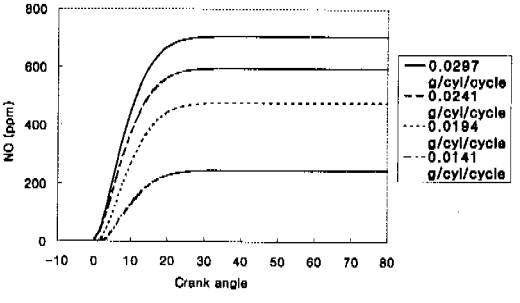

Fig. 10 NO formation for different fuel amount at 3000rpm

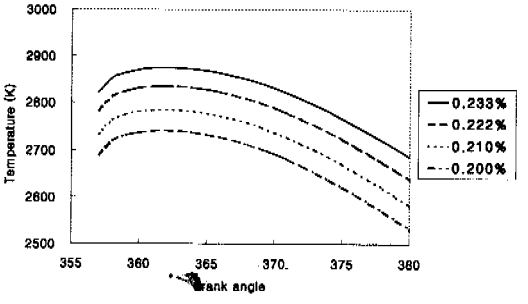

Fig. 13 Burned zone gas temperature for different intake O_2 concentration at 3000rpm

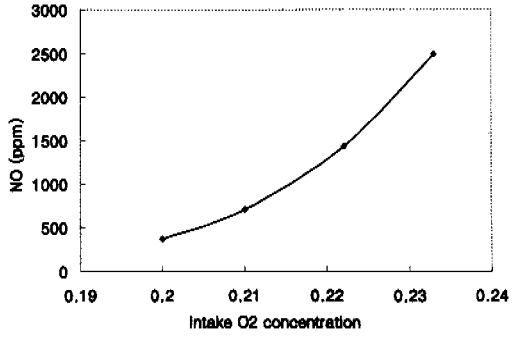

Fig. 14 NO formation as a function of intake O_2 concentration at 3000rpm

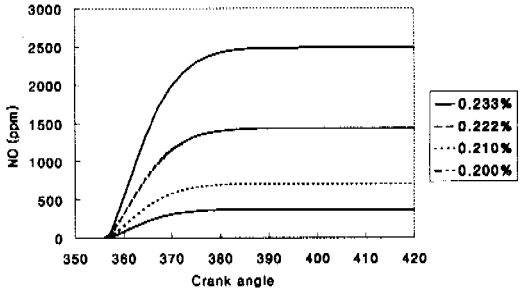

Fig. 15 NO formation for different intake O_2 concentration at 3000rpm

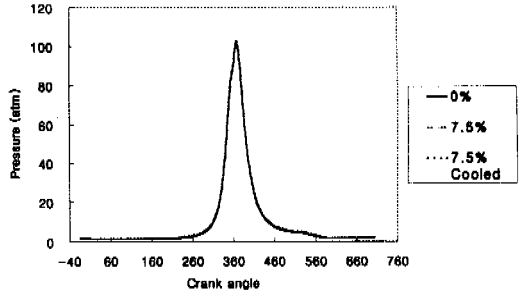

Fig. 16 In-cylinder gas pressure for different EGR at 2000rpm

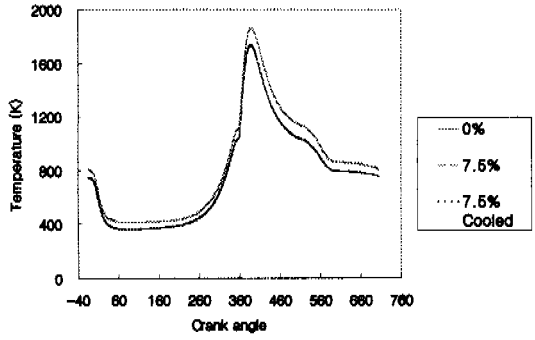

Fig. 17 In-cylinder gas temperature for different EGR at 2000rpm

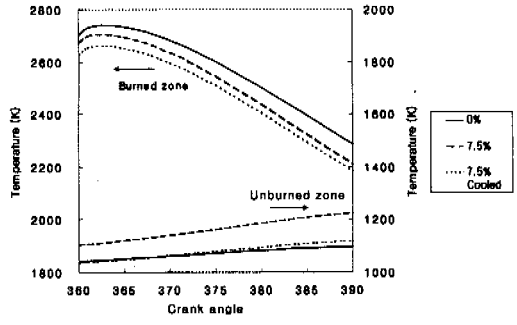

Fig. 18 Burned and unburned zone gas temperature for different EGR at 2000rpm

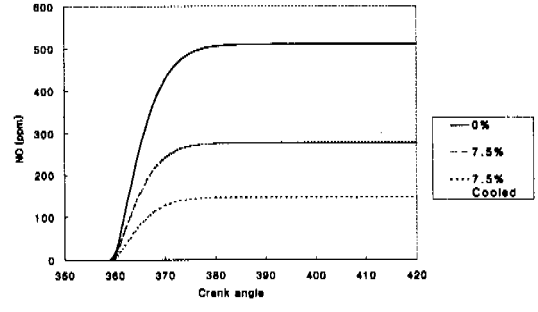

Fig. 19 NO formation for different EGR at 2000rpm

4. 결 론

본 연구에서는 1896cc EGR사용 직접분사식 과급 디젤엔진을 해석대상으로 하여 운전조건 변화에 따른 연소 및 열전달 특성을 해석하기 위하여 엔진 사이클 시뮬레이션을 수행하였다. 또한 분사시기, 연료분사량, 흡기의 산소질량분율, EGR이 NO 생성에 미치는 영향을 연구하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) NO의 생성은 기연영역 가스온도에 매우 민감하므로 다영역모델을 사용하므로서 기존의 단일영역모델에 비해 정확히 예측할 수 있었다.

(2) 연료분사량이 증가함에 따라 착화지연기간중에 더 많은 연료가 분사되고 예혼합기간중에 더 많은 연료가 연소되므로 초기 기연영역의 온도가 더 커졌다.

(4) 흡기의 산소질량분율이 높아질수록 더 활발한 연소로 인해 최대압력과 기연영역의 온도가 증가하였고, 평형연소생성물중 [O]의 비율도 증가하여 NO가 급증하였다.

(5) EGR을 행하였을 때 미연영역 가스온도는 증가하였으나 기연영역의 가스온도는 감소하였고 이에따라 NO의 생성량도 감소하였다. Cooled EGR의 경우(NO 70% 감소)는 EGR의 경우(NO 45% 감소)보다 NO가 더 많이 감소하였다.

후 기

본 연구는 '98년도 한국과학재단 목적기초 연구과제(연구과제번호: 97-02-00-03-01-3) 결과중 일부이며 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

(1) Assanis, D.N., 1985, "A Computational Simulation of the Turbocharged Turbocompounded Disel Engine System for Studies of Low-Heat-Rejection Engine Performance," Ph. D Thesis.

(2) Ishida, M., 1994, "Combustion Analysis by Two-Zone Model in a DI Diesel Engine," COMODIA 94, pp. 309~314.

(3) 이교승, 1997, "자연 흡기식 디젤엔진의 열전달 및 열거동특성에 관한 연구," 연세대학교 기계공학과 박사학위 논문.

(4) Rosli Abu Bakar, 이창식, 1998, "Influence of the Cyclic Parameters on the Nitric Oxide Formation in the Diesel Engine," *KSAE* NO.98370003.

(5) Muller, E. and Zillmer, M. 1998, "Modeling of Nitric Oxide and Soot Formation in Diesel Engine Combustion," *SAE* 982457.

(6) Watson, N. and Janata, M.S., 1982, *Turbocharging the Internal Combustion Engine*, John Wiley & Sons, New York.

(7) Mansouri, S.H., 1982, "Divided-Chamber Diesel Engines, Part 1: A Cycle Simulation which Predicts Performance and Emissions," *SAE* 820273.

(8) Poulos, S.G. and Heywood, J.B., 1982, "The Effect of Chamber Geometry on SI Engine Combustion Rate - A Modeling Study," M.I.T. Deprt. of Mech. Engr., S.M. Thesis.

(9) Millington, B.W. and Hartles, E.R., 1968, "Friction Loss in Diesel Engines," SAE 680590.

(10) Chikahisa, T., 1995, "Analysis of NO formation Characteristics and Control Concepts in Diesel Engines from NO Reaction-Kinectic Considerations," SAE 950215.

(11) Mikus, T., Heywood, J.B., and Hicks, R.E., 1978, "Nitric Oxide Formation in Gas Turbine Engines: A Theretical and Experimental Study," NASA CR 2977.

(12) Shampine, L.F. and Gordon, M.K., 1974, Computernter Solution of Ordinary Differential Equations - The Initial Value Problem, W.H. Freeman and Company.

(13) Ropke, L., 1995, "NOx Formation in Diesel Engines for Various Fuel and Intake Gases," SAE 950213.