

〈논 문〉 SAE NO. 97370003 .

Diesel Spray의 점화와 연소 특성 해석

Numerical Study of Ignition and Combustion Process of a Diesel Spray

김 용 모*, 권 영 동*, 김 후 중*, 김 세 원**
Y. M. Kim, Y. D. Kwon, H. J. Kim, S. W. Kim

ABSTRACT

The present study is mainly motivated to numerically simulate the autoignition and combustion process of a diesel spray in RCM and effects of design parameters on combustion and engine performance in the DI diesel engine using EGR. In case of the burning spray in RCM, special emphasis is given to the autoignition process coupled with the fluid mechanics and chemical reaction. Computations are carried out for a wide range of operating condition in terms of temperature, concentration of oxygen and carbon dioxide of the intake gas in the DI diesel engine. Numerical results indicate that the mixing process along the edges of spray jet has a crucial role for autoignition and combustion process. Temperature and concentration of O₂ and CO₂ of intake gas significantly influence the combustion characteristics and engine performance in the diesel/EGR environment.

주요기술용어 : spray(분무), autoignition(자발화), droplet breakup(액적 분열), droplet collision (액적 충돌), atomization(미립화), EGR(배기가스 순환)

1. 서 론

디젤연료분무의 연소과정은 액체연료제트의 미립화, 액적분열, 충돌, 증발, 액적과 난류의 상호작용, 연료분무 혼합기의 자발화, 연소파와 압력파의 전파, 그리고 난류혼합과 같은 복잡한 물

리적 현상을 수반하게 된다. 분무연소에 관련되는 이러한 물리적 현상들에 대한 수치적이고 물리적인 모델들의 개발 및 개선을 위한 많은 연구들^{1)~6)}이 진행되어 왔으며 이러한 연구들은 디젤 엔진에서 성능향상과 배기가스제어뿐 아니라 복잡한 다상 난류 연소과정을 이해하는데 목적을 두고 있다.

연료제트의 미립화와 액적분열현상은 디젤연료분무의 증발, 공기와의 혼합, 자발화 및 연소

* 정회원, 한양대학교 기계공학과

** 정회원, 생산기술연구원

과정에 지대한 영향을 미친다. 본 연구에서는 연료제트의 미립화과정과 액적분열과정을 고려해 주기 위해 TAB모델(Taylor analogy breakup model)⁹⁾과 Reitz의 파동불안정모델⁴⁾을 사용하였다. 탄화수소계 연료의 자발화는 initiation, propagation, autocatalysis, branching, 그리고 termination과정등 복잡한 화학반응과정을 수반한다. 이러한 자발화과정에 대한 상세한 화학반응모델은 디젤기관에서 주로 사용되는 분자량이 큰 탄화수소계 연료에 대해서는 잘 알려져 있지 않고 또한 과대한 계산시간을 필요로 하기 때문에 다차원 연소유동장 해석에 사용할 수 없다. 그러므로, reduced kinetic mechanism을 이용한 탄화수소계 연료의 저온영역 화학반응모델은 디젤분무의 점화지연 예측을 위해 필수적인 요소이다. 본 연구에서는 5개의 화학종과 8개의 화학반응을 포함하는 가지는 Shell 점화모델⁷⁾을 사용하였고 화학반응식에서 질량보존을 고려하기 위해 Schäpertöns와 Lee에 의해 제안된 방법¹⁰⁾을 이용하였다. 또한 높은 온도영역에서 연료의 연소반응율은 수정된 eddy breakup 연소모델⁸⁾을 사용하여 계산하였다.

본 연구에서는 RCM(Rapid Compression Machine)에서의 디젤연료분무의 자발화와 연소과정과 EGR(Exhaust Gas Recirculation)를 사용하는 직접분사식 디젤엔진에서의 연소특성 및 엔진성능을 체계적으로 해석하는데 중점을 두었으며 수치계산은 직접분사식 디젤엔진과 RCM에서의 디젤연료분무에 대하여 수행하였다. 본 연구에서는 RCM에서의 분무연소과정에 대하여 자발화와 관련된 유동장과 화학반응의 결합구조에 대하여 상세히 논의하였고 EGR을 가지는 직접분사식 디젤엔진에서의 연소과정을 분석하기 위해 흡기의 초기온도와 산소 및 이산화탄소의 농도를 변화시키며 광범위한 작동조건하에서 수치해석을 수행하였다.

2. 물리모델 및 수치모델

기상과 액상에서 발생하는 중요한 물리적 현상들은 비정상, 다차원 연립방정식으로 모델링된

다. Eulerian-Lagrangian 다상 유동해석법은 기상의 지배방정식은 Euler 좌표계에서 표현되는 반면 액상의 지배방정식은 Lagrange 좌표계에서 표현된다. 기상과 액상의 지배방정식은 질량, 운동량, 열전달률을 나타내는 상호 관련된 생성항으로 결합된다. 본 연구에서 사용한 물리모델은 Shell 점화모델⁷⁾과 수정된 eddy-breakup 연소모델⁸⁾, TAB 액적분열모델⁹⁾, 파동불안정 액적분열모델⁴⁾, 난류에 의한 액적의 dispersion을 고려해 주기 위한 stochastic 액적추적모델¹¹⁾, 액적 사이의 충돌과 결합을 고려한 O'Rourke의 액적충돌모델²⁾, 액적/벽면충돌모델^{11),12)}, 그리고 무한진도 액적가열모델¹³⁾등이 포함된다. 그리고 액상과 기상간의 질량, 운동량, 그리고 열전달 계산에서 난류의 시간척도와 길이척도는 $k-\epsilon$ 난류모델에 의해 나타난다. 디젤연료분무의 비정상 연소과정을 모사하기 위해 파동불안정 액적분열모델⁴⁾, Shell 점화모델⁷⁾, 그리고 수정된 eddy breakup연소모델⁸⁾을 KIVA-II code에 첨가하였다. 본 연구에서 사용한 액적분열모델, 그리고 저온 및 고온영역 연소모델에 대해 간략하게 기술하면 다음과 같다.

액적 분열 모델

본 연구에서는 두 가지 액적분열모델 즉, TAB 모델(Taylor analogy breakup model)⁹⁾과 Reitz의 파동불안정모델(wave instability model)⁴⁾이 이용된다. TAB모델은 진동하고 변형되는 액적과 스프링-질량 시스템 사이에 기초를 두고 있으며 스프링의 복원력은 액적의 표면장력, 질량에 작용하는 외력은 기체가 액적에 작용하는 공기역학적 힘, 감쇠력은 액체의 점성력으로 각각 대응된다. TAB모델에서, 액적의 진동과 분열을 계산하는데 있어서 액적의 변형변수의 가속도에 대한 방정식으로부터 결정되는 두개의 정규화된 각 액적의 변형과 진동을 나타내는 액적 parcel에 대한 배열을 필요로 한다. 액적의 분열이 발생할 때 Sauter 평균반지름(SMR)과 분열된 액적의 진동속도는 이 두개의 변수와 Weber수에 종속된다. 분열된 액적의 반지름은 계산된 SMR을 가지고 chi-squared 분포로부터 통계적으로

선택된다. 분열된 액적의 온도는 분열되기 전의 액적의 온도와 같고 변형치와 진동율은 0으로 놓는다.

Reitz의 파동불안정모델(wave instability model)⁴⁾에서는, 미립화과정과 액적분열과정을 액체 제트에 대해 선형 안정성 해석결과를 이용하여 모델링 한다. 이 방법은 액체의 관성력, 표면장력, 그리고 액체제트에 작용하는 공기 역학적 힘의 서로 다른 조합의 영향으로 인한 다양한 미립화 영역뿐만 아니라 intact core의 길이를 예측할 수 있다. 그러나, 액적에 대하여 한개의 특성화된 크기의 차원을 가지고 있으며 액적의 크기분포와 분열하는 동안의 시간을 예측할 수 없다는 단점을 가지고 있다. 이 모델에서 액적의 평균크기와 분열속도는 다음과 같이 주어진다.

$$r = \begin{cases} B_0 \Lambda & \text{if } B_0 \Lambda \leq a \\ \min \left\{ (3\pi a^2 W / 2\Omega)^{0.33}, (3a^2 \Lambda / 4)^{0.33} \right\} & \text{if } B_0 \Lambda > a \end{cases} \quad (1)$$

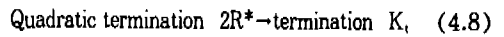
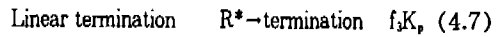
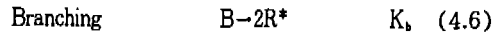
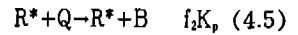
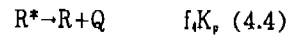
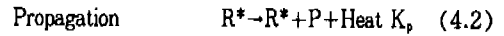
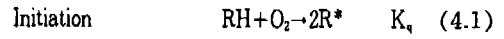
$$\frac{da}{dt} = -\frac{(a-r)}{\tau_b} \quad (2)$$

$$\tau_b = 3.726 B_1 a / \Lambda \Omega \quad (3)$$

여기서, B_0 는 0.61이고 B_1 는 분열시간상수이며 a 는 액체제트 또는 액적의 반경이다. 이 모델에서 중요한 매개변수인 가장 빠르게 성장하는 파의 파장, Λ 와 파의 최대성장을, Ω 는 round jet의 표면파동 분산방정식의 수치적 해를 curve fitting하여 얻은 관계식에 의해 각각 결정된다. 액적분열과정에 대한 지배방정식은 미립화과정의 해석에 사용되는 식과 동일하며 더 미세한 액적의 parcel들은 그것의 질량이 분열되기 전의 액적 질량의 20%에 도달할 때 생성된다. 미립화과정에서 분열상수는 Reitz⁴⁾에 의해 제안된 값, $B_1=10$ 을 사용하고 액적의 2차 분열에 대해서는 O'Rourke와 Amsden³⁾에 의하여 제안된 값, $B_1=1.73$ 을 사용하였다.

점화 및 연소모델

본 연구에서 사용한 Shell 점화모델은 다단계 반응모델⁷⁾을 채택하며 이 반응모델에 포함되는 화학종과 반응식은 다음과 같다.



여기서, RH는 탄화수소계 연료($C_n H_{2m}$), R^* 는 연료로부터 형성되는 라디칼, B는 branching agent, Q는 불안정한 중간생성물, 그리고 P는 CO, CO_2 , H_2O 로 구성되는 산화생성물이다. 식 (4)에서 반응상수는 기본적으로 Arrhenius 형태를 갖게되며 반응상수의 형태는 다음과 같다.

$$f_1 = A_{11} \exp(-E_{11}/RT) [O_2]^{x_1} [RH]^{y_1}$$

$$f_2 = A_{12} \exp(-E_{12}/RT)$$

$$f_3 = A_{13} \exp(-E_{13}/RT) [O_2]^{x_3} [RH]^{y_3}$$

$$f_4 = A_{14} \exp(-E_{14}/RT) [O_2]^{x_4} [RH]^{y_4}$$

$$K_1 = A_{15} \exp(-E_{15}/RT)$$

여기서, k_i 는 K_{p1} , K_{p2} , K_{p3} , K_a , K_b 그리고 K_1 을 포함하며 K_p 는 다음과 같은 예외적인 반응식

으로 표현된다.

$$K_p = \frac{1}{\frac{1}{K_{p1}[O_2]} + \frac{1}{K_{p2}} + \frac{1}{K_{p3}[RH]}}$$

라디칼의 전파과정은 원래의 연료분자로부터 -CH₂ 그룹의 소모에 적절한 열방출을 포함하며 체적이 V인 혼합기에서 발생하는 열량은 다음과 같다.

$$Q = \xi V K_p [R^*]$$

여기서, ξ 는 라디칼이 한번 생성될 때마다 발생하는 열량을 나타낸다. 본 연구에서는 Shell 점화모델의 반응식의 질량보존을 고려하기 위해 Schäpertöns와 Lee에 의해 수정된 반응식¹⁰⁾을 이용하였다. 식 (4.2)~(4.5)는 화학종 B, R*, Q, 그리고 P의 분자량을 정의함으로써 질량보존을 만족시킨다. 그리고, A_{14} 는 1.0×10^6 을 사용하였고 다른 모델상수들은 기준이 되는 경우⁷⁾, 즉 90 RON 연료에 대한 값을 이용하였다.

본 연구에서는 고온에서의 연소반응을 수정된 eddy breakup 연소모델⁶⁾을 이용하여 모델링하였으며 비가역 일단계 화학반응에서 난류혼합에 의한 반응율⁸⁾은 다음과 같이 주어진다.

$$R_{mix} = A_{mix} \frac{\epsilon}{k} \min(\rho_b, \frac{\rho_{O_2}}{s})$$

여기서, 모델상수, $A_{mix}=4$ 이고 s 는 화학량론적인 산소/연료의 비를 나타내며 ρ 와 ρ_{O_2} 는 연료와 산소의 밀도를 나타낸다. 또한 k , ϵ 은 난류 운동에너지와 난류에너지의 소산율을 나타낸다.

비가역 일단계 반응에 기초한 화학반응에 의해 결정되는 반응율, R_{che} 은 다음과 같은 Arrhenius 형태¹¹⁾로 주어진다.

$$R_{che} = A C_f^c C_{O_2}^b \exp(-\frac{E}{RT})$$

여기서, C_f 와 C_{O_2} 는 연료와 산소의 농도이고 A 와 E 는 지수항 앞에 나타나는 상수와 활성화 에너지이다. 난류 연소 유동장의 반응율, R_{to} 은 반응물의 혼합율과 화학반응속도 중에 작은 값에 의해 결정된다.

3. 결과 및 토의

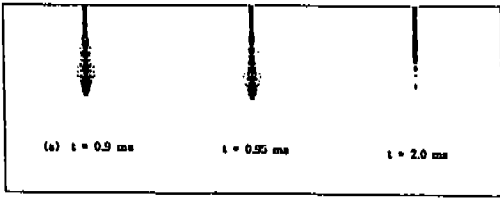
RCM에서의 디젤연료분무의 연소과정

본 연구의 수치모델을 검증하기 위해 Yokoda 등¹⁵⁾의 증발 및 연소를 수반하는 연료분무에 대한 실험조건을 채택하였으며 실험조건은 Table 1에 나타나 있다. 액체연료는 노즐을 통하여 고온 고압의 공기로 채워져있는 연소실속으로 분사되며 실험에 사용된 액체연료는 tridecane(C₁₃H₂₈)이며 노즐의 직경은 0.16mm이다. 계산영역은 반경이 40mm이고 길이가 100mm이며 수치격자는 반경방향으로 31개, 축방향으로 44개의 격자를 사용하였으며 인젝터와 중심면 근방에 밀접되게 분포시켰다.

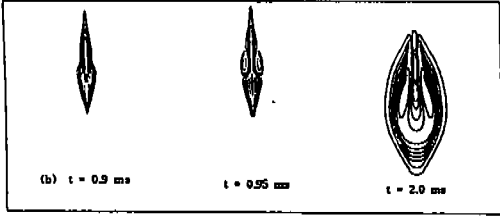
Fig.1a-1e에는 시간에 따른 순간적인 분무의 분포, 온도장, 산소와 라디칼의 질량분율 및 속도 벡터를 나타내었다. 분사시간이 0.9ms경과하기 전에는 화학반응에 의하여 온도장 및 속도장이 거의 영향을 받지 않으나 자발화가 일어나는 0.9ms이후에는 혼합영역에 대응하는 분무제트의 edge영역에서 cold-flame 점화에 기여하는 라디

Table 1 Test Conditions for the Measurement of Yokoda et. al.

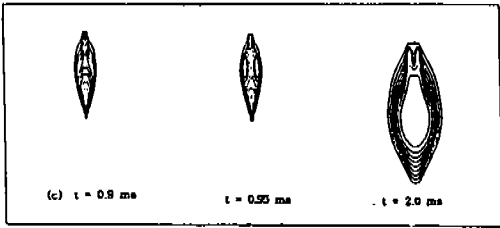
Case	P _{inj} (MPa)	P _{gas} (MPa)	T (K)	M _{inj} (kg/s)	Atmosphere
Burning Spray	30	3.0	900	0.00326	Air



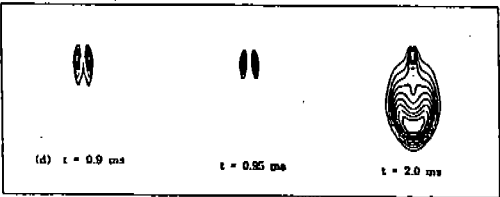
(a) spray parcel distribution



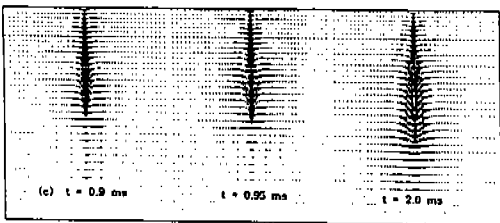
(b) temperature



(c) mass fraction of oxygen



(d) mass fraction of radical



(e) velocity vectors

Fig.1 Instantaneous flowfield in a burning spray

칼의 농도가 현저하게 증가되고 있으며 이로인해 이 영역의 혼합기의 온도가 서서히 상승하며 분무제트에 의해 생성되는 와동역역에서 자연발화가 발생하여 자연발화점 주위에서의 온도는 급히 상승하게 된다. 이 유동역역에서 농도가 높으며 축방향과 반경방향의 속도는 화학적인 열발출과 연소파의 전파, 그리고 와동의 세기의 증가로 인하여 갑자기 증가하고 있음을 알 수 있다. 수치적인 결과에서 보는 바와같이 분무제트의 반경방향 edge를 따라 형성되는 와동의 구조가 국부적인 혼합과 화학반응을 촉진하게 된다. 즉, 분무로부터 멀리 떨어져있는 공기를 분무쪽으로 유입되게 하므로 자연발화와 연소에 중요한 역할을 함을 의미하며 이 영역에서 연료중기가 머무르는 시간이 길기때문에 화학반응과 유체역학적 시간 스케일이 평형을 이뤄 자발화를 이끌어 내게 된다. 초기 연소단계 ($0.9 \leq t \leq 1.0$)에서는 예혼합된 화염은 자연발화와 연소의 혼합된 효과로 인하여 빠르게 퍼지고 이러한 예혼합화염은 1.3ms 정도에서 사라진다. $t=1.2$ ms 이후에는 분무는 완전히 화염에 둘러 싸이게되고 열 발생속도는 혼합에 의해 지배된다. 예혼합화염에서 확산화염으로의 천이는 산소의 질량분율에 대한 수치결과로부터 명확하게 알 수 있다.

Fig.2는 파동불안정모델⁴⁾과 TAB모델⁵⁾에 의해 예측된 열발생율을 보여준다. 파동불안정모델에 비해 TAB모델은 열발생율을 상당히 낮게 예

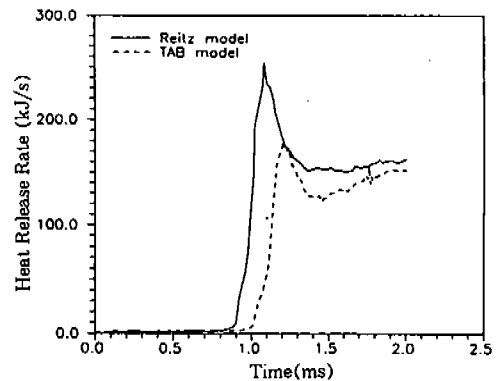


Fig.2 Heat release rate for two droplet breakup models

측한다. 이러한 해석결과는 노즐출구근처에서 액적의 분열속도를 높게 예측하여 분무의 관성력의 감소와 완전히 발달되지 않은 와동구조와 관계되는 것으로 보이며 이로인해 상대적으로 지연된 점화($t_{ig}=1.05ms$)를 일으키게 된다. Reitz의 모델에 의해 예측된 열발생속도는 $t=0.9ms$ 전에는 매우 낮으나 $t=0.9ms$ 이후에는 증가하게 된다. 이러한 결과는 축적된 연료 증기의 빠른 반응에 기인한다. 예측된 점화지연, 0.9ms는 실험결과¹⁵⁾와 잘 일치한다. 축적된 연료증기는 예혼합 연소기간($0.9 \leq t \leq 1.3$)동안 고갈되므로 이 기간 이후에는 열발생속도는 감소하게 된다.

다음으로, 배기가스 재순환(EGR)을 이용하는 디젤기관의 연소조건에서 O_2 와 CO_2 의 농도변화가 분무의 점화 및 연소과정에 미치는 영향에 대하여 살펴보면 다음과 같다. Fig.3a-3c는 분무의 분포, 온도장, 연료와 산소의 질량 분율, 그리고 속도벡터를 보여준다. $t=0.8ms$ 에서는 두 경우(18%, 25.9% O_2 체적 분율) 모두 점화가 발생하지 않는다. 그러나, 산소의 농도가 높은 경우(25.9%)에 대하여는 활발한 산소의 유입으로 혼합영역 주위에서 감지할 수 있는 온도변화가 나타남을 알 수 있다. 이 과정에서 산소 농도의 증가는 결국 라디칼 농도를 증가시켜 자발화를 촉진시킨다. 높은 산소 농도의 경우 자발화는 $t=0.85ms$ 에서 발생하는 반면 낮은 산소 농도의 경우에는 $t=0.95ms$ 근처에서 자발화가 발생한다. 이러한 결과로부터 초기 산소농도가 저온영역에서 연료분무의 산화에 지대한 영향을 미치는 것을 알 수 있다. Fig.4는 두 경우(18% O_2 , 25.9% O_2)에 대한 열발생속도를 보여주며 산소농도의 증가는 연료증기의 빠른 점화를 일으키므로 분무선단의 관통거리는 훨씬 짧아지고 연료증기의 제한된 양만이 축적된다. 그러므로, 높은 산소농도의 경우는 열발생속도의 최대치가 낮아지고, 예혼합연소기간이 짧아지며, 상대적으로 긴 확산연소기간을 가지게 된다.

Fig.5는 두 경우(case 1 : 21.5% O_2 , 4.7% CO_2 case 2 : 24% O_2 , 24.7% CO_2)에 대한 열발생속도를 보여준다. 예상했던 바와같이 이산화탄소의 농도가 높은 경우(24.7% CO_2)에는 점

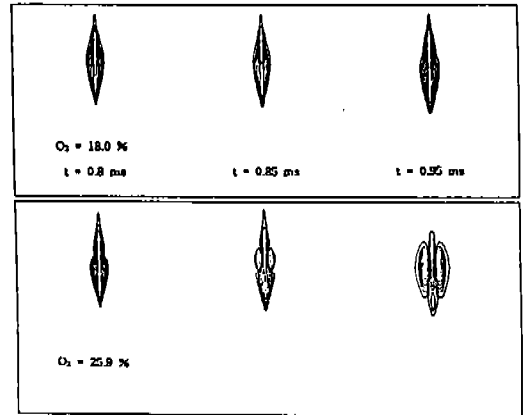


Fig.3 a Contours of temperature in burning spray flowfields

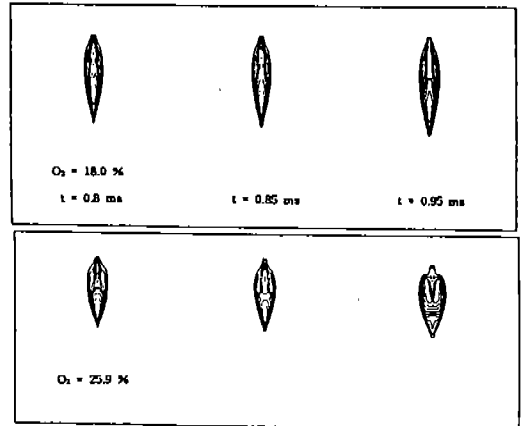


Fig.3 b Contours of oxygen in burning spray flowfields

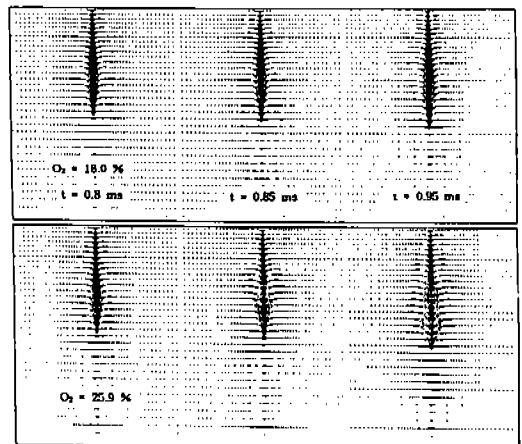


Fig.3 c Velocity vectors in burning spray flowfields

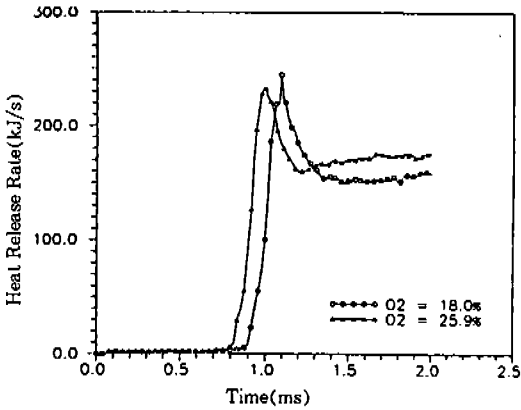


Fig.4 Effect of O₂ concentration on heat release rate due to chemical reaction

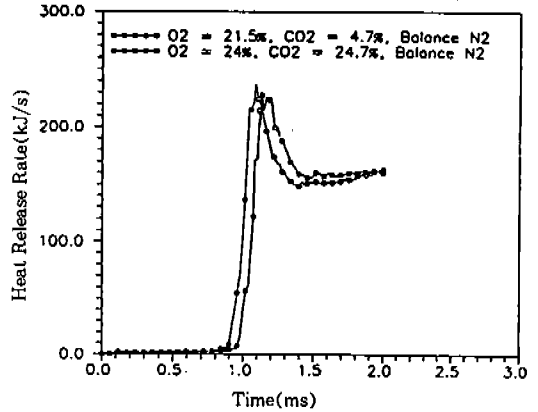


Fig.5 Effect of CO₂ concentration on chemical heat release rate

Table 2 Engine specification

Cylinder bore × stroke(mm)	102.0 × 100.0
Connecting rod length(mm)	167.0
Displacement volume(cc)	817.0
Compression ratio	17.0
Number of nozzle orifice × diameter(mm)	4 × 0.29
Spray angle(from cylinder head)	30.0 degrees
Swirl ratio(nominal)	1.0
Engine speed(rpm)	1800
Combustion Chamber	Bowl in piston
Injection pressure(MPa)	30
Injection velocity(m/s)	184
Injection duration	25 CA
Fuel Injected(g/cyc)	0.018
Start of injection	-15° ATDC
Inlet air pressure(kPa)	101.3
Inlet air temperature(K)	293.15

화지연시간($t=1.0\text{ms}$)이 증가된 결과를 가지나 두 경우에서 점화 지연의 차는 작다. 이것은 높은 압력의 분사로 인한 강화된 공기와 연료와의 혼합과 관련이 있는 것으로 보인다.

EGR을 사용하는 직접분사식 디젤엔진에서의 연소과정

EGR을 사용하는 직접분사식 디젤엔진의 성능

및 연소특성을 수치해석하기 위해 채택한 엔진의 제원은 Table 2에 주어져 있다. 직접분사식 디젤 엔진의 연소특성을 해석하기 위한 3차원 연소실 형상은 Fig.6과 같다. 연소실형상은 축대칭이고 실린더헤드의 중앙에 위치한 연료분사기의 4개의 노즐에서 연료가 헤드와 30°의 각도를 이루며 분사되며 전체 연소실을 계산영역으로 하는 경우는 과도한 수치계산시간이 소요되므로 4개

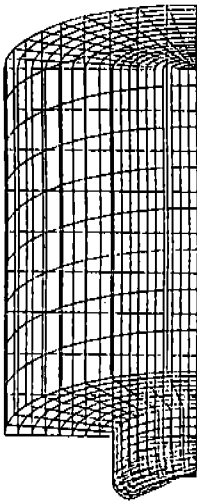


Fig.6 Three-dimensional computational domain for DI Diesel Engine

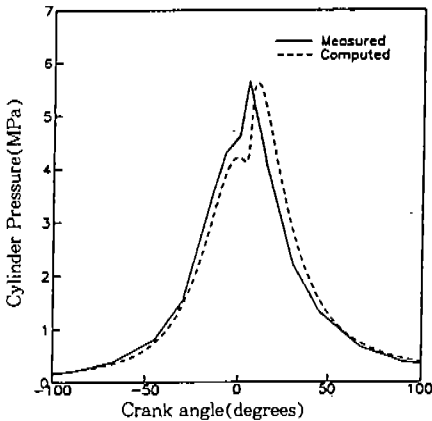


Fig.7 Cylinder pressure in air intake condition

의 노즐이 실린더의 방위와 방향으로 등각도로 위치하는 것으로 가정하여 전체 연소실의 1/4에 해당되는 유동장에 대하여 격자를 형성하였다. 따라서 Fig.6에 제시된 격자의 방위와 방향의 양쪽면은 주기적인 경계면을 나타내도록 처리되었고 윗면의 실린더헤드는 고정경계면, 그리고 밑면의 피스톤 보울은 이동경계면으로 설정되었다. 사용된 연료는 hexadecane($C_{16}H_{34}$)이고 EGR을 사용하는 디젤엔진의 주요작동변수인 혼합기

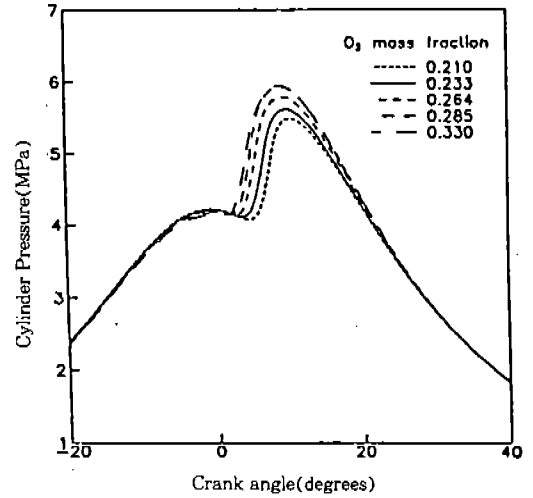


Fig.8 Effects of O_2 mass fraction on cylinder pressure; (balance N_2 , $T_i=20^\circ C$)

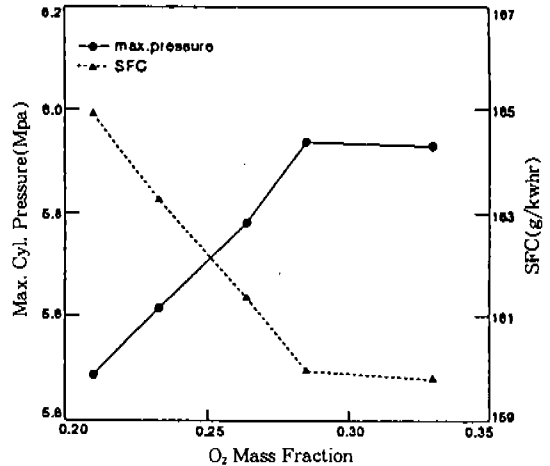


Fig.9 Effects of O_2 mass fraction on peak cylinder pressure and specific fuel consumption; (balance N_2 , $T_i=20^\circ C$)

조성비, 초기온도, 초기압력 등을 변화시켜가면서 수치계산을 수행하였으며 초기 선회분포에 대하여는 강제회전으로 가정하였다.

Fig.7는 엔진표준 작동조건에서 크랭크각에 따른 연소실내부의 압력변화를 실험치와 비교하였다. 수치계산결과는 실험치⁽⁶⁾와 전체적인 압력 변화 경향은 거의 일치하지만 자발화이후($\theta=$

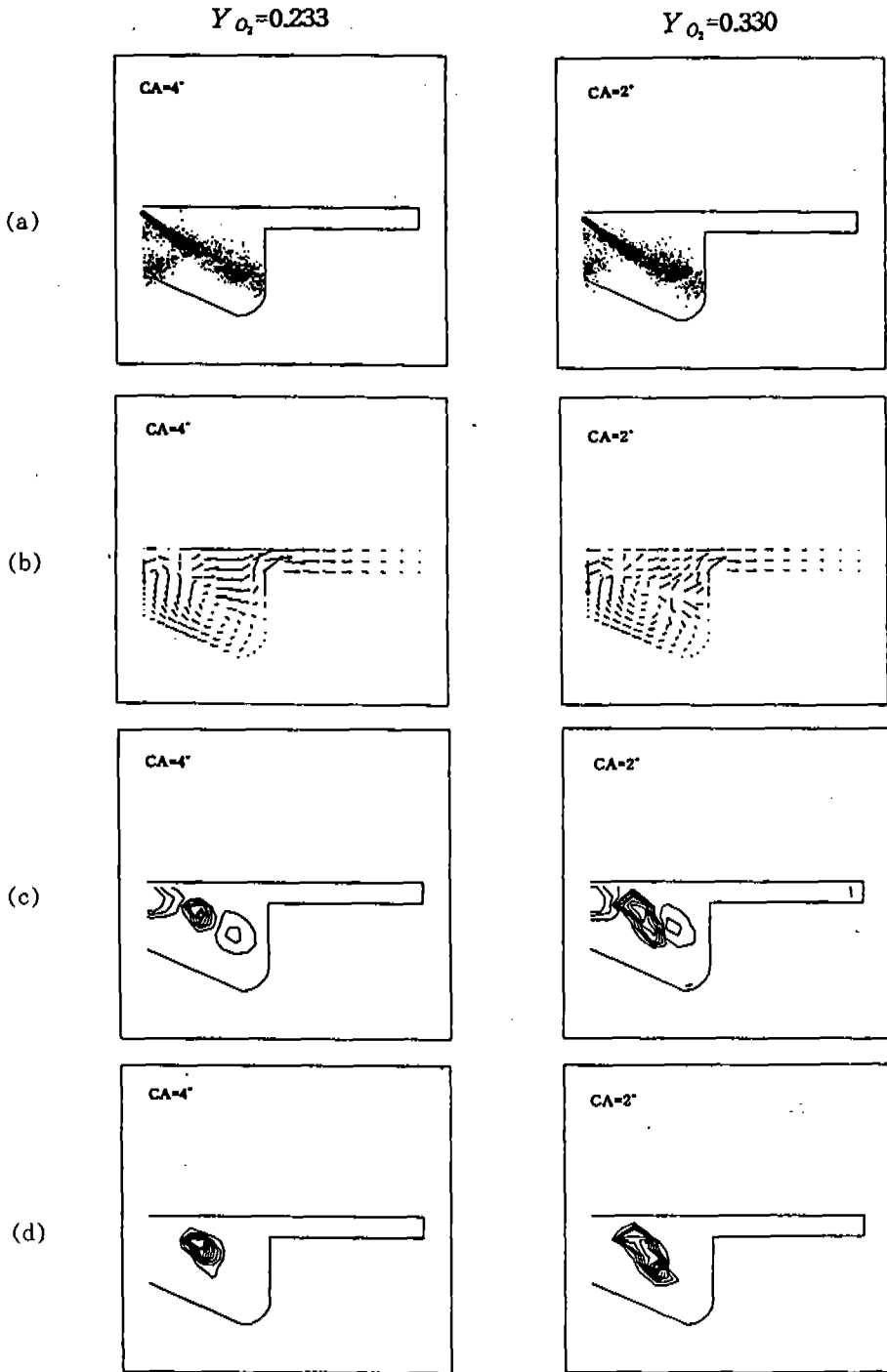


Fig.10 Instantaneous flowfield in a DI Diesel engine; ($Y_{O_2}=0.233$ and $Y_{O_2}=0.330$, balance N_2 , $T_i=20^\circ C$) (a) spray parcel distribution (c) contours of temperature (b) velocity vectors (d) contours of Q mass fraction

4°) 연소실내의 압력을 다소 과대에측함을 보여 주고 있다. 이러한 실험치와의 오차는 실제엔진의 기하학적 조건 및 작동조건을 수치모델에서 단순화시켜 모델한 것에 주로 기인하는 것으로 보이며 엔진의 상세한 기하학적 데이터를 사용하여 수치계산을 다시 수행하는 경우 실험치에 훨씬 근접한 수치해석결과를 얻을 것으로 사료된다.

Fig.8은 O_2/N_2 혼합기의 산소질량분율(Y_{O_2})이 실린더 압력에 미치는 영향을 보여준다. 혼합기의 산소질량분율이 증가되면 $Y_{O_2} = 0.285$ 까지는 실린더 최고압력(P_{max})이 증가되는 결과를 낳는다. 산소의 질량분율이 0.285보다 큰 경우는 산소의 양이 증가됨에 따라 최고압력이 거의 변화하지 않음을 알 수 있다. 산소의 초기질량분율을 증가시키므로써 P_{max} 에 해당하는 크랭크각(θ_{max})은 TDC쪽으로 전진하게 되고 점화지연기간도 짧아지게 된다. Fig.9은 산소의 질량분율이 실린더 최고압력과 단위출력당 연료소모량(SFC)에 미치는 영향을 보여준다. 산소의 질량분율이 0.285보다 작은 경우는 산소농도를 증가시키에 따라 SFC가 감소함을 보이나 0.285보다 큰 경우는 산소농도를 증가시키에 따라 SFC가 거의 변하지 않게 된다.

Fig.10은 산소의 초기질량분율, $Y_{O_2} = 0.233$ 과 $Y_{O_2} = 0.330$ 에 대응하는 디젤엔진내의 연료분무의 자발화 및 연소특성을 나타낸다. 예측된 속도장과 연료 분무궤적에 나타난 바와같이 분무액적은 선회유동의 영향으로 난류에 의한 액적의 퍼짐이 증가하고 압축시 발생된 실린더 중심축부근에서의 강한 축방향 속도장의 영향으로 상대적으로 작은 연료액적이 혼합기 유동장을 따라가면서 증발하게 되는 것을 알 수 있다. 자발화는 침투된 연료분무의 중간부위의 측면에 형성되는 강한 외동의 중심점부근에서 일어남을 잘 알 수 있다. 이러한 디젤엔진내의 자발화과정은 앞에서 설명한 축대칭 연료분무의 자발화와 거의 동일한 물리적 매커니즘을 가짐을 알 수 있다. 산소의 초기질량분율의 증가로 인한 최고 실린더압력과 열방출율의 증가는 연료중기가 농후한 연료분무의 유동영역에서 외동에 의해 산소와 연료의 혼

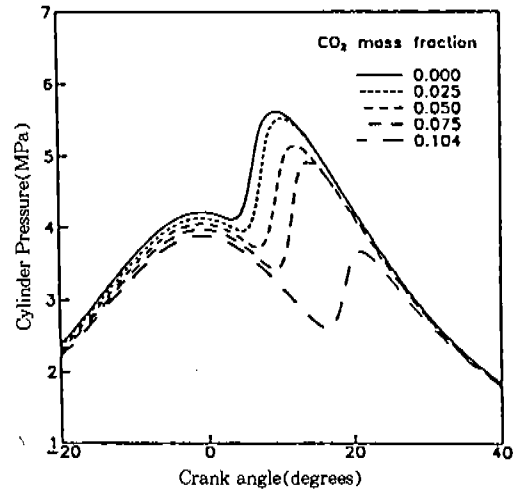


Fig.11 Effects of CO_2 mass fraction on cylinder pressure;

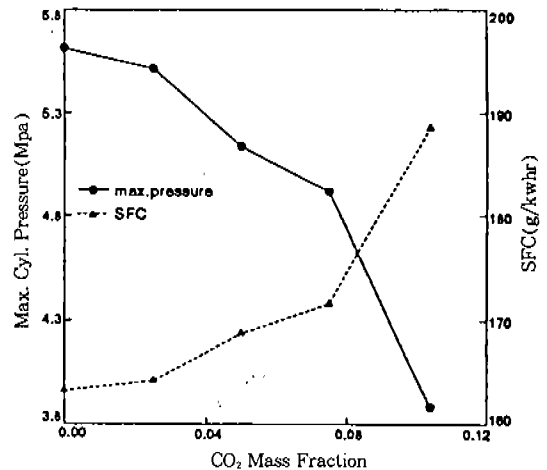


Fig.12 Effects of CO_2 mass fraction on cylinder pressure and specific fuel consumption; ($Y_{O_2} = 0.233$, balance N_2 , $T_i = 20^\circ C$)

합이 증가되어 빠른 시간내에 잘 섞인 예혼합 혼합기상태에 도달하여 자발화를 유도할 수 있기 때문이다.

Fig.11은 $CO_2/O_2/N_2$ 혼합기($Y_{O_2} = 0.233$)에서 초기 이산화탄소의 질량분율(Y_{CO_2})이 실린더압력에 미치는 영향을 보여준다. 수치계산결과는 Y_{CO_2} 의 값이 증가됨에 따라 P_{max} 가 급격

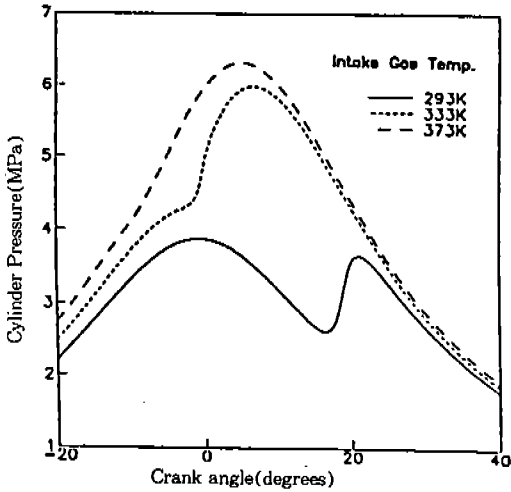


Fig.13 Effects of intake gas temperature on cylinder pressure; ($Y_{O_2}=0.233$, $Y_{O_2}=0.104$, balance N_2)

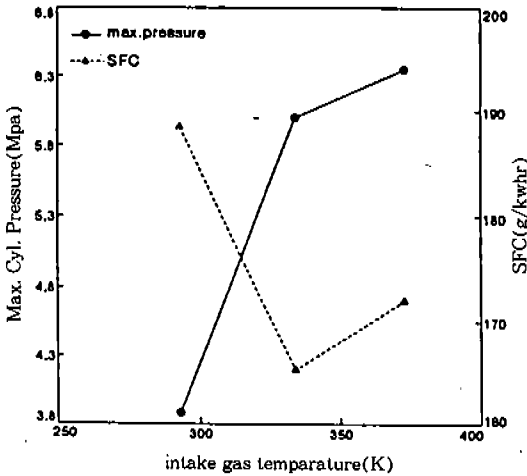


Fig.14 Effects of intake gas temperature on peak cylinder pressure and specific fuel consumption; ($Y_{O_2}=0.233$, $Y_{CO_2}=0.104$, balance N_2)

히 감소하고 점화지연기간도 증가함을 보여준다. 이와같이 흡기에서의 CO_2 양의 증가는 엔진 성능에 역효과를 낳게되며 이러한 바람직하지 못한 영향은 실온에서 1.4의 비열비값을 갖는 N_2 에 비해 CO_2 가 1.289로 상대적으로 작은 비열비값을 갖기 때문이다. 또한 CO_2 의 열용량이 상대적

으로 크기 때문에 최고 실린더압력과 온도를 감소시키고 이는 연료특성을 저하시키고 점화지연 연소기간을 증가시키는 결과를 초래한다. Fig.12에서 보는 바와 같이 흡기에서의 CO_2 양이 증가 되면 최고 실린더압력이 감소되고 SFC가 증가하게 된다.

Fig.13은 $CO_2/O_2/N_2$ 혼합기 ($Y_{CO_2, i}=0.104$, $Y_{O_2, i}=0.233$)에서 초기온도가 DI디젤엔진의 실린더압력에 미치는 영향을 보여준다. 높은 CO_2 질량분율 ($Y_{CO_2, i}=0.104$)을 갖는 흡기의 초기온도를 증가시킴으로써 점화지연기간이 감소하게 되고 최고 실린더압력은 증가하게 된다. Fig.14에서 보인 수치해석결과는 SFC를 최소화하는 최적의 흡기온도가 존재함을 나타내며 이는 온도 증가로 인하여 압축일이 증가되므로 엔진의 성능이 다시 감소하게 되기 때문이다.

4. 결 론

본 연구에서 사용된 수치해석절차는 EGR을 사용하는 디젤엔진의 연소조건에서 엔진의 성능 그리고 디젤연료분무의 점화와 연소의 기본특성을 잘 예측하였으며 이러한 수치계산결과로부터 다음과 같은 결론을 내릴 수 있다.

- 1) 연료분무제트의 edge부분을 따라 일어나는 혼합과정은 산소를 유입하고 연료증기의 체류시간을 상대적으로 연장시킴으로써 자발화와 연소과정에 중요한 역할을 하게된다.
- 2) 흡기에서 산소의 질량분율이 증가되어 산소질량분율 ($Y_{O_2, i}$)이 0.285될 때까지는 실린더 최고압력 (P_{max})이 증가되고 점화지연기간과 단위출력당 연료소모량(SFC)은 감소하게 되지만 $Y_{O_2, i}$ 가 0.285보다 큰 경우에는 최고 실린더압력과 단위출력당 연료소모량이 거의 변하지 않게 된다.
- 3) 흡기에서 CO_2 의 질량분율이 증가되면 최고 실린더압력은 감소되고 단위 출력당 연료소모량이 증가하게 되며 연소특성의 저하 및 점화지연기간의 증가와 같은 역효과를 초래하게 된다.

- 4) 높은 CO₂ 함량($Y_{CO_2} = 0.104$)을 갖는 흡기의 초기온도를 증가시키면 점화 지연기간이 감소되고 최고 실린더압력이 점진적으로 증가되지만 온도증가로 인한 압축일의 증가때문에 단위출력당 연료소모량을 최소화하는 최적의 작동온도가 존재하게 된다.

후 기

본 연구는 한국과학기술원의 95년도 목적기초 학술연구 프로그램에 의해 부분적으로 지원되었으며, 관계자 여러분께 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

1. Faeth, G. M., "Mixing, Transport and Combustion in Spray", *Prog. Energy Comb. Sci.*, 13, pp. 293~345, 1987.
2. O'Rourke, P. J., "Collective Drop Effects on Vaporizing Liquid Sprays", Los Alamos National Laboratory report LA-9069-T, 1981.
3. O'Rourke, P. J., and Amsden, A. A., "The TAB Method for Numerical Calculation of Spray Droplet Breakup", SAE Paper 872089, 1987.
4. Reitz, R. D., "Modeling Atomization Processes in High-Pressure Vaporizing Sprays", *Atomization and Spray Technology*, 3, pp. 309~337, 1987.
5. Kong, S. C., Han, Z., and Reitz, R. D., "The Development and Application of a Diesel Ignition and Combustion Model for Multidimensional Engine Simulation", SAE Paper 950278, 1995.
6. Musculus, M. P., and Rutland, C. J., "An Application of the Coherent Flamelet Model to Diesel Engine Combustion", SAE Paper 950281, 1995.
7. Halstead, M., Kirsh, L., and Quinn, C., "The Autoignition of Hydrocarbon Fuels at High Temperatures and Pressures-Fitting of a Mathematical Model", *Combust. Flame*, 30, pp. 45~60, 1977.
8. Magnussen, B. F., and Hjertager, B. H., "On Mathematical Modeling of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion", *16th Symposium(International) on Combustion*, Combustion Institute, pp. 719~729, 1976.
9. Amsden, A. A., O'Rourke, P. J. and Butler, T. D., "KIVA-II-A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays", Los Alamos National Labs., LA-11560-MS, 1989.
10. Schaperton, H., and Lee, W., "Multidimensional Modeling of Knocking Combustion in SI Engine", SAE Paper 850502, 1985.
11. J. D. Naber and R. D. Reitz, "Modeling Engine Spray/Wall Impingement", SAE Paper 880107, 1988
12. M. A. Gonzalez and R. D. Reitz, "A Study of Diesel Cold Starting Using Both Cycle Analysis and Multidimensional Calculation", SAE 910180, 1991
13. Abramzon, B. and Sirignano, "Droplet Vaporization Model for Spray Combustion Calculations", AIAA Paper 88-0636, 26th Aerospace Science Meeting, Reno, Nevada, 1988.
14. Westbrook, C. K. and Dryer, F. L., "Chemical Kinetic Modelling of Hydrocarbon Combustion", *Prog. Energy Comb. Sci.*, vol. 10, pp. 1~57, 1984.
15. Yokota, H., Kamimoto, T., and Kobayashi, H., "A Study of Diesel Spray and Flame by an Image Processing Technique", *Bulletin of JSME*, 54, p.741, 1988.
16. Kim, S. W., Lee, J. K., and Lim, J. M., "A Theoretical and Experimental Studies on the Performance of Diesel Engine with Artificial Air Intake", SAE 931898, 1993.