

Multizone 모델을 이용한 직접분사식 디젤엔진 성능 예측에 관한 연구

A Prediction of DI Diesel engine Performance using the Multizone Model

황재원*, Liu Shenghua**, 박재근*, 장기현*, 채재우*
Jaewon Hwang, Liu Shenghua, Jaekeun Park, Gihyun Jang, Jaou Chae

ABSTRACT

A model for the prediction of combustion and exhaust emissions of DI diesel engine has been formulated and developed. This model is a quasi-dimensional phenomenological one and is based on multi-zone combustion modelling concept. This model is developed based on the concept of Hiroyasu's multizone combustion model. It takes nozzle injection (spray) parameters, induction swirl into consideration and the models of zone velocity, air entrainment, fuel droplet evaporation and mixture combustion are upgraded. Various parameters, such as cylinder pressure, heat release rate, NO_x and soot emission, and these parameters in the zone are simulated. The results are compared with the experimental ones, too.

주요기술용어 : Multizone Model(다중영역모델), Droplet Evaporation(액적증발), Heat Release Rate(열발생율)

1. 서론

오늘날 디젤엔진은 다른 엔진에 비하여 우수한 열효율로 인해 널리 사용되고 있으나 유해물질인 질소산화물과 미립자물질(PM)과 같은 가스로 인하여 현재 유해배기가스의 저감을 위한 연구가 활발히 진행되고 있다. 이러한 유해배기가스가

대기환경을 오염시킴에 따라 디젤엔진분야의 연구는 고압분사, EGR과 같이 전자적으로 제어되는 방법을 사용하여 배기가스의 저감에 노력하고 있다. 또한 유해배기가스는 실린더내에서의 연소시 발생하는 물질이기 때문에 연소형상의 규명을 위한 노력도 활발하다. 그 결과 분사압력, 분사율 및 분사형태가 디젤엔진의 배출물에 크게 영향을 미치는 것으로 밝혀졌다. 이에 디젤엔진의 유해배출물을 저감시키기 위한 전자제어 고압분사 형식의 분사시스템이 연구되고 있다. 본 연구에서는 분사계통의 전자화에 따른 각각의 분사형식의

* 정회원, 인하대학교 기계공학과

** 인하대학교 기계공학과

변화에 미치는 엔진의 특성을 해석하고자 다중영역 모델을 사용하여 엔진의 분사변화에 따른 성능 예측을 하고자 한다. 다중영역의 기본개념은 Hiroyasu^{1,2)} 등의 모델을 사용하였으며, 연료액적, 공기유입율, 액적증발, 혼합기의 연소율 등의 모델을 사용하였다^{3-5,7,8,10)}. 본 연구에서는 다중영역 모델을 사용하여 엔진의 성능을 파악하는데 있어서 분사와 증발 등을 고려하여 실시간에 발생하는 배기가스 특히 NO와 PM을 구하였다.

Table 1 Engine specifications

Specifications	Descriptions
Bore	95 mm
Stroke	95 mm
Con. Rod length	170 mm
Displacement	0.638 l
Compression ratio	18
Swirl ratio	2
Injector	4×0.28 mm
Rated speed	2200 r/min
Rated power	7.5 kW
I V C	20 ABDC
E V O	20 BBDC

Table 1은 프로그램의 검증을 위하여 사용된 엔진의 사양을 나타낸 것이다. 실험에 사용된 엔진은 4행정 단기통 디젤엔진이다. NOx의 측정은 NDIR을 이용한 배기가스 측정장비를 사용하였고, smoke는 bosch smoke meter를 사용하여 측정하였다.

2. 이론적 고찰

본 연구에서는 실린더내로 연료가 분사되기 전을 한영역으로 나누었고, 연료가 분사된 이후부터는 시간과 크랭크각도에 따라 여러 영역으로 나누었으며, 각 영역에서의 계산은 각각 따로 하였다. 그러나 공기가 유입되는 영역을 제외하고

는 각 영역 사이에서의 물질전달과 열전달은 무시하여 계산하였다. 본 연구에서 사용된 프로그램은 크게 연료분사, 공기유입, 연료증발, 연료공기혼합, 영역온도, 체적과 압력 및 배기가스 형성 모델로 구성되었다.

2.1 연료액적과 공기유입율

계산에 앞서 실린더압력과 연료라인의 압력을 입력하여 인젝터 양단간의 유량계수 C_d 를 결정하면, 분사율은 식(1)과 같이 구할 수 있다.

$$\dot{m} = \rho_f A_h C_d \sqrt{2\Delta P / \rho_f} \quad (1)$$

실린더내로 분사된 연료는 액적분열시간이후에 미세한 액적으로 분열하게 된다. 본 계산에서는 분열된 액적이 동일한 지름 SMD(Sauter Mean Diameter)를 갖으면서 분열된다고 가정하였다. 액적분열시간, SMD 및 분무각은 각각 아래의 식과 같이 나타내었다¹¹⁾.

$$t_{brk} = 28.65 \rho_f d_h / \sqrt{\rho_g \Delta P} \quad (2)$$

$$SMD = 2330 \Delta P^{-0.135} \rho_g^{-0.121} q_{f,stroke}^{0.131} \quad (3)$$

$$\tan\left(\frac{\theta}{2}\right) = \frac{2\sqrt{3}\pi}{3} \frac{1}{A} \frac{\rho_g}{\rho_f}^{0.5} \quad (4)$$

여기서 P 의 단위는 MPa, 행정당 분사되는 연료의 양 q_f 는 mm^3 이다. 각 영역의 초기속도는 아래의 식과 같이 나타내었다.

$$V_z = V_{inj} \exp(c\theta^2) \quad (5)$$

$$V_{inj} = C_v \sqrt{2\Delta P / \rho_f} \quad (6)$$

여기서 c 는 상수이며, C_v 는 분사속도상수³⁾를 나타낸다. 이런 방식으로 분사된 연료는 몇 개의 영역으로 나뉘게 된다. 본 연구에서는 영역내의 액적움직임을 구하기 위해서 새로운 모델을 도입하였다. 또한 영역내에서의 액적속도는 모두 동일하다고 가정하여 영역의 위치와 액적의 속도를

구하였다. 액적의 가속도 F 는 식(7)과 같이 나타내었다⁴⁾.

$$F = \frac{3}{8} \frac{\rho_g}{\rho_f} \frac{V_{rel}^2}{r_{drop}} C_D \quad (7)$$

여기서 나타낸 유량계수 C_D 는 식(8)과 같다.

$$C_D = \frac{24}{Re} \left(1 + \frac{Re^{2/3}}{6} \right), \quad Re < 1000 \quad (8)$$

$$C_D = 0.424, \quad Re \geq 1000$$

여기서 V_{rel} 는 영역의 속도로부터 구하였으며, 가속도의 방향은 액적 속도방향과 반대방향이다. 또한 반경방향의 속도와 영역의 관통은 식(9)와 (10)과 같이 나타내었다.

$$V_z^{i+1} = V_z^i - F_z^i \cdot dt \quad (9)$$

$$R_z^{i+1} = R_z^i (V_z^i - F_z^i dt/2) dt \quad (10)$$

공기의 유입은 연료의 액적이 미립화 한 이후부터 시작되며, 액적의 운동량 보존법칙을 적용하였다. 따라서 공기유입율은 분사된 연료의 운동량과 영역의 속도로부터 결정하였다.

$$dm_a = m_{zf} V_z^{i+1} \left(\frac{1}{V_z^{i+1}} - \frac{1}{V_z^i} \right) \quad (11)$$

본 연구에서는 흡기행정시의 스웰은 공기유입율과 무관하였다고 가정하였으며, 단지 축방향의 영역의 속도, 위치 및 영역내의 액적 증발에 영향을 미친다고 가정하였다. 각 영역의 스웰 방향에 따른 속도와 위치는 위의 식으로부터 구하였다. 본 연구에서 개발한 모델이 Hyroyasu의 모델과 다른 부분은 각 영역의 속도를 액적이 분열된 후의 분무관통으로부터 구한 식 (12)를 사용한 것이다.

$$S = 2.95 \left(\frac{Ap}{\rho_a} \right)^{1/4} \sqrt{d_{ht}} \quad (12)$$

여기서 흡기 스웰을 고려한다면, 분무의 관통 (S')은 아래에 정의한 바와 같이 C_s 와 S 의 곱과

같다.

$$C_s = \left(1 + \frac{\pi S n \omega}{30 V_{inj}} \right)^{-1}, \quad S' = C_s \times S \quad (13)$$

2.2 증발과 연소

각 영역내에서의 액적은 각각 동일한 물리량을 가진다고 가정하였다. 즉 영역내의 모든 액적은 같은 직경, 속도, 열전달, 증발율 등을 가진다고 계산하였다. 그리고 각각의 액적은 구의 형상으로 증발한다고 가정하였다. 액적사이의 질량과 물질전달을 구하기 위해서 식(14)와 (15)를 사용하였다^{5,6)}.

$$\dot{m} = 2\pi r r_s (\rho D)_{air} sh_0 B_M (1 + B_M)^{-0.7} \quad (14)$$

$$\dot{Q} = 2\pi r r_s k_f N_0 (T_\infty - T_s) (1 + B_T)^{-0.7} \quad (15)$$

또한 각 영역내의 물질과 열의 평형식은

$$\dot{Q} = \dot{Q}_1 + \dot{m} h_1, \quad \dot{Q}_1 = C_{pf} \dot{T}_{drop} \quad (16)$$

$$-m_z C_{pz} \dot{T}_z = N_{drop} [\dot{Q} + \dot{m} C_{pfo} (T_z - T_d)] \quad (17)$$

$$\dot{m}_z = N_{drop} \dot{m} \quad (18)$$

와 같다.

$$B_M = \frac{x_{F_i} - x_{F_\infty}}{x_{F_i}} \quad (19)$$

$$B_T = \frac{C_{pf} (T_\infty - T_s)}{\dot{Q}_L / \dot{m} + h_1} \quad (20)$$

$$sh_0 = 2 + 0.6 Re^{1/2} Sc^{1/3} \quad (21)$$

$$N_0 = 2 + 0.6 Re^{1/2} Pr^{1/3} \quad (22)$$

$$Re = \frac{2\rho_\infty V_z r_d}{\mu_s} \quad (23)$$

$$Sc = \frac{\mu_g}{(\rho D)_{air}} \quad (24)$$

윗식에서 레이놀즈수를 구하기 위해서 스윌에 의한 평균속도를 사용하였다. 액적의 크기에 비해 크랭크각도로 0.5 °라는 계산시간이 너무 적기 때문에 계산과정당 10단계의 계산과정을 추가하였고, 그 결과 계산은 안정된 결과값을 가질 수 있었다. 연료액적이 증발되고 공기와 혼합된 후 일정한 착화지연 시간후에 연료는 연소한다. 착화지연시간은 아래의 식(25)와 같다¹⁴⁾.

$$\phi = \frac{m_{fb}}{m_{air}(F/A)_{st}} \quad (25)$$

$$\tau = 0.004p^{-0.25}\phi^{-1.04}\exp\left(-\frac{4000}{T}\right) \quad (26)$$

$$t_{ig} = \int_0^t \frac{1}{\tau} dt \quad (27)$$

착화지연후 연료가 연소된 후의 연소율은 식(28)과 같이 나타내었다.

$$Rate = A[fuel]^{0.25}[O_2]^{1.5}\exp\left(-\frac{E}{RT}\right) \quad (28)$$

여기서 A는 5×10^8 이고 E는 77.3kJ/mol을 각각 사용하였다. 각 과정에서 기연가스의 양은 각 영역에서 증발된 연료의 양과 공기 이용율을 넘지 않는 것으로 계산하였다. 따라서 위의 결과를 이용하여 열발생율을 구하였다.

2.3 영역의 온도와 체적

가스와 실린더벽 사이에서의 전체 열전달량은 식(29)와 (30)과 같이 Woschnis식을 이용하여 구하였다¹¹⁾.

$$\dot{Q}_{tr} = \sum_{i=1}^n h_c A_{wi}(T_{av} - T_{wi}) \quad (29)$$

$$h_c = 3.266 - 0.2p^{0.8}T_{av}^{0.55}w^{0.8} \quad (30)$$

여기서 A_{wi} 는 실린더헤드의 면적을 나타내고 T_{wi} 는 실린더헤드의 온도를 나타낸다. 평균가스 속도 w 와 식(30)에 사용된 다른 변수들은 참고문

헌 [11]에 사용된 값을 이용하였다.

영역내에서의 열전달은 heat convection weight factor를 이용하여 식(31), (32)와 같이 나타내었다. 즉 영역으로 부터의 열전달은 영역이 가지고 있는 질량과 온도차이에 비례하는 것으로 가정하였다.

$$\dot{Q}_z^i = W_z^i \dot{Q}_{tr} \quad (31)$$

$$W_z^i = \frac{m_z^i(T_z^i - T_{av})}{\sum m_z^i(T_z^i - T_{av})} \quad (32)$$

열전달 문제를 다룰 경우에는 온도가 낮은 영역에서는 높은 영역에 의해 열을 받게된다. 그러나, 이 경우 영역의 온도는 증발과 연소에는 크게 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다. 프로그램 내에서는 실린더내에서의 복사열은 무시하였으며, 위의 결과를 이용하여 연소후의 열발생율과 질량전달률을 구할 수 있었다. 영역의 온도와 압력 및 체적은 아래의 식과 같이 에너지 방정식과 상태방정식으로부터 구할 수 있다.

$$\frac{d(mu)_z}{dt} = -\frac{pdV_z}{dt} + \sum Q_z + h_m \frac{dm_z}{dt} \quad (33)$$

$$pV_z = m_z R_z T_z \quad (34)$$

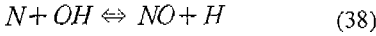
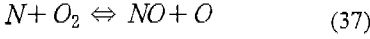
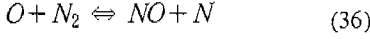
$$error = |V_{cyl} - \sum V_z| \leq \epsilon \quad (35)$$

실린더의 체적 V_{cyl} 는 실린더의 형상으로부터 계산되었으며, 전체영역의 체적은 실린더내의 압력을 변화시키면서 계산 에러범위 내까지 반복하였다. 계산이 반복되는 동안 영역내의 가스물성치들은 보간법을 사용하여 수정된 값을 사용하였으며, 가스의 조성들은 화학평형식을 사용하여 구하였다.

2.4 NOx, Soot 예측

본 연구에서는 배기가스의 조성을 구하기 위해서 O_2 , N_2 , CO_2 , H_2O , H , H_2 , O , N , OH , CO , NO 와 같이 11종이 반응중에 생성된다고 가정하

여 계산하였다. 여기에서 N과 NO를 제외한 나머지 화학식들은 화학평형 상태인 것으로 가정하여 계산하였으며, NO를 결정하기 위해서는 아래의 식과 같이 확장 Zeldovich 모델을 사용하였다.



따라서 NO의 생성율은 식(39)와 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2R_1(1-\alpha^2)}{1 + \frac{\alpha R_1}{(R_2 + R_3)}} \quad (39)$$

여기서 α, R_1, R_2, R_3 는 각각 아래와 같다.

$$\alpha = [NO]/[NO]_e \quad (40)$$

$$R_1 = K_{1f}[NO]_e[M]_e \quad (41)$$

$$R_2 = K_{2f}[O_2]_e[M]_e \quad (42)$$

$$R_3 = K_{3f}[OH]_e[M]_e \quad (43)$$

$$K_{1f} = 7.6 \times 10^{13} \exp(-38,000/T) \quad (44)$$

$$K_{2f} = 6.4 \times 10^9 \exp(-3150/T) \quad (45)$$

$$K_{3f} = 4.1 \times 10^{13} \quad (46)$$

여기서 []의 단위는 mole/cm³ 이며, []_e는 평형상태를 의미한다. 연소과정에서 soot를 구하기 위해서 식(47)~(49)를 사용하였다.

$$\frac{dm_{soot}}{dt} = \frac{dm_{form}}{dt} - \frac{dm_{oxid}}{dt} \quad (47)$$

$$\frac{dm_{form}}{dt} = A_f m_{fuel}^{0.5} \exp\left(-\frac{E_f}{RT}\right) \quad (48)$$

$$\frac{dm_{oxid}}{dt} = A_0 m_{soot} X_{O_2} p^{1.8} \exp\left(-\frac{E_0}{RT}\right) \quad (49)$$

여기서 E_f 는 12500 cal/mole이고 E_0 는 14000 cal/mole를 사용하였다. A_f, A_0 는 각각 실험상수를 나타낸다. 이상과 같은 방법으로 구한 수치를 Bosch Smoke Unit(BSU)으로 환산하기 위하여 아래와 같은 식을 사용하였다²⁾.

$$BSU = 40.03231\rho_s - 222.9747\rho_s^2 + 819.6410\rho_s^3 - 1758.072\rho_s^4 + 2195.714\rho_s^5 - 1574.006\rho_s^6 + 599.5890\rho_s^7 - 93.95010\rho_s^8$$

여기서 정상상태에서 배기가스내의 soot의 단위는 g/m³_N이다.

3. 결과 및 고찰

본 연구에 사용된 모델에서와 실제 실험에서 얻은 결과를 비교하기 위하여 단기통 디젤엔진을 사용하여 엔진의 회전속도 2000 rpm, 평균유효압력 0.28MPa 및 연료소비율 270g/kwh인 상태에서 실린더 내부의 압력에 대해서 비교한 결과를 Fig.1에 나타내었다. 아래의 실선은 모델의 입력에 사용된 연료관 압력을 나타낸 것이다.

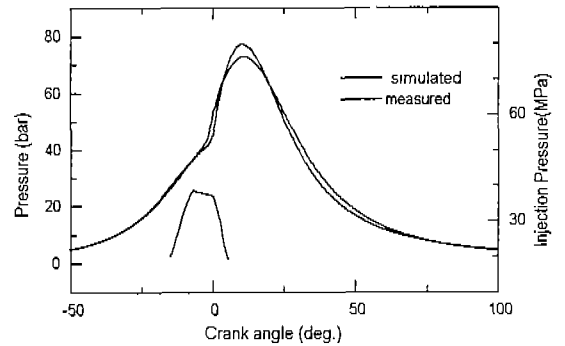


Fig.1 Comparison simulated data with experimental data on cylinder pressure

Fig. 2는 실린더내로 분사되는 연료량, 증발량, 연소량을 계산하여 시간에 따라 나타낸 것이다. 본 모델에서는 공기의 공급이 충분한 것으로 가

정하였기 때문에 연소율은 예혼합 연소기간 이후에 증발되는 연료의 양에 의해 좌우된 것으로 나타났다.

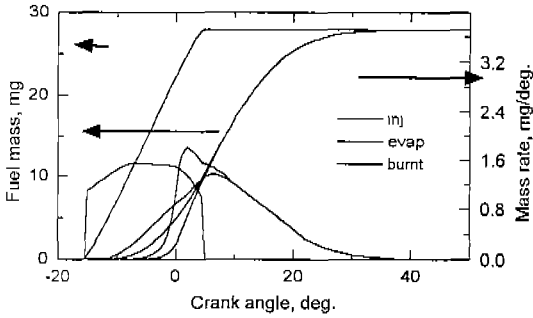


Fig.2 Time histories of fuel injection, evaporation and combustion

위의 계산된 결과로부터 실험에서 얻은 압력을 이용하여 구한 열발생율과 본 모델을 사용하여 구한 열발생율을 비교하여 Fig. 3에 나타내었다.

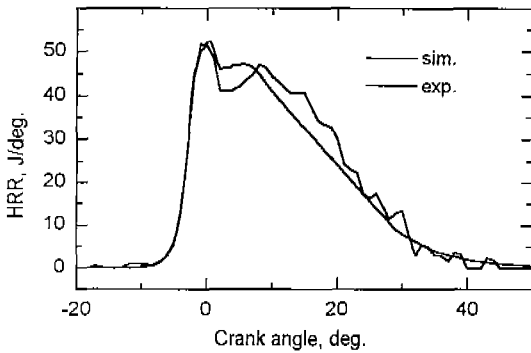


Fig.3 Simulated and measured heat release rate

여기에서 사용된 입력값은 분사기간을 20 °로 하였고, 계산시간 간격을 0.5 °로 하였으며, 본 연구에서 고려된 계산영역은 200개를 사용하였다. Fig. 4는 모든 영역에서의 연소기간을 나타낸 것이며, Fig. 5는 영역의 개수에 따른 최고연소온도와 그 때의 크랭크각도를 나타낸 것이다. 계산된 결과에서 영역이 나중에 생성될수록 착화지연기간이 짧아지는 것을 알 수 있다. 또한 최고온도 지점을 통과하면서 분사말기에 연소기간이 점점 길어지는 사실을 알 수 있다. 이 결과로부터 연소

말기에 soot의 농도가 크게 증가되는 사실을 간접적으로 확인할 수 있다.

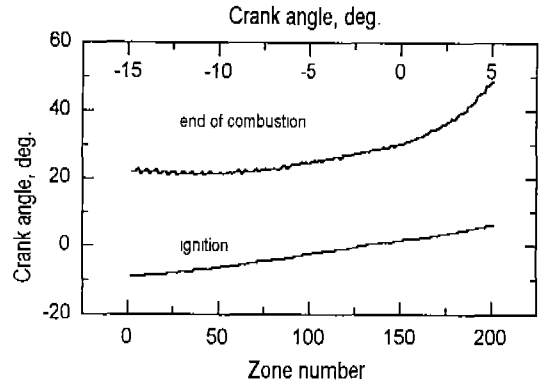


Fig.4 Combustion duration

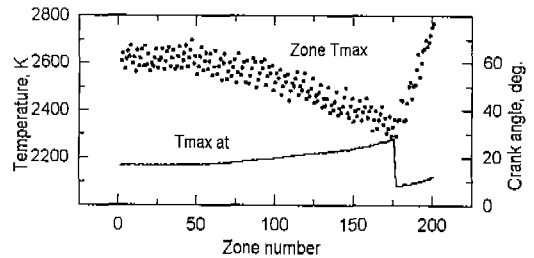


Fig.5 The highest temperature and its crank angle

각 영역의 속도를 구하기 위하여 식(12)를 사용할 경우, 영역의 속도는 매우 크게 되고 그 결과 공기유입속도는 상대적으로 늦어져 공기의 유입율이 적게 된다. 어떤 영역내에서는 온도가 매우 높은 경우가 있는데 그 이유는 영역 사이의 열전달과 물질전달을 고려하지 않았기 때문이다. 이 두 가지의 모델의 가장 큰 차이를 보여주는 액적의 관통과 속도를 제 2영역에 대해서 Fig. 6에 나타내었다. 그림에서 보면 영역의 속도는 일정 시간후에 일정한 값을 가지는 것을 확인할 수 있다. 따라서 연소에 필요한 공기의 유입이 부족한 것을 알 수 있다. 이로 인해 연소에 필요한 공기량은 실제 계산에 있어서는 실험결과에 따라 유입률을 조절할 필요가 있다⁹⁾. 그리고 본 연구에서는 연료액적이 벽에 충돌되는 현상을 고려하지 않았다.

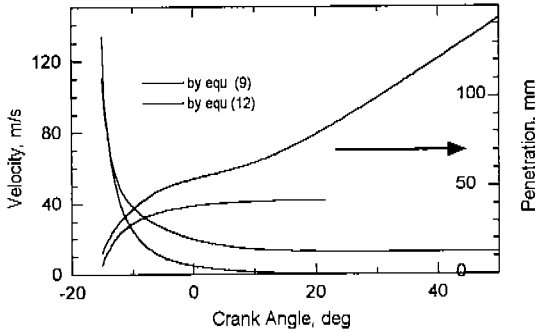


Fig.6 Spray tip penetration and velocity

본 연구에서는 multizone 모델에 대한 보다 정확한 계산결과를 얻기 위해서 연료의 증발율과 연소율을 각각 계산하였다. Fig. 7은 두 번째 영역에 대해서 증발율, 연소율 및 영역의 온도를 각각 나타내었다.

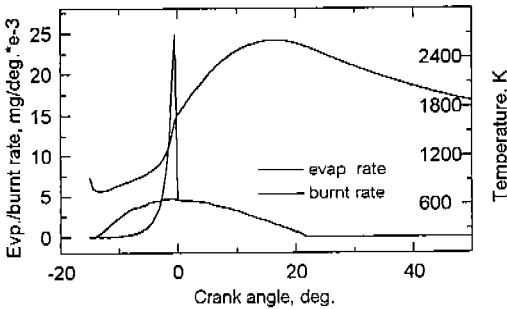


Fig.7 Time history of fuel evap/burnt rate and temp. in No.2 zone

Fig. 8에서는 NOx와 soot의 배출량을 크랭크 각도에 따라 계산한 값을 나타낸 것이다. 그림에서 연소실내의 단위각도당 soot의 곡선은 연소율의 곡선과 매우 유사한 값을 가진다는 것을 알 수 있으며, 최고치는 실제 엔진에서 배출되는 양보다 약간 낮게 계산되었다.

실험에 의해 측정된 NOx와 soot의 양은 각각 960ppm과 3.5BSU이었으며, 계산된 결과는 각각 1140ppm과 3.38BSU이었다. Fig. 8에서도 확인할 수 있듯이 계산된 값은 실제 실험의 경우보

다 낮게 배출되었다.

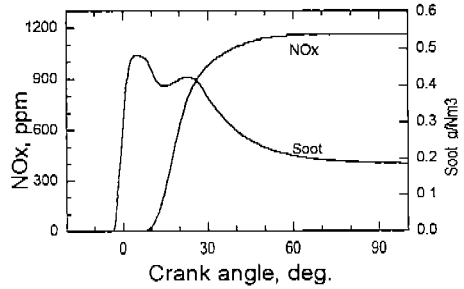


Fig.8 Simulated NOx and soot concentration

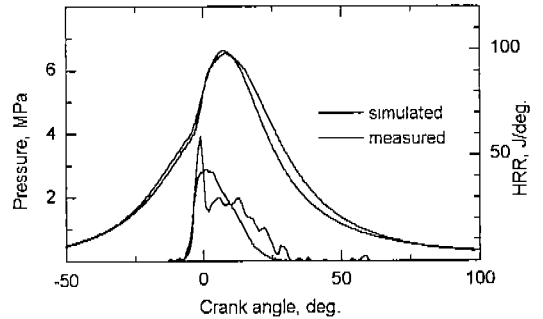


Fig.9 Simulation of 1500 r/min condition

본 연구에서 소개한 모델은 Fig. 9에서의 실린더내 압력과 열발생율(HRR:Heat Release Rate)의 검증된 결과로 미루어 비교적 정확한 계산이라 할 수 있다. 배기가스의 예측은 각각 NOx의 경우에는 390ppm과 319ppm으로 계산되었으며, BSU의 경우에는 0.5와 1.0으로 계산되었다.

4. 결론

본 연구에서는 직접분사식 디젤엔진의 연소과정을 해석하기 위해서 Multizone model이 사용되었으며, 기존의 모델에 비해 영역의 속도, 공기 유입율 및 액적 증발율에 대해서 계산식을 보강하였다. 그 결과 엔진의 전 운전구간에서 비교적 정확한 결과를 얻을 수 있었다.

전체적인 결과를 놓고볼 때 엔진의 성능에는 공기유입율이 크게 영향을 미쳤으며, 이 부분에 대한 정확한 실험결과를 사용하고 액적이 실린더

벽에 충돌하는 영향을 고려한다면 모델은 보다 좋은 결과를 기대할 수 있으리라 사료된다.

참 고 문 헌

1. H. Hiroyasu, T. Kadota, Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions, Bulletin of the JSME, Vol. 26, No. 214, pp 569-584, April, 1983.
2. Z. Bazari, A DI Diesel Combustion and Emission Predictive Capability for Use in Cycle Simulation, SAE 920462.
3. Jeffrey D Naber and Denis L Siebers, Effects of Gas Density and Vaporization on Penetration and Dispersion of Diesel Sprays, SAE 960034.
4. AA Amsden, etc., KIVA: A Computer Program for Two and Three Dimensional Fluid Flows with Chemical Reactions and Fuel Sprays.
5. C Varnavas, etc, A High Temperature and High Pressure Evaporation Model for the KIVA-3 Code, SAE 960629.
6. Song-Chang Kong, etc., The Development and Application of a Diesel Ignition and Combustion Model for Multidimensional Engine Simulation, SAE 950278.
7. Abramzon, B.& Sirignano, W.A., Droplet Vaporization Model for Spray Combustion Calculation, Int. J. Heat Mass Transfer 32,1605-1618, 1989.
8. Bergeron, C.A. & Hallett, WLH, Ignition Characteristics of Liquid Hydrocarbon Fuels as Single Droplets, Canadian J of Chem. Engng, 67,142-149, 1989.
9. H. Imanishi, T Yoshizaki, H. Hiroyasu, Simulation Study of Effects of Injection Rate Profile and Air Entrainment Characteristics on DI Diesel Engine Combustion, SAE 962058.
10. MA Patterson, SC Kong, Modeling the Effects of Fuel Injection Characteristics on Diesel Engine Soot and NOx Emissions, SAE 940523.
11. JB Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, 1988.
12. WE Ranz, WR Marshall, Evaporation from Drops, Part I & II, Chemical Engineering Progress, Vol.48, No, 3 & 4, 1952.
13. WS Chiu, SM Shahed & WT Lyn, A Transient Spray Mixing Model for Diesel Combustion, SAE 760128.
14. JW Li, JO Chae, Modeling the Effects of Split Injection Scheme on Soot and NOx Emissions of DI Diesel Engines by Phenomenological Combustion Model, SAE 962062.
15. NC Markatos, Computer Simulation for Fluid Flow, Heat and Mass Transfer, and Combustion in Reciprocating Engines, Hemisphere Publishing Corporation, 1989.