

벽면 충돌 분사에 의한 DI디젤엔진 배기가스 특성의 수치해석적 연구

A Numerical Study on the Emission Characteristics of DI Diesel Engine by Wall Impingement of Spray

최 성 훈*, 황 상 순**
S. H. Choi, S. S. Hwang

ABSTRACT

High pressure injection is recently used to reduce the emissions and increase the power of DI diesel engine. This high pressure injection makes the spray strike the cylinder wall. This spray/wall impingement is known to affect the emission and performance of DI diesel engine such that it is very important to know the spray/wall impingement process. In this study, multidimensional computer program KIVA-II was used to clarify the effect of spray wall impingement by different injection spray angle with the spray/wall impingement model considering rebound and slide motion and also the improved submodel for liquid breakup, drop distortion model.

주요기술용어 : Wall Impingement Spray(벽면충돌분무), Drop Breakup(액적분열), Atomization(미립화), Emission Characteristics(배기가스특성), Drop Drag Parameter(액적항력계수)

1. 서 론

자동차엔진은 화학적인 에너지로부터 효율적인 기계적인 동력으로의 전환에 대한 요구 뿐만 아니라, 점차적으로 엄격해져 가는 배기가스 규

제를 동시에 만족시켜야 한다. 자동차 엔진중 과거에는 주로 높은 동력을 필요로 하는 대형자동차의 동력원으로서만 사용되던 디젤엔진이 최근에 들어 높은 동력에 대한 요구 뿐만 아니라 배기가스규제에 대응하기 위한 수단으로서 많은 연구가 수행되어 지고 있다. 그러므로 이러한 디젤 엔진에서 연소과정을 잘 이해하는 것은 배기가스의 제어 및 엔진성능을 향상시키는데 있어 매

* 정희원, 인천대학교 기계공학과 대학원

** 정희원, 인천대학교 기계공학과

우 중요하다. 희박연소인 디젤엔진은 기본적으로 높은 에너지 효율을 보이고 상대적으로 낮은 일산화탄소와 이산화탄소를 배출한다. 하지만 NOx와 Soot는 여전히 중요한 배기가스의 성분으로 남게 되며 이러한 NOx와 Soot는 서로 상반되는 배기특성을 가지고 있어 두 가지 모두를 줄이는 것은 기술적으로 많은 어려운 과제를 제시하고 있다.

최근에 들어 이러한 NOx와 Soot의 배기가스 저감을 위한 방안으로 고압분사에 대한 연구가 많이 진행되고 있는데 이러한 고압에 의한 연료분사는 연료를 실린더내에 보다 깊이 침투하여 벽면과 충돌을 수반하게 되는 경우가 많다. 또 어떤 엔진의 경우에는 의도적으로 벽면에 연료를 충돌분사시킴으로써 성능향상과 배기가스저감에 있어 좋은 효과를 얻게 되는 경우도 있다. 연료액적이 엔진내에서 가열된 표면에 충돌하게 되면 순간적으로 액적이 분열(Breakup)되어 그에 따라 증발과정이 발생하게 되며, 또한 피스톤이나 실린더 표면에 얇은 막을 형성하기도 하고, 미끄러짐(sliding)과 다시 튕겨나가는(rebounding) 현상을 보이는 것으로 알려져 있다.

본 연구의 목적은 수치해석을 통해 고압연료분사의 분사 각도를 바꾸어 봄으로써 연료분사각도에 의한 벽면충돌 정도에 따른 배기가스의 특성을 살펴보도록 하는데 있다. 수치계산은 실린더 헤드로부터 20.0°, 27.5°, 35.0°의 각도에 대해서 계산을 수행하였고, 여기서 27.5°와 35.0°는 연료액적이 피스톤 벽면에 충돌하는 각도이며 20.0°의 경우는 충돌이 일어나지 않는 각도이다.

수치해석은 다차원 화학반응이 있는 압축성유동장을 계산하는 KIVA-II¹⁾를 고온고압의 디젤엔진에 잘 맞도록 수정된 물리·화학적 모델을 적용하여 수행하였다. 사용된 수치모델로는 고압연료분사의 분열에 대해서 미소교란에 의한 파동방정식으로부터 유도되었으며, 본 연구와 같은 고압상태를 잘 나타내는 Reitz가 제시한 Wave Breakup 모델²⁾을 사용하였다. 그리고 난류모델로는 밀도가 변하는 압축성 유동장을 계산하기 위해 수정된 RNG k-ε모델³⁾을 사용하였다. 또 화학반응에 대한 모델로서 점화가 이루어지기 전

까지 탄화수소연료의 점화지연현상에 관련된 다단계 화학반응을 계산하는 Shell 모델⁴⁾을 사용하였고, 점화가 시작된 이후에는 특성시간을 통한 반응을 계산하는 특성시간 연소모델(characteristic-time-combustion model)⁵⁾을 Shell모델과 함께 도입하였다. 벽면충돌 현상을 나타내기 위한 모델로는 Naber와 Reitz가 제시한 Jet wall interaction 모델⁶⁾을 사용하였다. 배기가스에 관한 모델로서 NOx에 대해서는 extended Zel'dovich 모델⁷⁾을 적용하였고, Soot의 생성에 대해서는 Hiroyasu Soot formation 모델⁸⁾을 도입하였고, 생성된 Soot의 산화에 대해서는 Nagle and Strickland-Condtable 모델⁹⁾을 적용하였다.

2. 수치해석에 사용된 모델

2.1 연료분사 및 액적분열모델

연료분사 및 액적의 분열에 대한 모델로는 액적과 액주표면위의 공기와의 상대속도에 의하여 미소 크기의 불안정파인 표면파가 존재한다고 생각하는 Reitz가 제시한 Wave Breakup 모델²⁾을 사용하였다.

여기서 모액적의 크기 a 의 변화는 다음과 같다.

$$\frac{da}{dt} = -\frac{(a-r)}{\tau} \quad (r \leq a)$$

액적의 분열시간 τ 는 다음과 같다.

$$\tau = \frac{3.726 B_1 a}{\Lambda \Omega}$$

여기서 Λ 와 Ω 는 액주의 불안정이론으로부터 구한다. 액적의 분열시간계수 B_1 은 초기 분사 조건에 따라 결정되는데 본 논문에서는 60을 사용하였고¹³⁾, 액적이 벽면에 충돌한 후에는 B_1 을 1.732를 사용하여 벽면충돌후 미립화가 촉진되는 효과를 계산하였다. 또 액적의 공기저항계수 C_d 는 보통 구에서 구한 값을 사용하였는데 이는 C_d 값을 낮게 예측함으로써 높은 액적의 관통성을 나타내었다. 따라서 액적이 구에서 원판까지

변한다는 것을 나타내는 동적 항력모델¹⁰⁾을 공기저항 계수에 도입하였다.

2.2 점화 및 연소모델

연료가 점화되기 전(1000K 이하)까지는 단단계 반응을 나타내는 Shell 모델⁴⁾을 사용하였다. Shell모델은 탄화수소계 연료에서의 자발화과정중에 나타나는 점화지연(cool flame)과 2단계(two-stage)점화 현상을 잘 나타낸다. 분사된 연료의 점화가 이루어진 이후(1000K 이상)에는 주로 SI 엔진에서 사용되었던 특성시간 연소모델(characteristic-time combustion model)⁵⁾을 점화 모델인 shell모델과 함께 사용하였다.

여기서 화학성분 i 의 시간에 대한 변화율은 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{dY_i}{dt} = -\frac{Y_i - Y_i^*}{\tau_c}$$

여기서 Y_i 는 화학성분 i 의 질량분율이고, Y_i^* 는 질량분율의 국지적인 열적 평형값이다. 여기서 특성시간 τ_c 는 계산되는 화합물(fuel, O_2 , N_2 , H_2O , CO_2 , CO , H_2) 모두 동일하며 다음과 같다.

$$\tau_c = \tau_1 + f\tau_t$$

τ_1 은 층류예혼합화염 특성시간으로서

$$\tau_1 = A^{-1} [C_{14}H_{30}]^{0.75} [O_2]^{-1.5} \exp(E/RT)$$

이다.

본 논문에서 사용된 tetradecane($C_{14}H_{30}$)의 경우 A 는 1.54×10^{10} 이고 E 는 77.3 kJ/mol 이다. τ_t 는 난류 특성시간이며 $\tau_t = C_2 k / \epsilon$, C_2 는 0.1 (RNG $k-\epsilon$)이고 난류 계수 k 와 ϵ 은 난류모델에서 구한다. f 는 지연계수로서 점화가 일어난 후 연소에 대한 난류의 영향을 나타낸다.

2.3 배기가스 모델

배기가스 모델은 NO_x 와 Soot에 대해서 계산

을 하는데, NO_x 의 생성은 extended Zel'dovich mechanism⁷⁾이 사용되었다. NO 로부터 NO_x 로 전환하기 위하여 EPA에서 제시한 보정값으로 1.533을 곱하였고 또 NO_x 에 대한 수치해석 결과는 실린더내의 온도에 민감하여 실험결과와 정량적으로 비교하기 위하여 보정하였다. Soot의 생성은 Hiroyasu Soot formation⁸⁾을 사용하였고 Soot의 질량변화는 생성된양에서 산화된양을 뺀값이다. 고온에서의 Soot의 산화에 대한 모델은 Nagle and Strickland-Constable 모델이 사용되었다.

2.4 벽면충돌모델

액적이 벽면에 충돌하였을 경우 3가지 현상으로 나눌 수 있다. 첫 번째는 액적이 벽면에 충돌하였을 경우 rebounding 없이 충돌한 지점에서 증발하는 현상이고, 두 번째는 벽면에 충돌한 액적이 충돌전의 속도를 그대로 유지하면서 반대편 같은 각도로 rebounding되는 현상이다. 세 번째는 jet현상으로 벽면에 충돌한 액적이 벽면과 평행하게 미끄러져나가는 현상이다. Naber의 jet wall interaction 모델은 액적이 벽면에 충돌할 경우에 나타나는 3가지 경우중에서 rebounding과 jet처럼 흘러나가는 것으로써 벽면 충돌을 정의하였다. 여기서 $We(\rho_l v^2 r / \sigma)$ 수가 80보다 작은 경우에는 rebounding으로 생각하고, We 수가 80보다 큰 경우에는 Jet현상으로 두고 계산을 하였다.

Fig.1은 rebounding과 jet에 대한 모습을 보여주고 있다. 여기서 rebounding되어 튕겨져 나가는 액적의 We 수는 Gonzalez등¹⁴⁾이 Wachters와 Westerling의 실험결과를 rebounding되는 액적에 대해서 curve-fitting하여 구한 다음의 식을 사용하였다.

$$We_o = 0.678 We_i \exp(-0.044 We_i)$$

여기서 We_i 는 충돌 전 액적의 We 수이다.

그리고 We 수가 80보다 높은 경우에 들어온 액적은 Fig.1과 같이 각도 ψ 에서 jet처럼 미끄러져 나가는데 각도 ψ 는 mass와 momentum

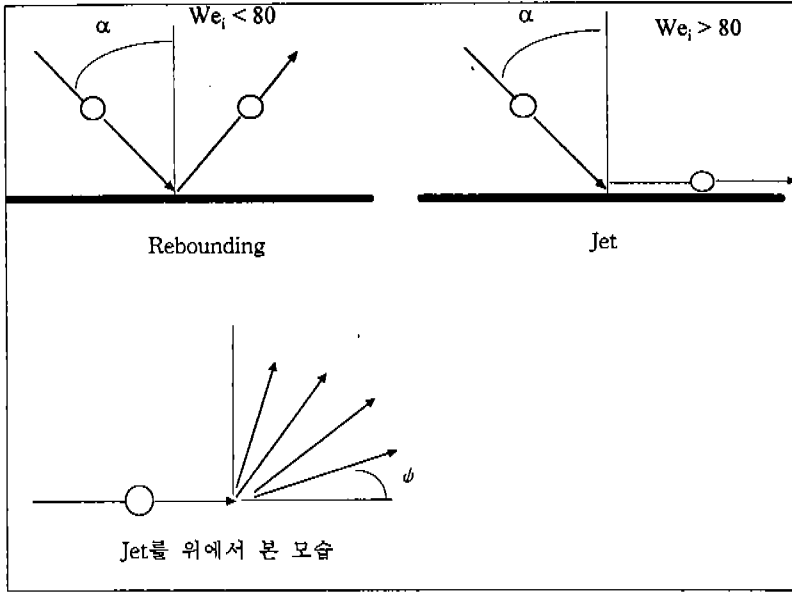


Fig.1 액적의 벽면충돌에 대한 모습

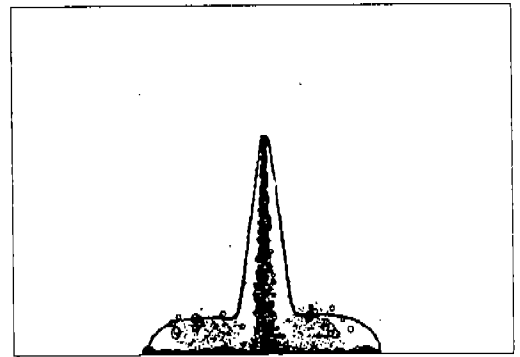
본존식에서 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$\psi = -\left(\frac{\pi}{\beta}\right) \ln\{1 - P[1 - \exp(-\beta)]\}$$

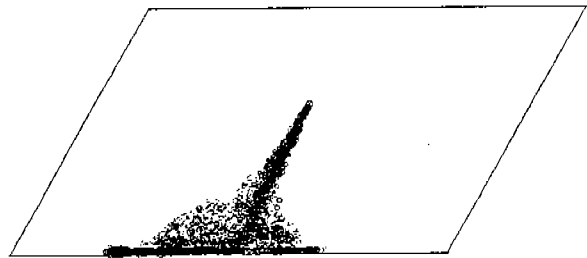
P는 0과 1사이의 random number이고 β 는 다음과 같이 나타내어진다.

$$\sin \alpha = \left[\frac{\exp(\beta) + 1}{\exp(\beta) - 1} \frac{1}{1 + (\pi/\beta)^2} \right]$$

Fig.2(a)는 연료분사에 의한 벽면충돌모델을 검증하기 위해서 실험치와 비교한 결과이다. 실선은 실험결과이고 안쪽은 계산결과인데 실험결과¹¹⁾와 잘 일치함을 볼 수 있다. 분사 노즐 근방에서는 실험결과와 차이를 보이는데 이것은 실험의 사진은 아주 작은 액적의 흩어진 모습 때문에 더 넓게 분포되어 있는 모습을 보이기 때문이다. 액적의 벽면충돌에 대한 모델을 검증하기 위하여 사용된 실험조건은 엔진내의 밀도 18.5kg/m³의 공기에 연료분사 압력 14.0MPa으로 1.2ms 동안 분사하였다. 이때 액적의 분열시간계수는 30을 사용하였다. 실제 엔진의 경우 각도를 가지고



(a) 벽면충돌에 대한 실험결과와 비교 (분사 후 0.8ms)



(b) 각도가 있을 때 분사 모습 (분사 후 1.2ms)

Fig.2

벽면에 충돌하는 경우가 대부분인데 Fig.2(b)는 30°의 각도로 기울어져 있을 때 벽면에 충돌하는 모습이다. 액적의 앞쪽에서는 큰와류를 형성하고 뒤에서는 작은 와류를 형성하는 것을 볼 수 있고 분무의 선단에 재결합에 의해서 큰 직경을 가진 액적의 모습을 볼 수 있다.

3. 결과 및 고찰

수치계산에 사용된 엔진은 Caterpillar 대형엔진으로서 그 제원은 Table 1과 같다.

노즐이 6개이므로 대칭성을 이용하면서 과다한 계산시간을 줄이기 위해 실린더의 60°, 즉 노즐 1개에 대해서만 계산을 수행하였다. 계산시간은 흡기밸브가 닫히는 -147ATDC부터 60ATDC까지 수행하였다. 초기 흡기밸브가 닫힌후 실제 엔진의 유동조건과 같은 상태를 유지하기위해서 난류, 텀블 그리고 스월에 대한 초기 조건을 Table 2와 같이 주었다. 연료는 실제 디젤연료와 성분이 비슷한 tetradecane($C_{14}H_{30}$)을 사용하였고, 계산격자는 반경방향 20개, 원주방향 30개, 축방향 30개로 하였다. 수치해석결과를 검증하기 위해서 위와 같은 제원의 엔진에 대해 Nehmer¹²⁾ 등에 의해서 수행된 실험결과를 분사각도 27.5°에 대해서 비교 검증하였다.

분사각도 27.5°에 대한 압력계산결과를 실험결과와 비교한 것을 Fig.4에 나타내었는데 전반적으로 실험결과와 잘 일치함을 볼 수 있다. Fig.5는 Soot와 NOx의 농도분포를 보여주고 있고 Fig.6은 실린더내 온도분포를 나타내고 있다. 온

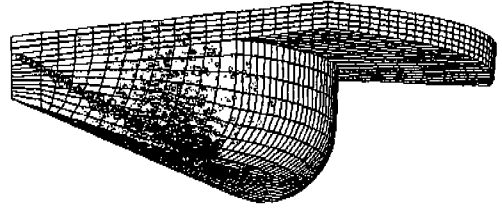


Fig.3 TDC에서 연료의 분사 모습

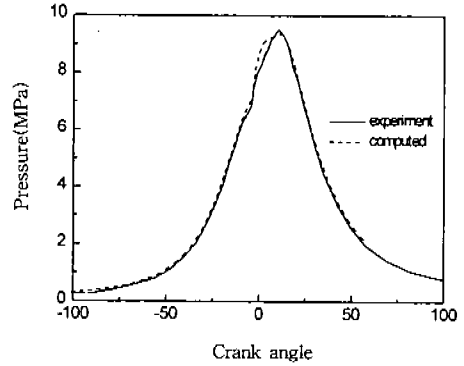


Fig.4 실험결과와 비교한 압력곡선

Table 2 유동장에 대한 초기조건

swirl(초기 swirl 값)	1.0
swipro(무차원 반경방향 속도분포)	3.11
tkei(초기 난류 에너지 : $[cm/sec]^2$)	1.6

도분포를 보면 노즐끝에서 먼저 점화가 이루어지고 시간이 지날수록 노즐 끝부분에서 실린더 벽쪽으로 길게 퍼져 이루어 고온지역이 형성된

Table 1 Caterpillar engine specification

bore×Stroke(mm)	137.6×165.1	Swirl ratio	1.0
Connecting rod length(mm)	261.62	Engine Speed	1600rpm
Displacement Volume(L)	2.44	Injection Pressure	90MPa
Compression Ratio	15.1	Fuel Injected	0.1622 g/cycle
number of nozzle×diameter	6×0.259(mm)	equivalence ratio	0.46
Inlet air pressure	184kPa	Injection duration	21.5 deg
Inlet air temperature	310K	start of injection(ATDC)	-15.0 ~ -7.0
Intake valve closure	-147 deg ATDC	Spray angle (baseline)	27.5 from top

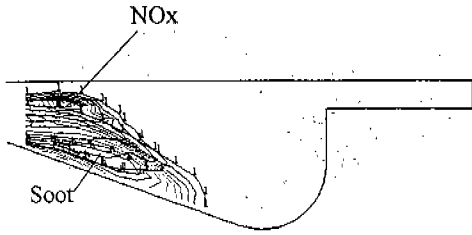


Fig. 5 TDC에서 NOx와 Soot의 농도분포

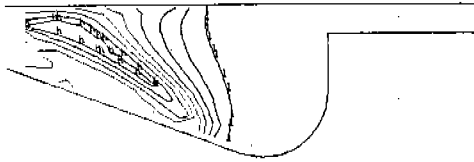


Fig. 6 TDC에서 온도분포

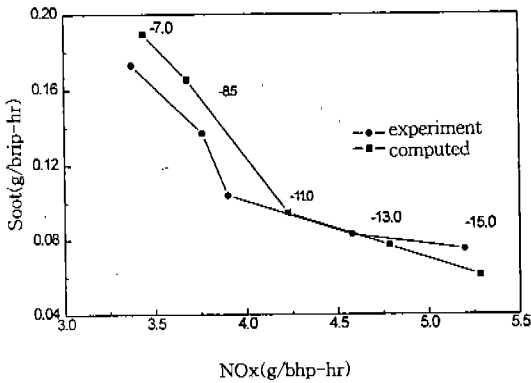


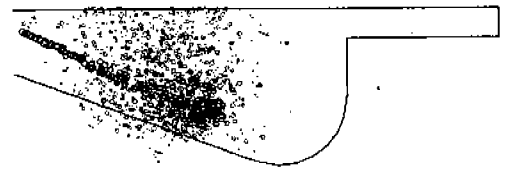
Fig. 7 배기가스 trade-off의 실험과의 비교

다. Fig. 5와 Fig. 6을 보면 Soot는 화염의 앞면에서 발생하고, NOx는 화염의 뒷면인 예혼합지역의 고온부분에서 발생하는 모습을 볼 수 있다. Fig. 7에서는 분사각도 27.5에 대한 배기가스 계산결과를 실험치와 비교하였다. 약간의 차이는 보이지만 대체적으로 실험치와 잘 일치함을 볼 수 있다. 압력과 배기가스 trade-off에 대한 실험과의 비교에서 전반적으로 잘 일치하는 것을 확인하여 배기 및 성능에 영향을 미치는 각 모델의 타당성을 검증할 수 있었다.

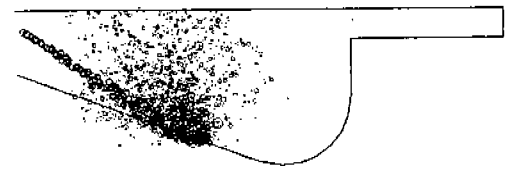
3.1 분사각도 변화에 따른 배기가스 특성

이와 같이 실험과 비교하여 검증된 각 모델을 사용하여 연료의 벽면충돌 정도에 따른 배기가스에 대한 영향을 알아보기위해서 연료의 분사각도를 바꾸어 계산을 하였다. 계산은 분사각도를 실린더 헤드로부터 20.0°, 27.5°, 35.0°의 3가지 각도에 대해서 수행하였다. Fig. 8(a), (b), (c)를 보면 20.0°는 피스톤 bowl의 각도와 평행한 각도로서 연료액적의 의도적인 벽면충돌이 없는 각도이고, 27.5°와 35.0°는 연료가 분사된 후 피스톤 표면에 충돌을 일으키는 각도이며 특히 35.0°는 강하게 벽면에 충돌하는 각도이다. 분사시간은 크랭크각도 -7.0~-15.0 ATDC로 변화시키며 계산하였다.

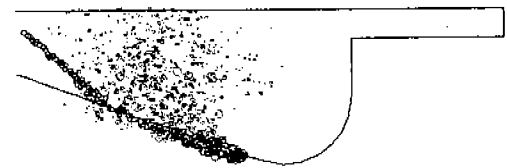
Fig. 8(b), (c)는 TDC에서 연료가 분사되는 모습인데, 빠른 벽면 충돌을 하는 분사각도 35.0°일 때 27.5°에 비해 충돌 후 벽면에 매우 많은 입자들의 분포를 볼 수 있는데 이것은 분사각도 35.0°가 미립화가 더 잘되고 또 분사 초기에 피



(a) 분사각도 20.0°의 분사모습(TDC에서)



(b) 분사각도 27.5°의 분사모습(TDC에서)



(c) 분사각도 35.0°의 분사모습(TDC에서)

Fig. 8

스톤 벽면 근처의 공기와 혼합이 잘 이루어지기 때문에 여겨진다.

Fig.9는 분사시간이 -11.0일 때 3가지 분사각도에 대한 온도분포를 보여주고 있다. 점화가 이루어진 후에 분사각도 35.0°의 경우는 20.0°와 27.5°에 비해 전반적으로 높은 온도를 나타낸다. 분사각도 20.0°와 27.5°를 비교하면 10.0ATDC 까지만 예혼합지역까지는 비슷한 온도분포를 보이지만, 10.0ATDC이후의 확산지역에서는 분사각도 27.5°가 20.0°에 비해 높은 온도를 나타낸다. Fig.10은 열발생량에 대한 모습을 보여준다. 벽면과 강하게 충돌하는 분사각도 35.0°는 20.0°와 27.5°보다 예혼합지역에서 열발생량이 많음을 보이는데, 이것은 연료가 분사된 후 벽면과의 충돌에 의한 미립화 증가로 인하여 공기와의 혼합이 잘 되어 예혼합지역에서의 높은 열발생량을 보이는 것이다. 하지만 10.0ATDC이후의 확산지

역에서는 3가지 각도 모두 열발생량이 비슷하다. 점화지연시간을 보면 분사각도 20.0°의 경우 크랭크각도 7.55°이고, 분사각도 27.5°는 크랭크각도 7.61°이고, 분사각도 35.0°는 크랭크각도 7.76°으로 나타나 분사각도 35.0°의 경우가 점화지연시간이 가장 길데 이것은 점화가 이루어지기 전에 상대적으로 온도가 낮은 공기와의 혼합이 잘 이루어져 점화가 지연되기 때문이라 생각된다. 이와같은 현상은 Fig.10의 점화가 이루어진 이후의 예혼합지역에서 열발생량이 가장 크다는 사실을 뒷받침한다.

Fig.11(a), (b)는 NOx와 Soot의 발생모습을 나타낸다. Fig.11(a)에서 NOx는 전반적으로 높은 온도를 유지했던 분사각도 35.0°의 경우 많은 양의 NOx를 발생하고, 분사각도 27.5°와 20.0°는 거의 비슷한 양의 NOx를 발생한다. Fig.11(b)의 Soot는 분사각도 35.0°의 경우 예혼합지역

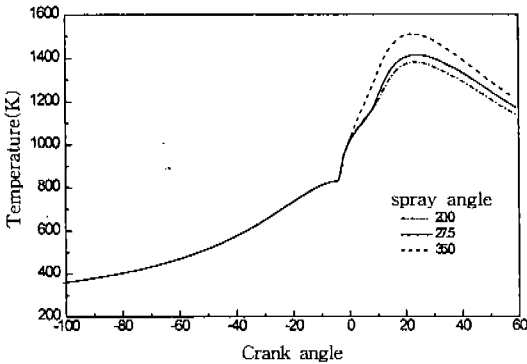


Fig.9 분사각도에 따른 온도분포(SOI=-11.0)

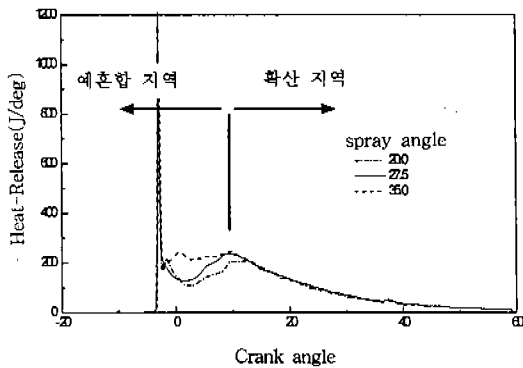
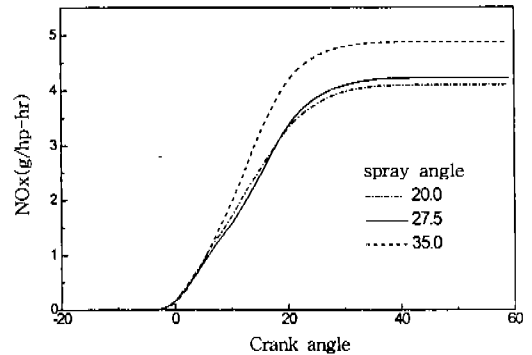
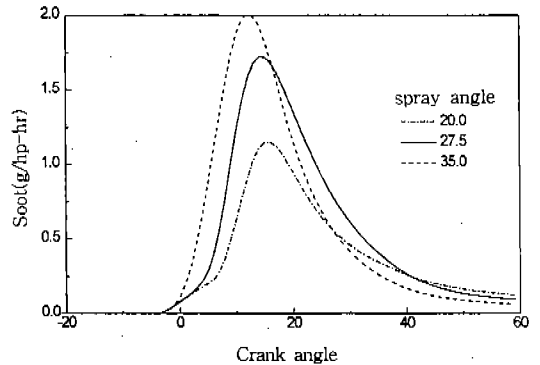


Fig.10 분사각도에 따른 열발생량 (SOI=-11.0)

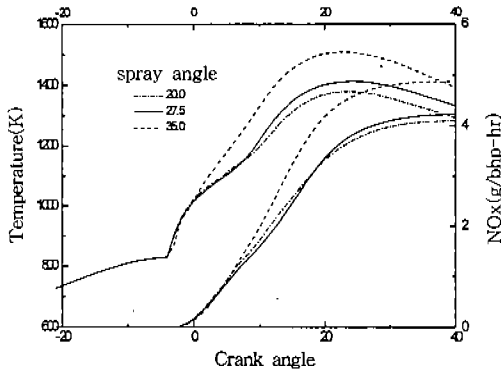


(a) 분사각도에 따른 NOx의 발생량

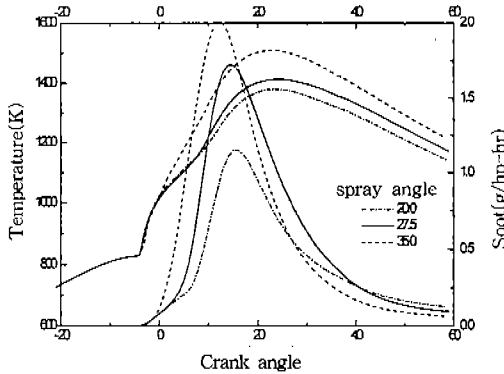


(b) 분사각도에 따른 Soot의 발생량

Fig.11



(a) 온도와 NOx의 모습



(b) 온도와 Soot의 모습

Fig.12

에서 많은 양의 Soot를 발생하지만, 확산지역에서 고온을 유지하고 따라서 Soot의 산화량이 증가하여 최종 배출되는 Soot양은 가장 적어짐을 알 수 있다.

Fig.12(a), (b)는 온도와 NOx, Soot를 비교한 모습인데, Fig.12(a)에서 보면 20.0ATDC 이전에 대부분의 NOx가 생성된다. 따라서 20.0ATDC까지 고온을 유지하는 분사각도 35.0°는 많은 양의 NOx를 발생하지만 20.0ATDC까지 비슷하게 낮은 온도를 유지하는 20.0°와 27.5°는 거의 비슷한 양의 NOx를 발생하는 것을 볼 수 있다. Fig.12(b)에서 Soot의 발생은 분사각도 20.0°와 27.5°를 비교할 때, 벽면과 충돌이 있는 분사각도 27.5°는 충돌이 없는 분사각도 20.0°에 비해 확산지역에서 고온을 유지하고 이에 따라 Soot의 산화량이 증가하여 최종 발생하는 Soot의 양

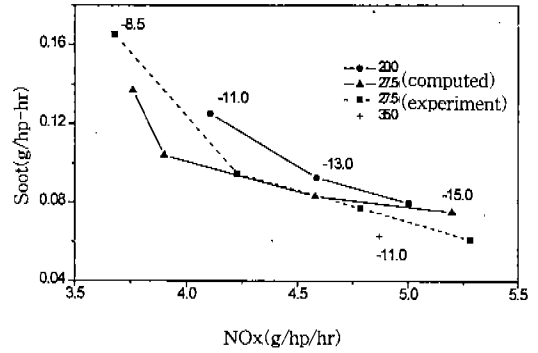


Fig.13 분사각도에 따른 배기가스 trade-off

이 줄어드는 것을 볼 수 있다. 이와 같은 상황을 분석해 볼 때 예혼합지역에서 온도가 낮으면 NOx의 발생량이 줄어들고, 확산지역에서 온도가 높으면 Soot의 산화량이 증가하여 최종 배출되는 Soot의 양이 줄어드는 것을 알 수 있다. 따라서 이와 같은 두가지 조건의 만족하는 적절한 강도의 벽면충돌을 이용함으로써 NOx와 Soot를 동시에 감소시킬 수 있는 것으로 판단된다. 본 연구에서 사용된 3가지 분사각도 중에서 벽면과 약하게 충돌하는 분사각도 27.5°의 경우 분사초기에 적절한 공기와의 혼합에 의해서 NOx와 Soot를 동시에 감소시킬 수 있는 적절한 온도분포를 유지함을 알 수 있었다.

Fig.13은 분사각도 및 분사시기에 따른 배기가스 trade-off를 보여주는데, 분사각도 27.5°일 때 전반적으로 NOx와 Soot가 모두 낮은 수준을 유지하는 것을 알 수 있다. 여기서 최적의 배기가스 trade-off를 만족하는 분사방법은 연료 분사각도 27.5°상태에서 분사시간은 -11.0ATDC 일때로 보여진다.

4. 결 론

연료 분사각도를 바꾸어 배기가스 특성을 살펴본 결과 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

- 1) 고압의 벽면충돌분사에 의한 미립화의 증대는 온도의 증가를 가져오고, 이것은 NOx의 발생을 증가시키는 경향을 나타낸다.
- 2) 적절한 강도의 벽면충돌분사는 예혼합지역의 온도를 높이지 않으면서 확산화염지역

의 온도를 높여 이를 통해 Soot의 산화량을 증가시켜 최종 배출되는 Soot의 발생을 줄일 수 있다.

- 3) 예혼합지역의 온도는 낮고 확산지역의 온도가 높은 온도 분포는 NOx와 Soot를 동시에 줄이기 위한 적정한 온도 분포이다.
- 4) 사용된 엔진의 경우 배기가스 저감을 위한 최적의 분사는 적정분사각도인 27.5°, 분사시간 -11.0ATDC이다.
- 5) 수치해석을 통하여 디젤엔진의 배기가스 특성을 파악할 수 있는 가능성을 확인 할 수 있었다.

참 고 문 헌

1. 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.
2. Reitz, R. D. "Modeling Atomization Process in High-Pressure Vaporizing Spray," Atomization and Spray Technology, 3, 309-337, 1987.
3. Han, Z. and Reitz, R. D. "Turbulence Modeling of Internal Combustion Engines Using RNG $k-\epsilon$ models", submitted to Comb. Sci. Tech., 1994.
4. Halstead, M., Kirsh, L. and Quinn, C. "The Autoignition of Hydrocarbon Fuels at High Temperatures and Pressures - Fitting of a Mathematical Model", Combustion and Flame, 30, 45-60, 1977.
5. Abraham, J., Bracco, F. V. and Reitz, R. D. "Comparisons of Computed and Measured Premixed Charge Engine Combustion", Combustion and Flame, 60, 309-322, 1985.
6. Naber, J. D and Reitz, R. D. "Modeling Engine Spray/Wall Impinge-

ment", SAE Technical Paper 880107, 1988.

7. Heywood, J. B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGRAW-HILL, pp. 572~592, 1988.
8. Hiroyasu, H. and Nishida, K. "Simplified Three-Dimensional Modeling of Mixture Formation and Combustion in a D.I. Diesel Engine", SAE Technical Paper 890269, 1989.
9. Nagle, J Strickland-Constable, R. F., "Oxidation of Carbon between 1000-2000 C", Proc. of the Fifth Carbon Conf., Volume 1, Pergammon Press, p. 154, 1962.
10. Liu, A. B., Mather, D. and Reitz, R. D. "Modeling the Effect of Drop Drag and Breakup on Fuel Sprays", SAE Technical Paper 930072, 1993.
11. Eckhause, J. E., and Reitz, R. D., "Modeling Heat transfer to Impingement Fuel sprays in Direct Injection Engines", Atomization and Sprays, Vol. 5, pp. 213~242, 1995.
12. Nehmer, D. A., and Reitz, R. D., "Measurement of the Effect of Injection Rate and Split Injections on Diesel Engine Soot and NOx Emissions", SAE Paper 940668, 1994.
13. Kong, S. -C., Han, Z., and Reitz, R. D., "The Development and Application of a Ignition and Combustion Model for Multidimensional Engine Simulation", SAE Paper 950278, 1995.
14. Gonzalez, D., M. A., Borman, G. L., and Reitz, R. D. "A Study of Diesel Cold Starting using both Cycle Analysis and Multidimensional Calculations," SAE Paper 910180, 1991.