

〈논문〉 SAE NO. 2000-03-0042

## 분사 노즐 분공경에 따른 디젤 엔진 연소실내 분무 거동에 관한 연구

### A Study on Spray Behaviors with Variation of Nozzle Diameter in the Diesel Combustion Chamber

차 경 세\*, 정 우 인\*\*, 박 찬 국\*\*\*  
Kyungse Cha, Woojin Chung, Changuk Park

#### ABSTRACT

The spray models incorporated into the GTT code were tested for free spray, spray in swirling flows and the sprays impinging on a flat wall. And the validity of the models has been confirmed by comparing the calculated results with the experimental data. Using this code, the spray behavior in the diesel combustion chamber have been numerically analyzed for variation of nozzle diameter. Also, the effects of nozzle diameter in diesel combustion was investigated experimentally by measuring the performance in a D.I engine. This study provides the information for the spray characteristics and emissions with variation of nozzle diameter. As a result, it has shown that decreasing nozzle diameter resulted in improving smoke and specific fuel consumption in a middle speed range.

주요 기술 용어 : Free Spray(자유 분무), Swirling Flows(선회류), Smoke(매연), Nitric Oxide (질소 산화물), Spray Characteristics(분무 특성), Specific Fuel Consumption (연료 소비율)

#### 1. 서론

최근 대기오염, 에너지 문제가 심각화되어 있어 내연 기관의 배기 가스에 포함된 대기오염 물질의 저감 및 연료 소비율 개선이 강하게 요구되고 있다. 특히, 디젤 기관의 질소산화물(NO<sub>x</sub>)과 매연(smoke) 배출물 저감이 요구되고 있어 그 대응이 무엇보다도 급선무로 되고 있다. 이러한 디젤 기관의 배기 가스 문제를 해결하기 위해 기

관 내의 연소 해석이 요구되고 있으며 연소실 내의 가스 유동 및 분무 거동이 연소 과정에 크게 영향을 끼치는 것으로 알려져 있다. 따라서 저 배기화와 성능 향상을 실현하기 위해서는 연소실 내의 연료 액적의 미립화 과정이나 증발 과정, 공기와의 혼합 상태를 알고 이것을 제어함으로써 연소의 최적화를 행할 필요가 있다. 하지만 실험적 수법에 의해 상기의 과정을 상세하게 측정하고 해석하는 것은 그 측정 방법도 어려울 뿐 아니라 상당한 시간과 비용이 든다는 것이 결점이라 할 수 있다. 한편, 최근 계산기의 발달에 의해 비교적 짧은 시간에 가스 유동 및 분무 거동에 대한 수치 계산을 할 수 있게 되었다. 따라서 수

\* 회원, 전남대학교 기계공학과 대학원

\*\* 회원, 기아자동차

\*\*\* 회원, 전남대학교 자동차공학부

치 해석을 통해서 연소실 내의 가스 유동, 분무 거동 특성을 정밀하게 예측 할 수 있다면 보다 효율 좋은 연소 상태를 달성하기 위해 상당히 유용할 것이라 생각된다. 본 연구에서는 3차원 유동 해석 프로그램인 GTT (Generalized Tank and Tube Method) 코드를 사용하여 자유 분무, 충돌 분무, 스월이 존재하는 용기 내의 분무에 대해 수치 해석을 행하고 여기에서 얻어진 결과를 기존의 실험 결과와 비교 검토하여 본 수치 해석의 유효성을 확인하고 직접분사식, 과급냉각 흡기방식의 디젤 엔진의 연료 분사에 있어 분사 노즐 분공경 변경에 따른 연소실내 분무 거동에 대해 살펴 보았다. 또한 엔진 성능실험을 실시하여 분공경 변화가 엔진의 연료 소비율과 배기 배출물 중의 매연(smoke) 및 질소 산화물(NO<sub>x</sub>)에 미치는 영향을 고찰함으로써 엔진의 연료 소비율과 배기물 저감 방안 모색의 기초 자료로 활용하고자 한다.

## 2. 수치 해석

본 연구에서는 유동 계산 방법으로 3차원 유동 해석 프로그램인 GTT 코드를 이용하였으며 난류 모델로는  $k-\epsilon$  모델을 이용하였다.

### 2.1 기초 방정식

유동 계산에 있어 일반 보존식은 다음과 같이 나타내진다.

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \text{div}(\rho\vec{v}\phi) - \text{div}(\Gamma_\phi \text{grad } \phi) = S_\phi \quad (1)$$

각 보존식에 대한 종속변수  $\phi$ , 유효 확산 계수  $\Gamma_\phi$ , source 항  $S_\phi$  은 Table 1과 같다. 또한  $k-\epsilon$  모델에 관한 계수는 Table 2에 나타내었다.

### 2.2 분무 계산 방법

분무 계산 방법으로는 기본적으로 KIVA 코드<sup>1)</sup>의 분무 모델을 사용하여 이에 액적 분열, 벽면 충돌의 추가와 확산이 액적에 미치는 영향에 대해서  $k-\epsilon$  모델용으로 변경

하는 등의 개량이 첨가되어있다.

Table 1 Expressions for  $\phi$ ,  $\Gamma_\phi$ , and  $S_\phi$

$\phi$	$\Gamma_\phi$	$S_\phi$
1	0	$(S_d)_m$
$u$	$\mu_{eff}$	$-\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial x} (\mu_{eff} \text{div } \vec{v}) - \frac{2}{3} \frac{\partial(\rho k)}{\partial x} + (S_d)_u$
$v$	$\mu_{eff}$	$-\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial y} (\mu_{eff} \text{div } \vec{v}) - \frac{2}{3} \frac{\partial(\rho k)}{\partial y} + (S_d)_v$
$w$	$\mu_{eff}$	$-\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial z} (\mu_{eff} \text{div } \vec{v}) - \frac{2}{3} \frac{\partial(\rho k)}{\partial z} + (S_d)_w$
$h$	$(\frac{\mu}{\sigma_h})_{eff}$	$\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} + v \frac{\partial p}{\partial y} + w \frac{\partial p}{\partial z} + \phi - \frac{2}{3} \rho k \text{div } \vec{v} + (S_d)_h$
$k$	$\frac{\mu_{eff}}{\sigma_k}$	$G - \rho \epsilon$
$\epsilon$	$\frac{\mu_{eff}}{\sigma_\epsilon}$	$\frac{\epsilon}{k} (C_1 G - C_2 \rho \epsilon) + C_3 \rho \epsilon \text{div } \vec{v}$

$$\Phi = \mu_{eff} \left[ 2 \left\{ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right\} + \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 - \frac{2}{3} (\text{div } \vec{v})^2 \right]$$

$$G = \Phi - \frac{2}{3} \rho k \text{div } \vec{v}, \quad \mu_{eff} = \mu_{lam} + \mu_{turb}$$

$$\left( \frac{\mu}{\sigma_h} \right)_{eff} = \left( \frac{\mu}{\sigma_h} \right)_{lam} + \left( \frac{\mu}{\sigma_h} \right)_{turb}$$

Table 2 Constants for  $k-\epsilon$  model

$C_1 = 1.44, C_2 = 1.92, C_3 = -0.373$
$C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 0.71$
$(\sigma_h)_{lam} = 0.71, (\sigma_h)_{turb} = 0.9$

#### 2.2.1 분무 증발 (Evaporation) 모델

본 연구에서 분무 모델은 기본적으로 KIVA 코드의 이산 액적 모델을 이용하고 있다. 이것은 실

제 분무 전체를 수천 개의 parcel이라 불리는 액적대표 입자로 대표하는 것이다. parcel은 위치, 속도, 반경, 온도 등 같은 액적에서 구성된다. 분무 방정식은 모두 이 parcel에 따라 계산된다.

### 2.2.2 액적 분열 모델

분열 모델로는 Reitz<sup>2)</sup>의 Wave 분열 모델을 기초로 하여 개량된 Wave 모델<sup>3)</sup>을 사용하였다. Wave 모델에서의 최대 파장 및 최대 성장 속도를 구하는 식은 다음과 같다.

$$\frac{\Lambda}{a} = 9.02 \frac{(1+0.45Z^{0.5})(1+0.4T^{0.7})}{(1+0.87We_2^{1.67})^{0.6}} \quad (2)$$

$$\Omega \left( \frac{\rho_1 a^3}{\sigma} \right)^{0.5} = \frac{0.34 + 0.38We_2^{1.5}}{(1+Z)(1+1.4T^{0.6})} \quad (3)$$

$$Z = \frac{We_1^{0.5}}{Re_1} ; T = ZWe_2^{0.5} \quad (4)$$

$$We_1 = \frac{\rho_1 W^2 a}{\sigma} ; Re_1 = \frac{Wa}{\nu_1} \quad (5)$$

여기서  $\Lambda$  는 무엇보다도 빠르게 성장하는 액체 표면파의 파장을 나타내며  $\Omega$  는 그 최대 성장률을 나타낸다. 여기서  $a$ 는 모액적의 반경을 나타낸다. 액적 분열 과정에서 액체 표면파의 성장에 따라 새로이 생성되는 미소 액적은 다음 식을 만족하면서 형성된다.

$$r = \min \left[ \begin{array}{l} (3\pi a^2 v_{re} / 2\Omega)^{0.33} \\ (3a^2 \Lambda / 4)^{0.33} \end{array} \right] \quad (6)$$

( $B_0 \Lambda > a$ )

$$r = B_0 \Lambda \quad (B_0 \Lambda \leq a) \quad (7)$$

그리고 모체가 되는 액적의 특성 크기는 특성 시간  $t_b$ 에 따라 변화하며, 특성 시간  $t_b$ 는 불안정과 성장 속도와 해당 파장에 의존하는 다음 식에 의하여 주어진다.

$$\frac{da}{dt} = -\frac{a-r}{t_b} \quad (r \leq a) \quad (8)$$

$$(t_b = 3.726B_1 a / \Lambda \Omega,$$

$B_1$ : model coefficient)

Reitz는 분사액적 parcel 전체에 대해서 상기

모델을 적용하고 있는데 그 경우 분사 평균 입경이 너무 작아지는 것을 알 수 있다.<sup>3)</sup> 그래서 본 연구에서는 분무 외주부에서 미립화가 촉진되는 것이라 생각하고 Fig. 1에 나타낸 것과 같이 분사 원추각  $\theta_0$  범위에서 분사되는 모든 parcel 내, 분공에서의 parcel 분사 방향이 분사 원추각  $\theta_0$  의 95%의 원추각에서 외측 parcel만 자액적을 만들 수 있는 것으로 하고 있다.

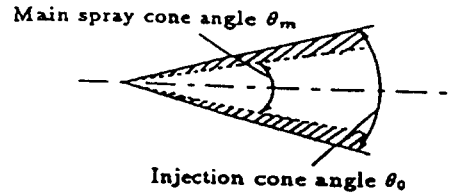


Fig. 1 Illustration of injection cone angle and main spray cone angle  $\theta_0$

### 2.2.3 벽면 충돌 모델

우선 벽면 충돌 직전 액적 입사 웨버수  $We_{i,n}$ 에서 임계 웨버수  $We_{c1} = 40, We_{c2} = 300$ 에 따라 세 개의 영역으로 분류하고 각각에 대해 다음과 같은 모델을 적용한다.

1)  $We_{i,n} < We_{c1}$ 인 경우 :

액적은 벽면에 충돌후 되돌아온다. 벽면 접선 방향의 속도 성분은 변화하지 않지만 법선 방향의 속도 성분은 감소한다.

2)  $We_{c1} < We_{i,n} < We_{c2}$ 인 경우 :

액적은 벽면에 충돌 후 부착한다.

3)  $We_{i,n} > We_{c2}$ 인 경우 :

벽면에 충돌한 액적은 벽면에 부착하는 것과 분열해서 흩어지는 것으로 나뉜다.

## 3. 수치 해석 결과

### 3.1 검증 해석 결과

본 연구에 사용된 수치 해석의 유효성 검증을 위해 자유 분무, 스월이 존재하는 용기 내의 분무, 충돌 분무에 대해 수치 해석을 행하여 그 결과를 기존의 실험 결과와 비교하였다.

### 3.1.1 자유 분무 거동 해석

본 연구에 사용된 모델들의 유효성을 검증하기 위해 Hiroyasu et al.<sup>4)</sup>에 의해 행해진 실험 조건과 동일한 조건하에서 계산하여 실험 결과와 비교하였다. 계산 조건은 Table 3과 같으며 계산 격자는 Fig.2에 나타내었다. Fig. 3은 시간  $t=4.2\text{ms}$ 에서 계산된 분무 형상을 나타내고 있는데 실린더 내 분위기 압력이 클수록 분무 도달 거리는 감소함을 알 수 있다. 계산에 의한 분무 도달 거리와 실험에 의한 분무 도달 거리를 비교해 볼 때 Fig. 4에서 보듯이 각 case별 분무 도달 거리에 있어서 계산 결과와 실험 결과<sup>4)</sup>가 비교적 잘 일치 함을 알 수 있다.

Table 3 Test condition for free sprays

Case	Ambient gas pressure $p_a$ (MPa)	Ambient gas density ( $N_2$ ) $\rho_a$ ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )	Injection velocity $V_0$ (m/s)	Injection cone angle $\theta_0$ (deg.)
1	0.1	1.13	107	2.9
2	1.1	12.4	101	9.7
3	2.1	23.7	95	13.4
4	3.0	33.9	90	16.0
5	5.0	56.5	86	20.6

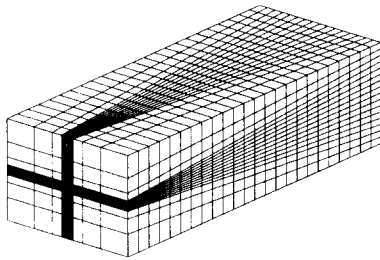


Fig. 2 Computational grid for free spray (grid number  $24 \times 16 \times 16$ )

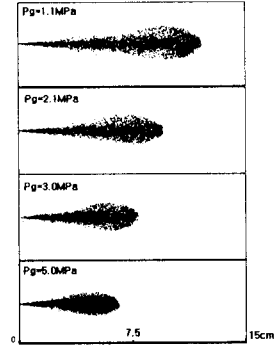


Fig. 3 Spray shapes for free spray (Case=2,3,4 and 5 at  $t=4.2\text{ms}$ )

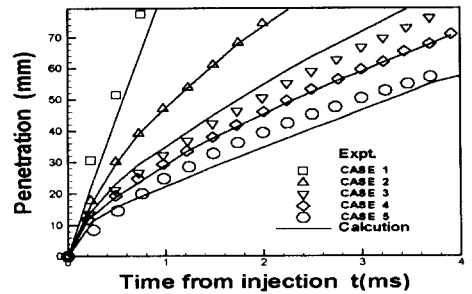


Fig. 4 Spray tip penetration for free sprays

### 3.1.2 스월(swirl)이 있는 용기 내의 분무 거동

스월이 존재하는 용기내의 분무 거동에 대한 고찰로 Hiroyasu et al.<sup>5)</sup>은 스월러가 있는 정적 용기 내에 분무 거동에 대한 실험을 수행하였다. 실험 조건과 동일한 조건으로 수치 해석을 수행하였고 수치 해석 결과를 실험 결과<sup>5)</sup>와 비교하였다. 계산에 사용된 격자는 Fig. 5와 같고 계산 조건으로 용기 내 공기의 압력과 온도는 각각 1.1MPa, 293K이며 노즐 직경은 0.21mm 로 반경 방향으로 분사하도록 하였다. 스월러의 회전 속도  $n_s = 0, 3000, 7500\text{rpm}$ 의 경우에 대해서 계산을 수행 하였다. Fig. 6, Fig. 7에 스월이 있는 두 경우의 분무 형태를 나타내었다. 스월러의 회전수가 클수록 분무 도달 거리는 짧아지는 반면 분무의 퍼짐의 정도가 커짐을 알 수 있다. 이는 스월

이 클수록 반경 방향 속도 성분은 감소하고 스윌에 의한 회전 성분이 증가 하기 때문이라 생각된다.

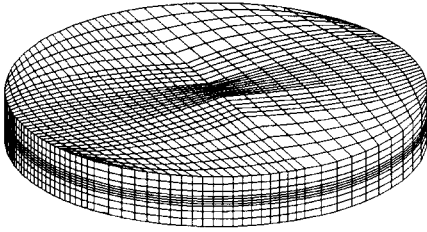


Fig. 5 Computational grid for spray in swirl (grid number 30×30×10)

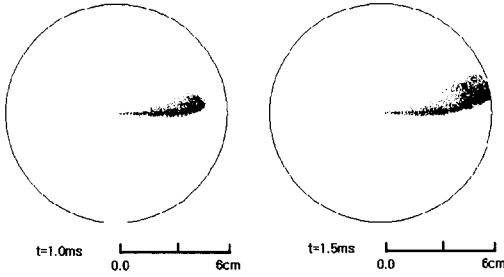


Fig. 6 Spray shapes for  $n_s = 3000$  rpm

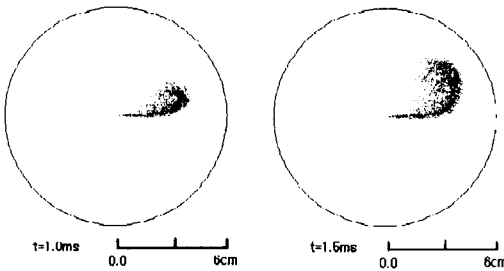


Fig. 7 Spray shapes for  $n_s = 7500$  rpm

또한 수치 계산에 의한 분무 선단 도달 거리를 Hiroyasu의 실험에 의한 측정 결과<sup>5)</sup>와 비교하였는데 Fig. 8에 볼 수 있듯이 모든 경우에서 수치 계산에 의한 결과와 실험 결과가 잘 일치 함을 알 수 있다.

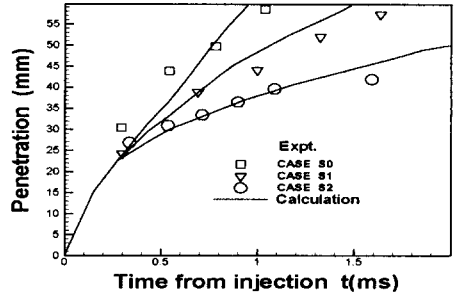


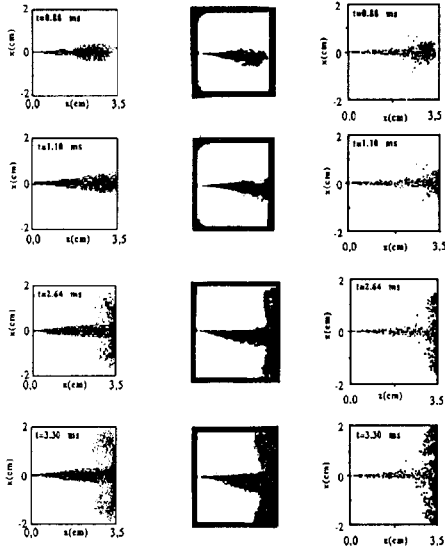
Fig. 8 Spray tip penetration for cases S0, S1 and S2 ( $n_s=0, 3000, 7500$ rpm for cases S0, S1 and S2)

### 3.1.3 충돌을 고려한 분무 거동

벽면 충돌 분무 모델의 타당성을 검토하기 위해 Guerrassi N.<sup>6)</sup>의 실험 조건과 동일한 조건하에서 상온의 평판에 충돌하는 분무 거동에 대한 수치 해석을 수행하였다. 계산 조건은 Table 4와 같고 계산 결과에 의한 분무 형상을 KIVA II 코드에 의한 수치 해석 결과<sup>6)</sup>와 고속 촬영에 의한 분무 형상<sup>6)</sup>과 비교한 결과를 Fig.9에 나타내었다. 벽면 충돌 전까지의 분무 형상에 있어서는 GTT 코드나 KIVA II 코드에 의한 결과가 가시화 결과와 유사하게 나타나고 있으나 벽면 충돌 후 벽면의 상, 하 부분에서의 분열된 액적의 거동에 있어서는 GTT 코드에 의한 결과가 가시화 결과에 더 근접하게 나타나고 있음을 알 수 있다.

Table 4 Test condition for impingement

Nozzle hole diameter (mm)	$\phi 0.25$
Nozzle hole length (mm)	0.8
Nozzle opening pressure (MPa)	23
Injected fuel mass (mg)	20.7
Injection duration (ms)	3.46
Gas pressure (MPa)	3
Gas temperature (K)	293
Wall temperature (K)	293
Wall inclination angle (degree)	0
Impingement distance (mm)	35



(a) GTT (b) Photographs (c) KIVA II  
 Fig. 9 Comparison of computed drop parcel locations with photographs

### 3.2 분사 노즐 분공경 변경에 따른 디젤 분무

앞서 검증된 연료 분무에 대한 수치 해석 프로그램인 GTT code를 이용하여 분사 노즐 분공경 변경에 따른 영향을 고찰해 보았다. 노즐 분공경이 분무 거동에 미치는 영향을 고찰하기 위하여 노즐 분공경을 변경 인자로 선정하고 이 분공경이 연료 분무 거동에 미치는 영향을 고찰하였다. Table 5에 변경 인자로 선정된 노즐의 제원을 나타내었다.

Table 5 Specification of Injection Nozzle

Item	Specification
Nozzle Hole Dia(mm)	$\phi 0.26, \phi 0.27, \phi 0.28$
Opening Pressure(kg/cm <sup>2</sup> )	18MPa
Fuel Delivery(mm <sup>3</sup> /st)	98.8±0.1 at 1500rpm
	102.9±0.1 at 2500rpm
Number of Holes(EA)	6

일정 분사 압력(32MPa)하에서 자유 분무시 노즐 분

공경 변화에 따른 분무 도달 거리와 SMR 변화를 살펴 보고 6.6 liter급 디젤 엔진 연소실에서의 연료 분무를 수치 해석하여 연소실내 연료, 공기 혼합 정도를 공연비(A/F)비를 통해 고찰해보았다.

#### 3.2.1 자유 분무시 노즐 분공경 변화에 따른 분무 도달 거리와 SMR(Sauter Mean Radius)

자유 분무시 분공경에 따른 분무도달 거리는 Fig. 10과 같다. 송규근<sup>7)</sup> 등의 연구 결과에서와 같이 분무 도달 거리는 일정 분사 압력 하에서 분공경이 증가함에 따라 분무 도달 거리가 미소하게 증가하는 경향을 보임을 알 수 있다.

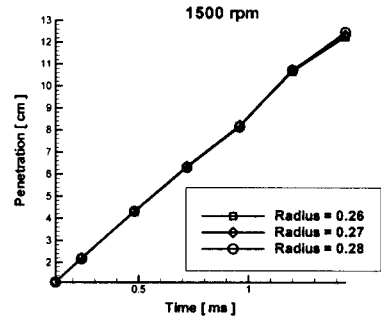


Fig. 10 Spray Tip Penetration for Various Diameters of Nozzle

Fig.11은 분공경 변화에 따른 SMR(sauter mean radius) 계산 결과를 나타내고 있다.

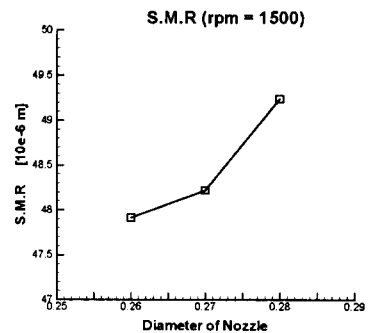


Fig. 11 Effect of Nozzle Diameter on Sauter Mean Radius

결과에서 볼 수 있듯이 분공경이 증가함에 따라 SMR(Sauter Mean Radius)이 증가하는 경향을 보이는데 이는 분공경 이 증가함에 따라 액체가 노즐을 통과 할 때 저항이 줄어 들게되어 반경 방향의 속도 감소로 인한 분무각의 감소로 공기와의 마찰이 줄어들게 되어 미립화가 잘 이루어지지 않아서 SMR(Sauter Mean Radius)이 크게 나타나는 것으로 생각된다.<sup>7)</sup>

### 3.2.2 디젤 연소실 내의 분무 거동 해석

실제엔진 작동 조건과 유사한 조건에서 수치 해석을 행하기 위해서 일정한 분사 압력 대신에 엔진 성능 실험을 통해 얻어진 크랭크축 각도에 따른 분사 압력 측정 결과를 사용하여 수치 해석을 수행하였다. Fig.12에 분공경 0.26mm, 엔진 속도 1500 RPM인 경우의 실험에 의한 분사 압력 측정 결과를 나타내었다.

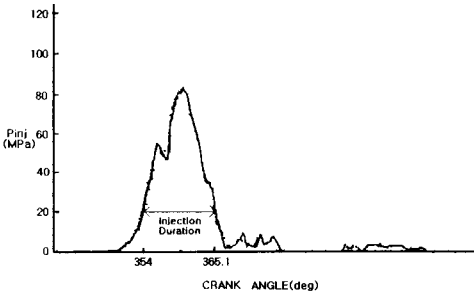


Fig. 12 Injection pressure wave

연료 분사는 크랭크 각도 354도(6° ATDC)에서 시작하고 분사 기간은 분공경 0.26mm의 경우 11.1° 이다. 계산에 사용된 엔진의 제원은 Table 6과 같고 Fig. 13에 계산 격자를 나타내었다. Fig. 14는 1500 RPM 대해서 크랭크 각도 361도 (1° ATDC)에서 노즐 분공경에 따른 공연비(A/F)를 나타내고 있다. 여기에서 분공경 0.26mm, 0.27mm의 경우가 0.28mm인 경우 보다 미립화가 촉진되어 공기, 연료의 혼합이 잘 이루어 짐을 알 수 있다. 이는 Fig. 11에서 알 수 있듯이 분공경 감소는 SMR(Sauter Mean Radius)감소를 유발

하여 연료 미립화를 촉진하여 공기-연료 혼합을 증대 시키기 때문이라 사료된다. 또한 박대순<sup>8)</sup> 등의 분공경 감소는 분무 반경과 분무 폭이 증대 된다는 연구 결과로부터 분공경의 감소 즉, 분무 반경 등의 증가로 공기와 연료와의 마찰면이 증대되어 공기-연료 혼합이 증대되는 것으로 사료된다.

Table 6 Specification of Engine

Item	Specification
Displacement(cc)	6,607
Bore×Stroke(mm)	109×118
Cylinder Number	6-Cylinder
Fuel Injection Type	Direct-Injection
Compression Ratio	17.7
Connecting Rod Length(mm)	181
Crank Radius(mm)	59
Fuel Injection Timing	BTDC 6°
Swirl Ratio	2.3

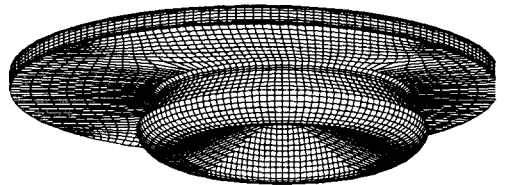


Fig. 13 Computational grid (grid number 44×44×26)

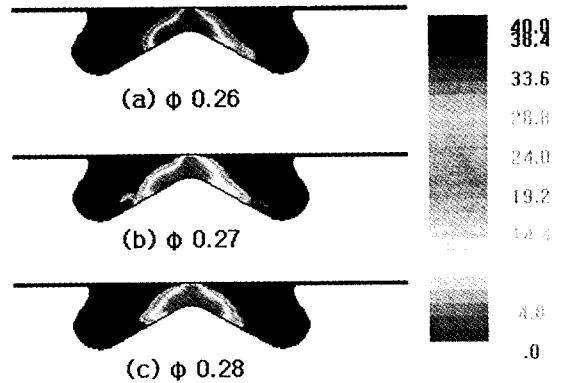


Fig. 14 Contour of the air/fuel ratio (Section X-X, 1 deg.ATDC)

#### 4. 실험

본 단원에서는 노즐 분공경의 변경에 따른 연료 소비율과 배기 배출물 중의 질소 산화물(NOX) 및 매연(Smoke) 등에 미치는 영향을 고찰함과 동시에 수치 해석에 있어 입력 조건으로 활용하기 위한 노즐 입구의 관내압 측정을 수행하였다.

##### 4.1 실험 장치

Fig.15에 본 실험에 사용된 엔진 실험 장치의

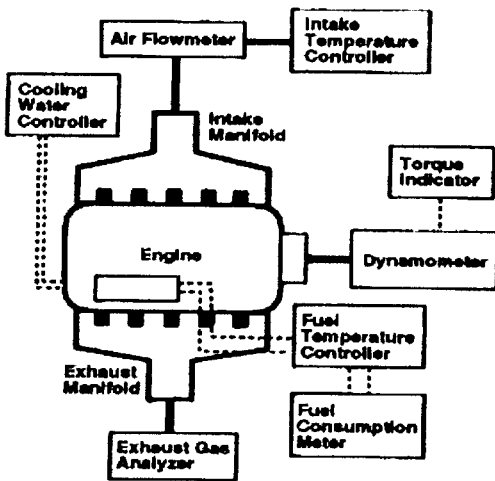


Fig. 15 Schematic Diagram of Experimental Apparatus  
전체 개략도를 나타내었다.

##### 4.2 실험 방법

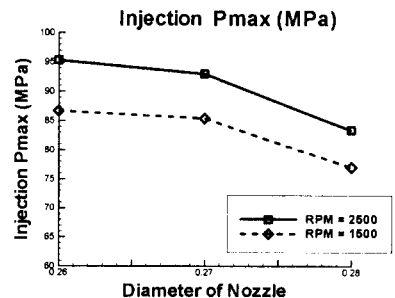
본 연구에서는 노즐 분공경을 변경 인자로 선정하고 엔진의 연료 소비율과 배기 배출물 중의 매연과 질소 산화물에 미치는 영향을 고찰하기 위한 엔진 성능 시험을 수행하였다.

측정 항목은 토오크, 질소 산화물, 매연, 연료 소모량, 노즐 입구의 연료 송출관 내압 등이다. 변경 인자 변화 실험을 수행하는 동안 엔진을 일정 조건으

로 운전하기 위하여 냉각수 출구 온도 및 흡입 공기 온도, 연료 공급 온도 등은 각각  $80 \pm 5^\circ\text{C}$  및  $25 \pm 5^\circ\text{C}$ ,  $35 \pm 5^\circ\text{C}$  로 유지하는 등 기타 성능 시험 조건을 KS R 0071 의 조건으로 설정하였으며 출력을 1500 RPM, 2500 RPM에서 각각  $68.0 \pm 5 \text{ Kg.m}$ ,  $63.0 \pm 5 \text{ Kg.m}$ 로 유지 하였다.

#### 5. 실험 결과 및 고찰

Fig. 16은 실험 결과를 보여주고 있다. 실험 결과 분공경을 축소함에 따라 연료의 분사기간과 송출 압력은 증대되는 경향을 나타내고 중속(1500rpm)에서의 매연과 연료 소비율은 감소되나 고속(2500rpm)에서의 매연과 연료 소비율은 감소하다가 반향되어 증가되는 경향을 나타내었다. 이는 1500 rpm의 경우 앞서의 수치 해석 결과에서와 같이 노즐 분공경의 감소가 미립화를 촉진하여 공기-연료의 혼합이 개선됨으로써 매연과 연료 소비율의 감소를 나타내는 것으로 생각된다. 또한 노즐의 분공경 변화에 따른 엔진 성능 결과로부터 질소산화물과 매연은 상반관계가 있음도 알수 있었다. 이는 Shimada<sup>9)</sup> 등의 연구 결과와 유사한 결과를 나타내고 있는데 분공경을 축소함에 따라 분무 입경의 미립화와, 연소실내의 공연비(A/F) 증가 등으로 인해 중속에서 매연과 연료 소비율(Specific Fuel Consumption)의 감소를 유도한 것으로 사료된다.





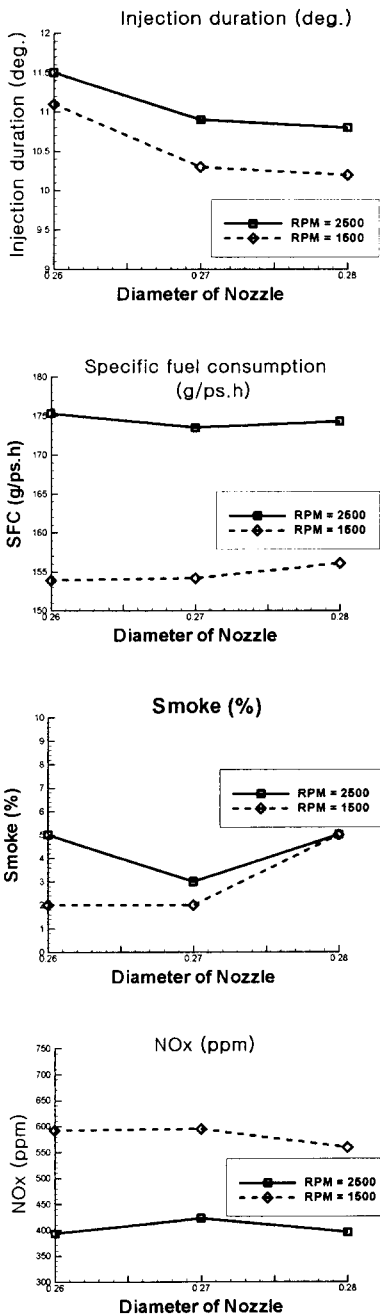


Fig. 16 Experimental Results of Engine Performance

또한 Shimada<sup>9)</sup> 등과 권순익<sup>10)</sup> 등은 분공경 축소에 따른 연소 특성에 관한 연구에서 고속의 분공경 축

소는 초기 분사량의 감소로 인해 예혼합 연소 기간의 초기 열발생량을 낮게 하여 매연과 연비 증가를 유발 시킨다고 하였다. 이로부터 분공경을 적게하여 연료 미립화와 공연비(A/F) 증대 등의 장점을 이용하기 위해서는 고 송출화 즉, 연료 분사 펌프의 고압화를 통해 연료 분사기간을 단축시키면 매연과 엔진 성능 특성을 개선 할 수 있을 것임을 알 수 있었다.

## 6. 결론

연료 분무 거동에 대한 수치 해석과 노즐 분공경 변화에 따른 엔진 성능 실험을 수행한 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) GTT CODE를 이용하여 연료 분무 거동을 해석한 결과와 기존의 실험 결과가 잘 일치하여 분사 노즐에 대한 연료 분무 거동의 가시화 및 성능 개선에 활용 할 수 있음을 알 수 있었다.
- 2) 노즐 분공경 축소는 연료 미립화 및 공연비(A/F) 증대 등을 유발하여 매연과 연비를 향상시킬 수 있음을 수치 해석 결과와 성능 실험 결과를 통해 알 수 있었다.
- 3) 배기 배출물 저감 방안 모색을 비롯한 엔진 성능 특성 개선을 위해서 연료 분사 분공경과 분사 펌프 고압화 등의 연료 분사계의 최적화 설계에 대한 연구의 중요성을 알 수 있었다.
- 4) 노즐 분공경 변화에 대한 연료 분무 거동 특성과 연비, 배기 배출물에 대한 경향성을 제시함으로써 엔진 성능 향상에 활용할 수 있는 기초 자료를 제공하였다.

## 참고 문헌

- 1) Amsden, A. A., et al., "KIVA:A Computer Program for Two-and Three-Dimensional Fluid Flows with Chemical Reaction and Fuel Sprays", Los Alamos National Laboratory Report, LA-10245-MS, 1985.
- 2) Reitz, R. D., "Modeling Atomization Process in high Pressure Vaporizing Sprays", Atomization

- and Spray Technology, Vol.3, p.309, 1987.
- 3) Wakisaka, T., et al., "Improvement of a Spray Model for Numerically Analyzing Fuel Spray Behavior", Proc. 13th Symp. on Internat Combustion Engines, JSAE/JSME, p.109, 1995.
  - 4) Hiroyasu, H., et al., "Fuel Droplet Size Distribution in Diesel Combustion Chamber", SAE Paper 740715, 1974.
  - 5) Hiroyasu, H., et al., "Fuel Spray Penetration and Spray Angle in Diesel Engines", Trans. JSAE, No.21, p.339, 1980.
  - 6) Guerrassi N., Champoussin J.C., "Experimental Study and Modeling of Diesel Spray/Wall Impingement", SAE Paper 960864, 1996.
  - 7) 송규근, 오영택, 안진근, 김강출. "디젤 노즐의 분무 거동에 관한 연구" 한국 자동차 공학회 논문집, 제5권, 제6호 pp. 120~127, 1997.
  - 8) 박대순, 김문헌, 박권하. "주위 압력 및 충돌면 위치 변화가 디젤 분무에 미치는 영향" 한국 자동차 공학회 논문집 제5권 제3호, pp.95~105, 1997.
  - 9) Taizo Shimada, Takeshi Shoji and Yoshinaka takeda, "The Effect of Injection Pressure on Diesel Engine Performance" SAE Technical Paper Series, 891919, 1989.
  - 10) 권순익, 김완. "디젤 기관의 연소에 미치는 분사계의 영향" 한국 자동차 공학회지, Vol. 15. No.1, 1993.