

분사율 형상에 따른 디젤분사계의 분무거동에 관한 시뮬레이션

Simulation of Spray Behaviors by Injection Rate Shapes in Diesel Injection System

왕우경 · 장세호 · 고대권 · 안수길

W. K. Wang, S. H. Jang, D. K. Koh and S. K. Ahn

Key Words : Non-Evaporation Spray Behavior(비증발 분무거동), Injection Rate Shape (분사율 형상), Liquid Fuel Jet(액체연료분출), Mixture Preparation(혼합준비), Droplet Evaporation(액적 증발), Air Entrainment(공기도입), Wall Impingement(벽면충돌), Kinematic Momentum Flux(동운동량 유속)

Abstract : Many of thermodynamic-based diesel combustion simulations incorporated a model of fuel spray which attempts to describe how the spray develops according to time. Because the spray geometry is an essential aspect of the fuel-air mixing process, it is necessary to be calculated quantitatively for the purpose of heat release and emission analysis. In this paper, we proposed the calculating method of non-evaporation spray behaviors by injection rate shapes under actual operating conditions of diesel engine. We confirmed the utility of this calculating model as the calculated results were compared with the measured results. This calculating program can be applied usefully to study on the diesel spray behavior.

기호설명

c : 유량계수
 cd : 저항계수
 D : 평균입경 (μm)
 d_n : 노즐공의 직경 (m)
 dt : 단위 크랭크각에 대한 시간 (sec)
 dx : 한 단계동안 증가된 관통길이 (m)
 \dot{m} : 분사율 (mg/ms)
 M : 단위 시간에 대한 연료의 운동량 ($\text{kg} \cdot \text{m/s}$)
 M_s : 연료의 평균 운동량 (N)
 k : 상대속도 계수
 K : 동운동량 유속 (m^4/s^2)
 P_i : 분사압력 (MPa)
 t : 시간 (sec)

U_{max} : 분무축상의 최대 유속 (m/s)
 U_{inj} : 연료의 유출속도 (m/s)
 U_{rlt} : 액적과 공기의 상대속도 (m/s)
 x_{con} : 원추부의 축방향 길이 (m)
 x_{max} : 최대 관통거리 (m)
 x_{mean} : 계산단계의 평균길이 (m)
 Δp : 분사차압 (Pa)
 θ : 분무반각 (deg.)
 ρ_a : 공기 밀도 (kg/m^3)
 ρ_{a1} : 한단계 시작점에서의 실린더내 공기 밀도 (kg/m^3)
 ρ_{a2} : 한단계 끝점에서의 실린더내 공기 밀도 (kg/m^3)
 ρ_f : 연료의 밀도 (kg/m^3)
 i : 계산단계

1. 서론

접수일 : 1996년 6월 8일

왕우경 : 여수대학교 실습선

장세호 : 강원전문대학 기관학과

고대권 : 부경대학교 실습선

안수길 : 부경대학교 제어기계공학과

최근 디젤기관의 연소과정을 열역학적으로 해석하는 연소 모델링에 관한 연구¹⁾가 활발히 진행되고 있으며, 이들 연소 모델링에서는 디젤연소과정

의 정확한 예측과 이해를 위해 시간에 따른 분무 거동을 예측할 수 있는 분무모델이 필요하다. 분무는 액체연료분출로서 시작되어 미립화, 증발 및 공기 도입에 의한 연료·공기 혼합에 의해 연소하게 된다. 연료·공기의 혼합준비는 연소초기에는 액적증발에 의해 제한되고, 그 후 공기도입에 의해 제한되어진다.

이러한 혼합기 형성과정은 디젤연소를 제어하는 주된 요소로서, 분무형상, 분무도달거리, 분무각 등의 거시적 분무특성과 액적의 크기 및 분포, 분사율 등과 같은 미시적 분무특성에 크게 영향을 받는 것으로 알려져 있다.

연료분무에 관한 연구로서, Dent²⁾와 Hay³⁾는 제트혼합이론에 의해 분사기간중의 분무도달거리는 시간의 제곱근에 비례한다고 하였으며, Rife와 Heywood⁴⁾는 정적 연소실에서 실험적으로 구한 제트의 기하학적 형상과 2차원 제트모델과 비교하여 분사초기에 있어서 분무의 중앙선 유속은 일정하다고 보고하였다. Kobayashi 등⁵⁾은 급속압축장치를 이용하여 비증발 및 증발분무의 도달거리에 대한 실험식을 제시하였고, Bracco 등⁶⁾은 공기역학적인 표면과 이론을 근거로 하여 분무각을 계산하는 실험식을 제시하였으며, Arai 등⁷⁾은 노즐구멍의 형상비에 따른 분무각 계산식을 제시하였다. 한편, Kuo 등⁸⁾은 액적의 충돌, 합체 및 가스 난류가 액적 운동에 미치는 영향을 설명하기 위해 2차원 모델을 이용하여 분무 도달거리와 액적의 크기를 계산하였다.

이와 같은 분무형상, 분무도달거리 및 분무각 등의 거시적인 분무특성은 분무의 벽면 충돌 시간, 분무 속도로의 공기 도입량 및 분무영역과 주변공기와의 열전달을 규명하는데 근사적으로 널리 이용되고 있다.

따라서, 본 연구에서는 실제 디젤기관의 운전조건하에서 분무의 벽면 충돌이 없다고 가정하여 분사율 형상에 따른 비증발 분무거동 즉, 분무도달거리, 분무체적 및 표면적을 계산하는 모델을 제시하고, 분무도달거리에 대한 계산결과를 가시화 정용용기 내에서 측정된 실험값⁹⁾과 비교 검토하여 본 계산모델의 신뢰성을 검증하였다. 그리고, 분사율 형상을 4가지로 가정한 시뮬레이션을 통해 분사율 특성이 디젤기관 운전조건하에서의 분무거동에 미치는 영향을 고찰하였다.

2. 이론해석

2.1 분무의 도달거리

디젤기관의 연소실 같은 고밀도 가스 속으로 분사된 연료의 분무성장에 관한 여러 연구결과들이 있으며, 운동량방정식과 연속방정식에 대한 Schlichting의 해와 Reichardt의 실험결과로부터 유도된 Round jet¹⁰⁾의 분무도달거리에 관한 식은 다음과 같다.

$$x_{\max} = 3.851 \cdot \sqrt[4]{K} \cdot \sqrt{t} \quad (1)$$

$$u_{\max} = \frac{d(x_{\max})}{dt} = 1.9255 \frac{\sqrt[4]{K}}{\sqrt{t}} \quad (2)$$

식(1)에서 동운동량유속 K 를 연료분사압력, 노즐직경, 연료의 밀도 및 공기의 밀도 항으로 나타내면, 식(3)과 같다.

$$K = \frac{M}{\rho_a} = \frac{\rho_f \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_n^2 \cdot v_{inj}^2}{\rho_a} \quad (3)$$

$$= \frac{\pi}{4} \cdot 2 \cdot c^2 \left[\frac{d_n^2 \cdot \Delta P}{\rho_a} \right]$$

식(3)에서 분사기간중 어떤 단위 크랭크각(i)에 있어서의 분무의 유출속도는 식(4)와 같고, 운동량 및 평균운동량은 식(5) 및 (6)에 의해 계산된다.

$$v_{inj}(i) = \left(\frac{\dot{m}(i)}{dt} \right) / \left(\rho_f \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_n^2 \right) \quad (4)$$

$$M(i) = \dot{m}(i) \cdot v_{inj}(i) \quad (5)$$

$$M_s(i) = \frac{\sum M(i)}{i \cdot dt} \quad (6)$$

그리고, 실린더내의 가스밀도(ρ_a)는 가스압력과 온도로 부터 상태방정식을 이용하여 계산되므로, 식(3)의 분무의 동운동량유속이 계산된다.

따라서, 식(1)로 부터 분사기간중의 크랭크각에 대한 정적인 상태 하에서의 분무도달거리는 다음과 같다.

$$x(i) = 3.851 \cdot \sqrt[4]{K} \cdot \sqrt{i \cdot \Delta t} \quad (7)$$

식(7)에 의해 계산된 도달거리는 실제 관측된 도달거리보다 크다고 알려져 있다. 이것은 간헐분

무와는 달리 안정된 조건하에서의 분무는 분무정면에 있어서 공기의 부가적인 저항을 받지 않기 때문이다. Sass¹¹⁾의 연구에 의하면, 공기의 저항을 고려한 액적과 공기의 상대속도 관계식은 다음과 같다.

$$v_{rlt} = \frac{v_{inj}}{1 + v_{inj} \cdot k \cdot i \cdot dt} \quad (8)$$

식(8)에서

$$k = \frac{3 \cdot \rho_a \cdot cd}{4 \cdot \rho_f \cdot D} \quad (9)$$

또한, 단위 크랭크각 1°CA동안 증가된 도달거리는 $dx(i)$ 는 $dx(i) = x(i) - x(i-1)$ 에 의해 계산되어진다. 한편, 피스톤 운동으로 인한 한 단계동안의 밀도 변화가 도달거리에 미치는 영향은 다음과 같이 고려하였다.

$$dx(i) = dx(i) \cdot \sqrt[4]{\frac{\rho_{a1}}{\rho_{a2}}} \quad (10)$$

2.2 분무체적과 표면적

분무의 형상과 분무각을 알면, 분무의 도달거리를 계산함으로써 분무체적 및 분무의 표면적을 계산할 수 있다.

분무각은 연료가 분사되는 주위의 밀도가 증가함에 따라 증가한다고 알려져 있으며, Borman¹²⁾은 디젤기관내에서 분무의 발달과정에 대해 사진관측을 하여, 분무각이 대략 20°인 원추형 부분과 체트정면의 종형부분으로 나누어진다고 보고하였다.

분무각에 대한 실험식들은 여러 연구자들에 의해 제시되었으며 Jang⁹⁾의 연구에 의하면 다음과 같다.

$$2\theta = 26 \cdot P_i^{0.432} \cdot \left(\frac{\rho_a}{\rho_f}\right)^{0.648} \quad (11)$$

한편, Schweitzer¹³⁾의 보고에 의하면, 분사초기의 분무형상은 종형부분이 좁고 길며 예리한 형상을 하고 있으며, 분무가 발달함에 따라 종형부분은 보다 넓으며 짧고 둔한 형상을 가진다고 하였다. 그는 시간 t에 있어서 어떤 단면에 도달하는 분무는 t - 1/3 ms 동안은 원추형 형상을 가지며,

마지막 1/3 ms 동안은 정상상태의 무차원 속도 윤곽과 유사한 종형 형상을 가진다고 보고하였다. 따라서, 시간에 따른 분무의 발달과정을 계산하기 위해 원추부분 및 종형부분이 정상상태의 분무 특성을 가진다고 가정하였으며, 그 분무의 형상은 Fig. 1에 나타내었다.

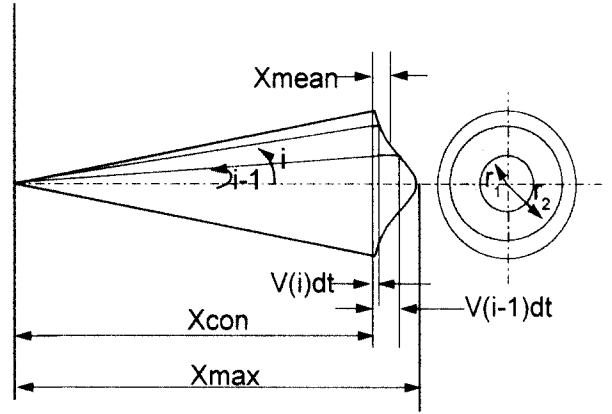


Fig. 1 Schematic diagram of spray shape

Fig. 1에서와 같이 분무의 원추부분과 종형부분에 대한 체적과 표면적을 계산하기 위한 수치적분법은 다음과 같다.

$$Volume = \frac{\pi}{3} \cdot x_{con} \cdot [x_{con} \cdot \tan(\theta)]^2 + \pi \cdot \sum_{i=1}^{i=10} x_{mean}(i) \cdot \left[\left\{ x_{con} \cdot \tan\left(\frac{\theta}{10} \cdot i\right) \right\}^2 - \left\{ x_{con} \cdot \tan\left(\frac{\theta}{10} \cdot (i-1)\right) \right\}^2 \right] \quad (12)$$

$$x_{con} = x_{max} - u_{max} \cdot dt \quad (13)$$

$$x_{mean}(i) = 0.5 \cdot dt \cdot u_{max} \cdot \left[1 - \left\{ \frac{\tan\left(\frac{\theta}{10} \cdot (i-1)\right)}{\tan(\theta)} \right\}^{1.5,2} \right] + \left[1 - \left\{ \frac{\tan\left(\frac{\theta}{10} \cdot i\right)}{\tan(\theta)} \right\}^{1.5,2} \right] \quad (14)$$

$$Surface\ area = \pi \cdot x_{con}^2 \cdot \frac{\tan(\theta)}{\cos(\theta)} + x_{con} \cdot \pi \cdot \sum_{i=1}^{i=10} (x_{mean}(i-1) - x_{mean}(i)) \cdot \left(\tan\left(\frac{\theta}{10} \cdot i\right) + \tan\left(\frac{\theta}{10} \cdot (i-1)\right) \right) \quad (15)$$

3. 계산결과 및 고찰

Fig. 2는 전자유압식 분사장치와 보슈식 분사울 측정장치를 이용하여 구한 분사율과 분사율을 이용하여 역계산된 분사차압을 나타낸다. 분사울 측정시의 분사조건은 배압이 2.0 MPa, 분사량 84 mg으로 최고분사압력 110 MPa과 60 MPa 일 때의 분사율을 나타내었다. 최고분사압력이 110 MPa일 때의 분사기간은 6.0 ms, 최고 분사율은 22 mg/ms이며, 60 MPa일 때의 분사기간은 7.4 ms, 최고 분사율은 16.5 mg/ms이다. 한편 노즐공의 토출유량 계수를 0.75로 일정하게 하여 계산된 최고 분사차압은 각각 103 MPa, 57 MPa이다.

Fig. 3은 분사울 측정시와 동일한 분사조건으로 가시화 정용용기 내에 연료를 분사시켜 측정된 분무도달거리와 본 모델에 의해 계산된 분무도달거리를 나타낸다. 분무를 구성하는 공기와 액적과의 상대속도와 관련된 저항계수는 레이놀즈수에 역비례하고, 레이놀즈수는 유속에 비례하므로 분사압력이 높을 수록 유출속도가 빨라 저항계수는 작게된다. 따라서 최고분사차압이 103 MPa 일 때는 저항계수 0.3, 최고분사차압이 57 MPa일 때 0.5로 하였을 때 시간에 따른 분무도달거리의 실험값과 계산값이 최대오차 5% 미만으로 거의 일치하였다.

따라서 본 연구에서 제시된 분무도달거리에 대한 계산식이 신뢰성이 있다고 생각된다.

Table 1은 시뮬레이션 계산에 이용된 기관 사양 및 운전 조건을 나타내며, 분사울 형상에 따른 디젤분무거동을 예측하기 위해 4가지의 분사울 형상

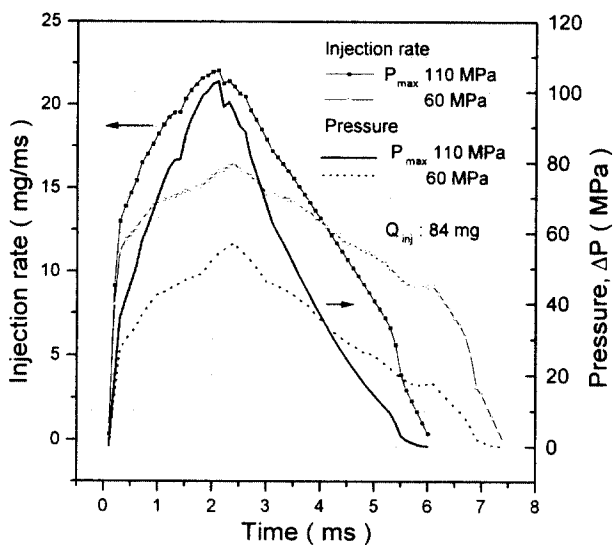


Fig. 2 Injection rate and difference pressure according to time

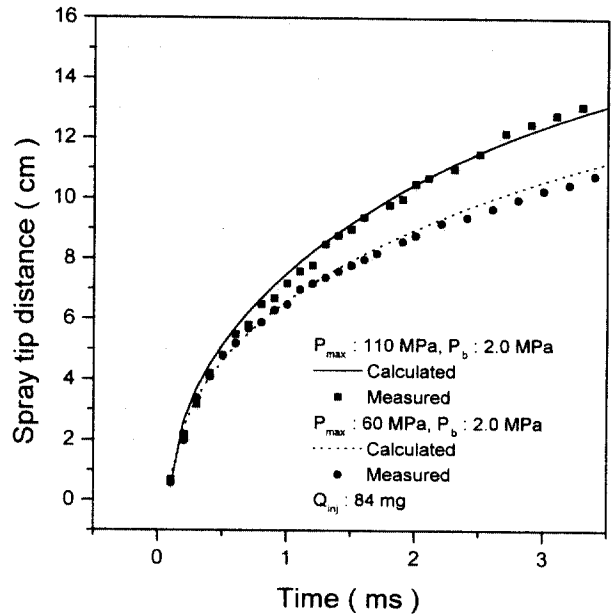


Fig. 3 Comparison of calculated and experimental results on spray tip distance







을 계산에 이용하였으며 분무의 벽면 충돌이 없다고 가정하였다. 계산에 이용된 분사울 패턴은 분사량이 40 mg/cycle 이고 분사기간이 크랭크 각도로 9 °CA(3.0 ms)로서 분사울 패턴 A는 분사기간 중에 일정한 분사율을 가지는  형상, 패턴 B는 분사시작점에서 최고의 분사율을 나타내다 점점 감소하는  형상, 패턴 C는 분사기간의 1/2 기간까지는 증가하다 감소하는  형상 및 패턴 D

Table 1 Engine specifications and test conditions

Cylinder bore	100 mm		
Stroke	115 mm		
Compression ratio	17.0		
Revolution	500 rpm		
Injection period	9 °CA		
Injection time	BTDC 20 °CA		
Injection quantity	40 mg		
No. of nozzle hole	1		
Dia. of hole	0.3 mm		
Gas density (kg/m ³)	BTDC 20	BTDC 10	TDC
	10.27	14.51	17.22
Injection rate pattern	A	B	C
			

는 분사시작점에서 점점 증가하다 분사끝점에서 최고의 분사율을 나타내는 ▲ 형상으로 가정되었다.

한편, 기관의 회전수가 500 rpm 이고 실린더내 가스 누설이 없다고 가정되었을 때, 피스톤 변위에 따른 실린더내 가스밀도 변화를 상대방정식과 열역학 제 1법칙에 의해 계산하면, BTDC 20 °CA, BTDC 10 °CA 및 TDC 에 있어서 실린더내 가스 밀도는 각각 10.27 kg/m³, 14.51 kg/m³ 및 17.22 kg/m³ 정도이다.

Fig. 4는 분사시기 BTDC 20 °CA에서 분사기간 중에 공기의 저항에 따른 액적과 공기의 상대속도를 고려한 분무의 평균운동량 변화를 분사율 형상 별로 나타낸 것이다.

그림에서 보면, 초기 분사율이 높을 수록 분사기간중의 평균운동량이 크게 되며, 분사율 A는 분사기간 중에 분사율이 일정하지만 시간 경과에 따라 평균운동량이 감소하고, 분사율 B의 경우에는 평균운동량의 감소가 크며, 분사율 C는 평균운동량이 완만하게 증가하다 감소하며, 분사율 D는 완만하게 증가하고 있음을 알 수 있다. 이것은 식(8)에 나타나듯이 액적과 공기의 상대속도는 시간에 역비례 하므로, A와 같이 분사기간 중에 분사율이 일정할지라도 시간경과에 따라 공기저항으로 인해 상대속도가 감소되므로 평균운동량이 감소되며, B는 시간 경과에 따라 분사율 감소와 더불어 공기저항으로 인해 평균운동량이 급격히 감소하지만 초기 운동량이 크기 때문에 분사기간 중에 평균운동량이 다른 패턴보다 높게 된다. 그리고 C, D는

분사초기에 분사율이 낮아 초기운동량이 작고, 분사율 증가에 따라 단위 시간당 운동량은 증가하지만 공기저항으로 인해 운동량 증가가 미약하므로 평균운동량이 낮게 된다고 생각된다. 따라서 초기 분사율이 높을수록 시간에 따른 평균운동량이 크게 되어 분무도달거리가 길어질 것으로 예상된다.

Fig. 5는 분사율 형상에 따른 분무도달거리를 나타낸다. 그림에 나타나듯이, 초기 분사율이 높을 수록 분사기간 중에 분무도달거리가 크게 된다. 그리고 시간경과에 따라 단위 크랭크각에 대한 분무도달거리의 증가를 보면, 패턴 B가 급격히 감소하는 반면 패턴 D는 다소 완만하게 감소함을 알 수 있다. 초기 분사율이 높을 수록 분무도달거리가 크게되는 것은 초기 분출속도가 빨라 초기 운동량이 크기 때문이며, 패턴 B와 같이 단위 크랭크 각에 대한 분무도달거리의 증가가 급격히 감소하는 이유는 시간경과에 따라 공기저항이 증가함과 더불어 분사율이 감소함으로써 평균운동량이 급격히 감소하기 때문이며, 패턴 D는 시간경과에 따라 공기저항이 증가하는 반면 분사율의 증가로 인해 평균운동량이 다소 증가하기 때문이라 생각 된다.

Fig. 6은 분사율 형상에 따른 분무각을 시간 경과에 따라 나타낸 것이며, Fig. 7은 분무의 발달과정을 도식화 한 것이다. 그림에서 보면, 분사초기의 분무각은 분사율 패턴 B>A>C>D의 순으로 초기 분사율이 높은 B가 가장 높게 나타났으며, 시간 경과에 따라 A는 분무각이 완만하게 증가하고,

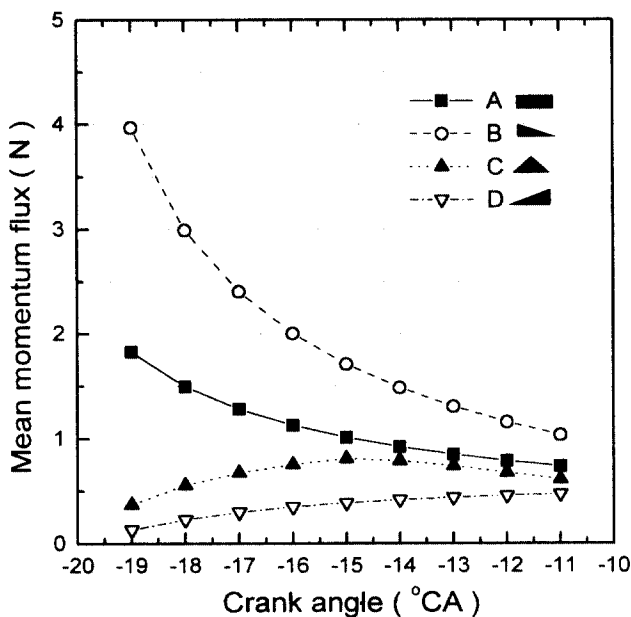


Fig. 4 Mean momentum flux according to injection rate patterns

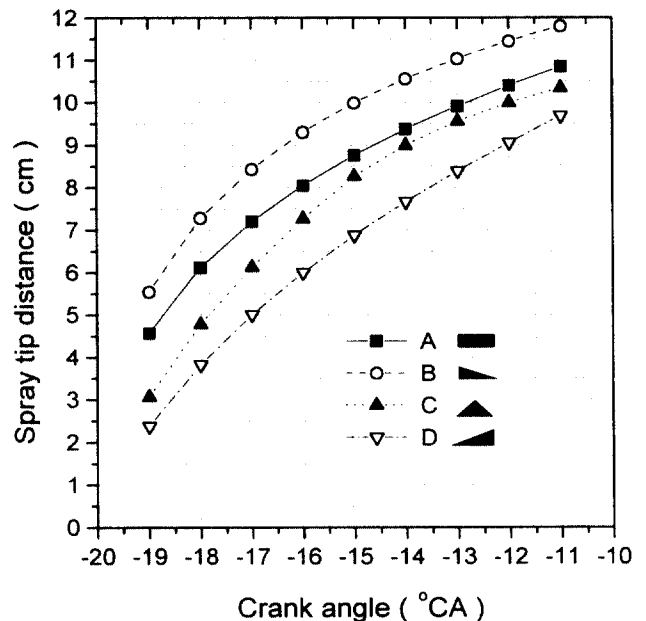


Fig. 5 Spray tip distance according to injection rate patterns

B는 완만하게 감소하며, C는 분사기간의 중기까지는 증가하다 완만하게 감소하며 D는 증가하고 있음을 알 수 있다. 그리고 최대 분무각은 $B > C > D > A$ 순으로 분사율이 일정한 A가 가장 낮게 되었다.

분무각은 분사압력과 분위기 밀도 및 연료밀도의 함수로서, 분사율이 높을수록 분무의 운동량이 크게되어 주위공기와의 마찰에 의해 분무각이 크게되며 또한 분사기간중의 실린더내 분위기 밀도의 상승으로 인해 크게된다. 따라서, 패턴 B는 초기 분사율이 높아 초기 분무각이 크게되나 시간경과에 따라 분위기 밀도 증가가 미치는 영향보다 분사율 감소에 따른 운동량 감소로 분무선단의 공기저항이 작게되어 분무각이 작아진다고 생각된다. 그리고 패턴 D는 시간경과에 따라 분사율이 증가하므로 공기저항이 크게되고, 또한 분위기 밀도 상승에 의해 분무각이 크게된다고 사료된다.

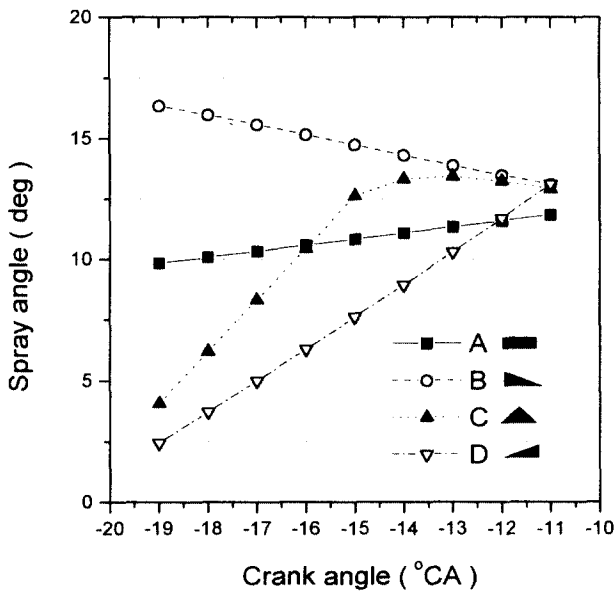


Fig. 6 Spray angle according to injection rate patterns

전체적인 분무형상을 보면, 분사초기에는 분무폭이 좁고 예리한 형상, 중기에는 분무선단이 종형을 나타내며 말기에는 분무선단의 종형부분이 둔하게되나 패턴 D의 경우에는 분사기간 말기에 분무선단의 종형부분을 뚜렷이 유지하고 있음을 알 수 있다. 이는 분사초기에는 공기저항에 의한 상대속도 감소가 작아 분무선단속도가 빠르기 때문이며, 분사기간의 말기에 분사율 패턴 A, B, C는 평균운동량의 감소로 분무선단속도가 늦어지나, 패턴 D는 평균운동량이 증가하여 분무선단속도가 다른

분사율 패턴에 비해 빠르기 때문이라 생각된다.

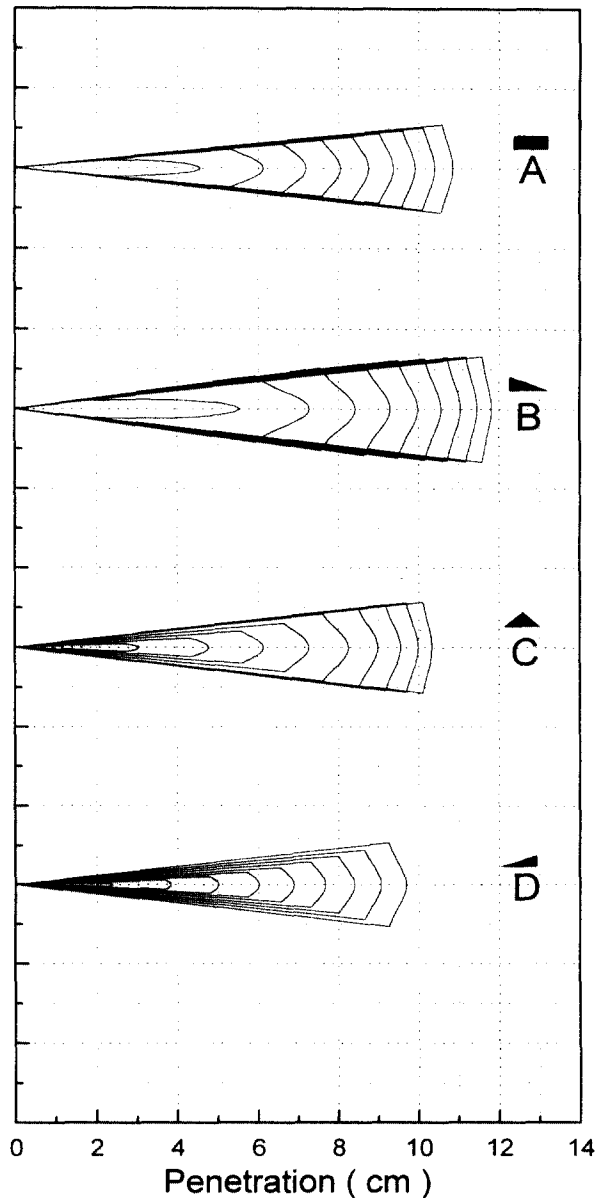


Fig. 7 Development of spray shapes according to injection rates

Fig. 8은 시간 경과에 따른 분무체적 및 표면적의 변화를 분사율 형상별로 나타낸 것이다. 그림에서 보면, 초기 분사율이 높은 패턴 B가 분무 체적 및 표면적이 다른 패턴에 비해 현저히 크고, 분사 말기에 분사율이 높은 패턴 D가 가장 작음을 알 수 있다. 그리고 패턴 A와 C를 비교해보면, 분사기간의 중반까지는 패턴 A가 분무체적 및 표면적이 크고, 말기에는 패턴 B가 크게 되었다. 따라서 분사초기에 분사율이 높을수록 분무내의 공기 도입량 및 분무와 주위공기와의 열전달량이 클 것으로 예상된다.

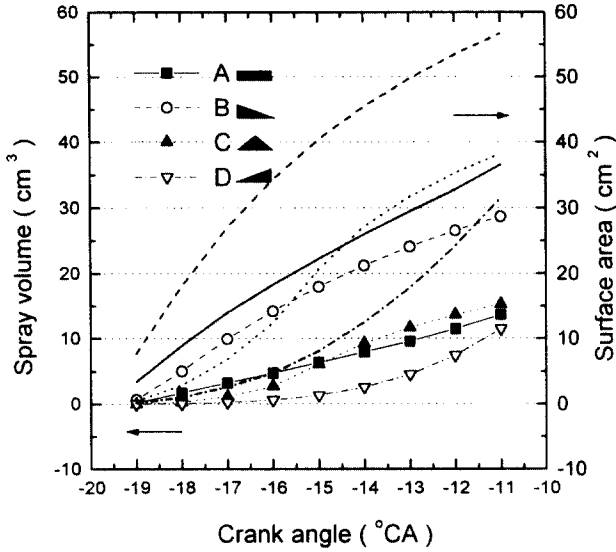


Fig. 8 Spray volume with crank angle according to varying injection rates

Fig. 9는 분사율 형상에 따른 분무영역의 질량 평균연공비(M_f/M_a)를 세미로그 좌표로 나타내었다. 질량평균연공비는 분사초기에는 패턴 D > C > A > B, 분사중기에는 D > C > A > B, 그리고 분사 말기에는 D > A > C > B로서 그 값은 초기에는 1.1 ~ 21.45, 중기에는 0.14 ~ 0.83 그리고 말기에는 0.10 ~ 0.25의 값을 나타내고 있다. 경유의 이론적 연공비(M_f/M_a)_s는 0.069¹⁴⁾로 알려져 있으므로, 평균당량비(ϕ)를 계산해 보면 분사초기에는 16.13 ~ 311.13 까지의 높은 값을 가지며, 중기에는 2.1 ~ 12.04 그리고 분사말기에는 1.47 ~ 3.7 까지의 값을

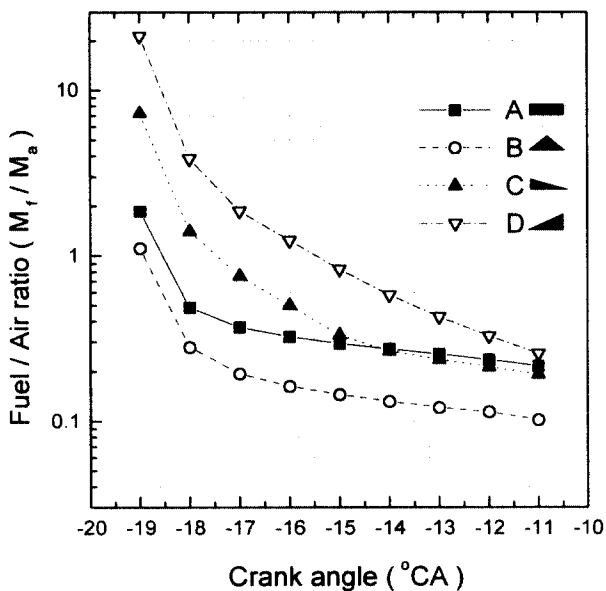


Fig. 9 Fuel/Air Ratio(M_f/M_a) according to injection rate patterns

나타내며, 패턴 B가 분사기간 중에 평균당량비가 가장 작았다. 이는 시간경과에 따른 분무체적과 분사량과의 관계로서, 초기 분사율이 높을수록 누적 분사량이 많으나 동시에 연료의 유출속도가 빨라 분무도달거리가 길고, 주위공기와의 상대속도도 커지므로 분무진행방향에 대한 공기저항의 증가로 인해 분무각이 크게 되기 때문이라 생각된다.

4. 결론

디젤기관의 운전조건하에서 분무의 벽면충돌이 없다고 가정하여 분사율 형상에 따른 비증발 분무 거동의 도달거리, 분무체적 및 표면적을 계산하는 수치해법 모델을 제시하고, 가시화 정용용기에서 측정된 분무도달거리에 대한 실험값과 본 모델을 이용하여 구한 계산값을 비교 검토하여 신뢰성을 검증하였다.

그리고, 이 수치계산 모델을 이용하여 4가지 분사율 형상에 대한 디젤분무거동의 시뮬레이션 결과는 다음과 같다.

- 1) 분사기간의 초기에 분사율이 높은 형상 ▲ 이 시간 경과에 따른 평균운동량이 높게 되었으며, 분무도달거리도 증가하였다.
- 2) 최대 분무각은 분사율이 일정한 형상 ■ 이 가장 작았고, 초기 분사율이 높은 형상 ▲ 이 가장 크게 되었다.
- 3) 분무체적과 표면적은 초기 분사율이 높은 형상 ▲ 이 다른 분사율 형상에 비해 가장 크게 되었다.
- 4) 분사기간 중 분무내의 평균연공비는 초기 분사율이 높은 형상 ▲ 이 가장 작았으며, 시간경과에 따라 분사율이 증가하는 형상 ▲ 이 가장 높았다.

참고문헌

1. J. I. Ramos, "Internal Combustion Engine Modeling", Hemisphere Publishing Corporation, pp. 97 ~ 150, 1989
2. J. C. Dent, "A Basic for Comparison of Various Experimental Methods for Spray Penetration", SAE Paper 710571, 1971
3. N. Hay and P. L. Jones, "Comparison of the Various Correlations for Spray Penetration", SAE Paper 720776, 1972
4. J. Rife and J. B. Heywood, "Photographic and Performance Studies of Diesel Com-

- bustion with a Rapid Compression Machine", SAE Paper 740948, 1974
5. H. Kobayashi, T. Kamimoto and S. Matsuoaka, "A Photographic and Thermodynamic Study of Diesel Combustion in Rapid Compression Machine", Trans. of JSME, Vol. 48, No. 426, pp. 389~407, 1982
 6. R. D. Reitz and F. V. Bracco, "On the Dependence of Spray Angle and other Spray Parameters on Nozzle Design and Operating Conditions", SAE Paper 790494, 1979
 7. H. Hiroyasu and M. Arai, "Fuel Spray Penetration and Spray Angle in Diesel Engines", Trans. of JSME, Vol. 21, pp. 5~11, 1980
 8. T. W. Kuo and F. V. Bracco, "Computations of Drop Sizes in Pulsating Sprays and of Liquid-Core Length in Vaporizing Sprays", SAE Paper 820133, 1982
 9. 장세호, "전자유압식 연료분사계와 초고압 디젤분무의 특성에 관한 연구", 부경대학교 대학원, 1997
 10. H. Schlichting, "Boundary-Layer Theory", McGRAW-Hill Book Company, pp. 699~705, 1968
 11. F. Sass, "Kompressorlose Diesel Maschinen", 1929
 12. G. L. Borman and J. H. Johnson, "Unsteady Vaporization Histories and Trajectories of Fuel Drops Injected into Swirling Air", SAE Paper 625986, 1962
 13. P. H. Schweitzer, "Penetration of Oil Sprays", Pennsylvania State Collage Bulletins, No. 46, 1937
 14. J. B. Heywood, "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill Book Company, pp. 915, 1988