

벽에 충돌하는 디젤분무의 특성에 대한 수치적 연구

양희천* · 유홍선** · 정동화***

(1997년 10월 17일 접수)

Numerical Study for the Characteristics of Diesel Spray Impinging on a Wall

H. C. Yang, H. S. Ryou and D. H. Jeong

Key Words : High-Pressure D. I. Diesel Engine(고압 직접분사 디젤엔진), Impinging Spray(충돌분무), Spray-wall Impingement Model(분무-벽 충돌모델), Finite Volume Method(유한체적법), PISO Algorithm(PISO 알고리즘)

Abstract

It is unavoidable that the fuel spray impinges on the wall of piston cavity in a compact high-pressure D. I. diesel engine. Therefore the characteristics of impinging spray are the very significant information on the consideration and the simulation of its combustion processes including the formation mechanism of exhaust emission and the design of the combustion chamber. In this paper, the numerical simulation was performed to study the characteristics of impinging spray. The spray-wall impingement model used is Watkins and Park's model. Calculation parameters are the inclination angles and the ambient pressures. As the inclination angle increases, the impinging spray develops mainly to the direction of the downstream and scarcely flows to that of the upstream. The shape on the wall of the impinging spray is the circle in the case of the normal impingement, while it is the ellipse in that of the oblique impingement. As the ambient pressure increases, the growth of impinging spray on the wall in the radial direction decreases owing to the increase in the resistance of the ambient.

기 호 설 명

C_0 : 속도계수
 D : 액적의 직경
 $film$: 액막전면 (film front)
 N : 액적수
 ΔP : 분사압과 정적 용기내의 압력차
 $scat$: scattering 성분
 u, v, w : 직교좌표계에서 각 방향 속도성분
 V : 속도
 We : 웨버수

β : 충돌액적들이 벽의 법선방향과 이루는각도
 ρ_a : 액적의 밀도

첨자

n : 벽면에 대한 법선방향
 t : 벽면에 대한 접선방향
 a : 충돌후의 상태
 b : 충돌전의 상태
 d : 액적의 상태
 g : 기상의 상태

*회원, 여수대학교 자동차공학과

**회원, 중앙대학교 기계공학과

***회원, 순천공업대학 차량기계과

1. 서 론

자동차 산업계에서는 최근에 들어서 전세계적으로 점차 심각해지고 있는 에너지원의 고갈 및 환경오염문제에 대처하고, 연료의 이용효율을 높이기 위하여 소형경량의 보다 효율적인 엔진의 개발에 많은 관심을 집중하고 있다. 특히 독일 등과 같은 유럽의 자동차 선진국에서는 열효율이 높은 디젤엔진의 소형 승용화에 꾸준한 연구개발 노력을 경주한 결과 디젤엔진을 장착한 승용차 및 승합차의 보급이 상당히 진전되어 있다. 디젤기관은 높은 열효율과 경제성에도 불구하고 연소특성에 따른 소음, 진동 및 질소산화물(NOx), 그을음(soot), 매연 등과 같은 환경오염물질의 배출로 인해 승용화에는 제약성이 있었으나, 최근에 들어서 연료의 고압분사, 연소실 형상개선, 배기후 처리기법 등에 대한 활발한 연구개발 노력을 통하여 소형 고속화가 가능해짐으로써 그 적용범위가 확대 일로에 있다.

고압분사 방식의 소형 직접분사식 디젤기관에서는 분무액적과 벽면의 충돌현상이 발생하게 되는데, 분무액적과 벽의 상호작용은 연료와 공기의 혼합 및 연소에 영향을 미치는 가장 중요한 영향인자 중의 하나이다. 한편 간접분사식 디젤기관은 압축행정시에 형성되는 부연소실내의 강한 스웰유동을 이용하여 분무액적과 벽면의 충돌을 적게하고, 분사연료와 공기의 혼합율을 높임으로써 연소효율과 운전성 및 배기의 개선을 추구하고자 한다. 소형의 직접분사식 디젤기관에서 환경 오염물질을 방출하는 원인중의 하나는 분무액적이 벽에 부딪혀 흡착됨으로써 흡착점 부근에 농한 혼합기를 형성하여 부분적으로 연소되는 불완전연소 때문이다. 따라서 대기오염의 주범인 탄화수소(HC), 일산화탄소, 질소산화물, 그을음 및 매연 등의 방출량을 저감시키고, 소형경량화 되는 직접분사식 디젤기관의 성능향상을 위해서는 분무와 벽면과의 상호작용에 대한 특성해석이 반드시 필요하다. 일반적으로 분무와 벽면의 상호작용 현상은 벽면의 온도, 벽면의 재질 및 조도, 액적의 선형운동량, 액적의 온도, We수, 액적의 직경 및 주위가스의 속도와 온도, 난류량, 경계층의 두께 등에 영향을 받는다. 그러나 이러한 현상들에 대한 이해 및 해석모델의 개발이 충분치 못하여 현재까지도 실험적으로나 수치적으로 연구가 그다지 활발치 못한 실정이다.

분무연료와 벽면의 충돌에 관한 실험적 연구는 여러가지 방향에서 진행되고 있으나 가시화 장치의 제작 및 가시창의 오염 등의 문제점들로 인하여 실제의 연소실형상 및 운전조건과는 다른 상태에서의 충돌분무 및 열전달특성에 대한 연구가 대부분이다.^(1~10) 수치해석적 연구는 대부분 KIVA계열의 코드^(11~12)를 이용하였는데, 원래의 코드에서는 벽에 충돌하는 액적이 벽에 부착되어 구형의 형상을 유지하며 증발되는 것으로 가정하는 부착(stick)모델을 이용하였다. 또한 벽에 충돌한후 접선 및 법선방향 속도성분은 보존되며, 액적들이 입사각과 동일한 각도로 튕겨져 나가는 것으로 가정하는 반사(reflect)모델을 이용한 연구,^(13~15) 벽-제트의 두께를 질량 및 운동량보존법칙에 따라 결정하며, 충돌액적들은 벽에 접선방향의 궤적을 갖는 것으로 가정하는 벽-제트(wall-jet)모델을 이용한 연구결과^(1,10,15) 등이 있다. 그러나 이러한 부류의 모델들에서는 모델을 분류하는 판단기준에 실험결과를 고려하지 않았으며, 벽면에서의 분무의 확산과 증발에 영향을 미치는 중요한 영향인자인 액적들의 부서짐(shattering) 현상이 무시되었으며, 충돌 액적들의 에너지 및 운동량손실이 고려되지 않았다는 단점이 지적되고 있다.

따라서 이러한 단점들을 개선하고자 하는 연구들이 진행되고 있다. Watkins와 Wang⁽¹⁶⁾은 충돌에너지와 실험결과로⁽¹⁷⁾부터 유추한 웨버수에 따라 충돌액적들이 충돌전의 속도보다 감소된 속도로 반사되거나 작은 액적들로 부서지는 것으로 가정하는 모델을 제시하였다. 이들의 모델에서는 충돌후의 액적속도를 계산하기 위하여 에너지 손실계수를 도입하였으나, 부서진 작은 액적들의 법선방향 속도는 무시하였다. 이들의 계산결과를 충돌후 액적들의 반경방향 확산도나 법선방향의 도달높이를 낮게 예측하였다. 또한 Wang과 Watkins⁽¹⁸⁾의 모델에서는 웨버수가 큰 경우, 부착(stick)모델과 유사하게 벽면에 수직하게 입사되는 액적들이 충돌후에 운동 에너지를 모두 잃는 것으로 처리하게 되어 충돌후 액적들의 반경방향 확산도나 법선방향의 도달높이를 낮게 예측하였다. 따라서 이들은 O. Rourke와 Bracco⁽¹⁹⁾의 충돌모델을 이용하여 이전 모델의 단점을 개선하기 위한 연구를 수행하여 법선방향의 도달높이는 향상된 결과를 보여주었으나, 반경방향의 확산도는 이전의 결과보다 더 나빠진 결과를 보여주었다. 또한 Senda 등⁽²⁰⁾은 연료액적의 포화온

도 여부에 따라 비증발 분무와 증발 분무를 구분하여 충돌거동을 다르게 가정한 모델을 제시하였으며, Bai와 Gosman⁽²¹⁾은 벽면의 상태에 따라 마른 벽(dry wall)과 젖은 벽(wetted wall)으로 구분하고 각각의 경우에 대하여 서로 다른 분무의 거동을 가정한 모델을 제시하였다. Bai와 Gosman의 모델에서는 운동량과 에너지 보존의 개념을 도입하여 충돌후 분무속도 등을 결정한 점이 기존의 모델들과 구별되는 특징이다. Watkins와 Park,⁽²²⁾ Park와 Watkins⁽²³⁾의 모델은 개별 액적 충돌실험에 근거하여 충돌전 운동에너지의 크기에 따라 달라지는 분무의 거동을 가정하였는데, 충돌전 벽면에 수직인 방향으로의 속도성분에 의한 웨버수에 따라 충돌후의 분무입자의 거동을 결정하는 방법을 도입하였다.

본 저자들의 이전의 연구에서는 흡착(stick), 반사(reflect), 제트(jet)모델⁽¹⁵⁾과 충돌전 벽면에 수직인 방향으로의 속도성분에 의한 웨버수에 따라 충돌후의 분무입자의 거동을 결정하는 모델^(22~23)에 대한 적용성 및 타당성에 대해 정성적으로 연구하였다.⁽²⁴⁾ 본 연구에서는 이전의 연구결과에서 정성적 타당성이 검증된 분무-벽 충돌모델^(22~23)을 이용하여 디젤분무의 충돌거동을 수치계산하여 실험치⁽⁴⁾와 비교하였으며, 정적 용기내의 압력과 충돌각도의 변화에 따른 충돌분무의 특성과 유동장 변화에 대해 비교, 분석하였다.

2. 이론적 해석

2.1 지배방정식

기상의 지배방정식은 피스톤과 밸브의 압축 및 팽창에 따른 밀도변화를 고려한 형태의 질량, 운동량, 스칼라 방정식을 이용하였으며, 액상의 지배방정식은 각 액적들의 궤적을 추적하는 라그랑지안 형태의 방정식을 이용하였고, 또한 난류모델은 피스톤의 압축 및 팽창에 수반되는 압축성 효과를 고려한 수정 $k-\epsilon$ 모델을 이용하였는데, 지배방정식 및 난류모델의 상세한 내용은 참고문헌^(25~28)에 잘 설명되어 있다.

2.2 분무-벽 충돌모델

분무와 벽의 상호작용 현상에 대한 초기의 연구에서 주로 이용된 분무-벽 충돌모델은 Fig. 1에 나타낸 바와 같이 부착(stick), 반사(reflect), 벽-제

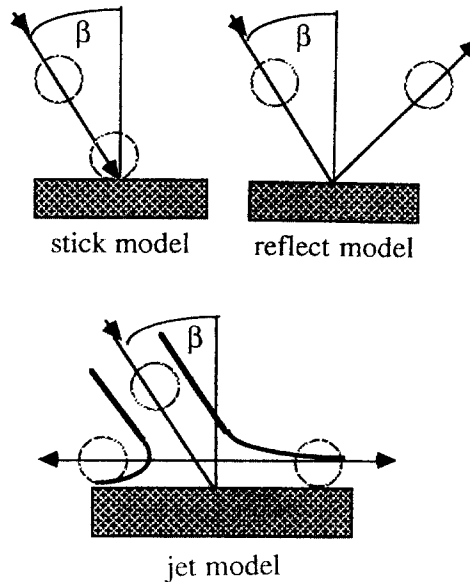


Fig. 1 Schematic diagrams of stick, reflect and jet model.

트(wall-jet) 모델이었다.⁽¹⁵⁾ 위의 세가지 모델에서는 충돌 액적의 크기는 벽과의 상호작용에 의해서 변하지 않는것으로 가정하고 있다. 그러나 실제로 반사되는 상태에서도 액적 자체의 에너지 손실이 발생하며, 액적의 분포 및 분열현상이 달라지게 된다. 이에 따른 연료와 공기의 혼합상태 역시 달라지게 되어 연소에 상당한 영향을 미치게 된다. 따라서 최근에는 개별 액적 충돌실험에 근거하여 충돌전 운동에너지의 크기에 따라 분무의 거동을 다르게 가정하는 모델이 이용되고 있다.^(21~23) 이러한 모델에서는 충돌전 벽면에 수직인 방향으로의 속도 성분에 의한 웨버수에 따라 충돌후의 분무입자의 거동을 결정하는 방법을 도입하였다. 본 연구에서 이용한 디젤분무와 벽의 충돌모델^(22,23)을 도식적으로 나타내면 Fig. 2에서와 같으며, 간략하게 설명하면 다음과 같다

I) $We < 80$ 인 경우 ;

$$V_a^n = -\alpha V_b^n, \quad V_a^t = \alpha V_b^t, \quad D_a = D_b$$

II) $We > 80$ 인 경우 ;

$$(V_a^n)^1 = (V_a^n)^2 = \alpha V_b^n R_{xx},$$

$$(V_a^t)^1 = V_b^t + V_{scat}^t, \quad (V_a^t)^2 = V_b^t - V_{scat}^t,$$

$$D_a = C_w D_b, \quad N_a^1 = N_a^2 = \frac{N_b}{2C_w^3}$$

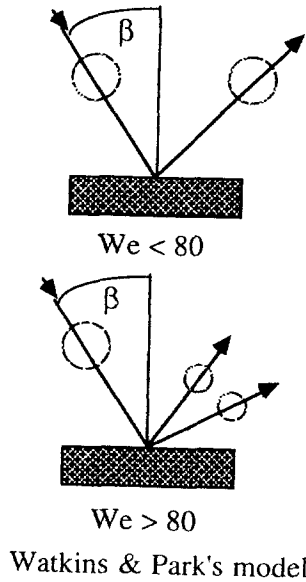


Fig. 2 Schematic diagrams of Watkins and Park's model.

$$\alpha = \sqrt{1 - \chi \cos^2 \beta}, \quad x = f\left(\frac{We_a}{We_b}\right)^{(17)}$$

$$V_{scat} = V_{film} \cdot R_{xx} \cdot R_{yy},$$

$$V_{film} = 0.835(3.096 - 2\chi) V_b^n, \quad \chi = 1 \text{ or } 1.28^{(22-23)},$$

$$C_w = f\left(\frac{Na}{We_b}\right)^{(6)}$$

여기서 R_{xx} 는 $[0, 1]$ 의 정규분포를 갖는 난수(random number)이며, R_{yy} 는 $[0, 2\pi]$ 의 균일한 분포를 갖는 임의의 단위벡터(random unit vector)이다.

2.3 수치해석 방법

수치해석 방법으로는 유한체적법을 이용했다. 기상 지배방정식의 공간차분에는 Hybrid 방법, 시간차분에는 Euler의 음함수 차분법을 적용했다. 라그랑지안 형태의 액상 지배방정식에는 Euler의 음함수차분법을 이용했다. 수치해석방법에 대해서도 참고문헌⁽²⁵⁻²⁸⁾에 상세하게 설명되어 있다. 속도와 압력의 연결문제 처리는 한번의 예측단계와 두번의 보정단계를 거치는 PISO 알고리즘⁽²⁹⁾을 이용했다. 차분과정을 통해 얻어진 대수방정식은 strongly implicit procedure(SIP)⁽³⁰⁾를 이용하여 풀게된다.

본 연구의 초기조건들로는 정적 용기내의 압력,

Table 1 Calculation parameters.

Nozzle number	1
Nozzle diameter [mm]	0.2
Injection pressure [MPa]	13.8
Injection duration [ms]	1.3
Injection fuel Temperature [K]	300
Ambient air pressure [MPa]	1.0, 1.5
Ambient air temperature [K]	300
Ambient air density [kg/m^3]	12.3, 18.5
Impingement distance [mm]	24
Inclination angle [deg]	0, 15, 30, 45

온도이며, 무화과정에 대해서는 분사노즐의 출구에서 이미 무화가 완료되어 임의의 분포를 갖는 액적들이 분사되는 것으로 처리했다. 무화된 액적들의 분사속력은 오리피스 유동방정식을 응용하여 다음과 같이 처리했는데, 본 저자들의 기존의 연구결과에서와 동일하다.⁽²⁵⁻²⁷⁾

$$U_{iw} = C_0 \left(\frac{2\Delta P}{\rho_d} \right)^{1/2}$$

3. 결과 및 고찰

본 연구에서는 최근에 들어서 분무와 벽면의 충돌현상에 대한 해석모델로 많은 연구가 진행중인, 충돌전 벽면에 수직인 방향으로의 속도 성분에 의한 웨버수에 따라 충돌후의 분무입자의 거동을 결정하는 모델을 이용하여 정적 분위기 용기내에서의 디젤분무의 충돌거동을 해석하였다. 이용된 충돌모델은 Watkins와 Park^(22,23)의 모델이며, 계산변수는 충돌각도, 상온의 정적용기내의 압력이다. 계산조건은 Table 1에 나타낸바와 같이 Fujimoto 등⁽⁴⁾의 실험조건과 동일하다. 분무연료는 n-dodecane ($\text{C}_{12}\text{H}_{26}$)의 물성치들을 이용하여 모델링한 디젤유이다. 분사노즐의 직경은 0.2 mm이며, 분사기간은 1.3ms이다. 한편 분사되는 디젤연료의 온도와 정적 용기내의 온도를 같게 처리했기 때문에 증발현상은 고려되지 않았다. 정적 용기는 가로×세로×높이가 110[mm]×110[mm]×30[mm]의 사양이며, 격자계는 Fig. 3에 나타낸 바와 같이 39×39×20이다. 계산격자의 구조는 계산결과와 정확도에 영향을 미치는 중요한 요인중의 하나인데, 일반적으로는 격자수가 많아질수록 보다 정확한 결과를 얻을 수 있으나 컴퓨터의 기억용량과 계산시간 등

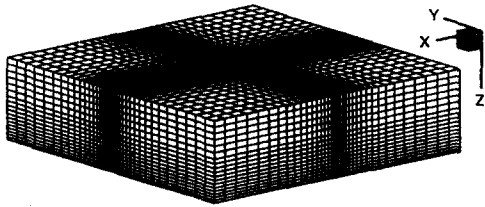


Fig. 3 Computational mesh of $39 \times 39 \times 20$.

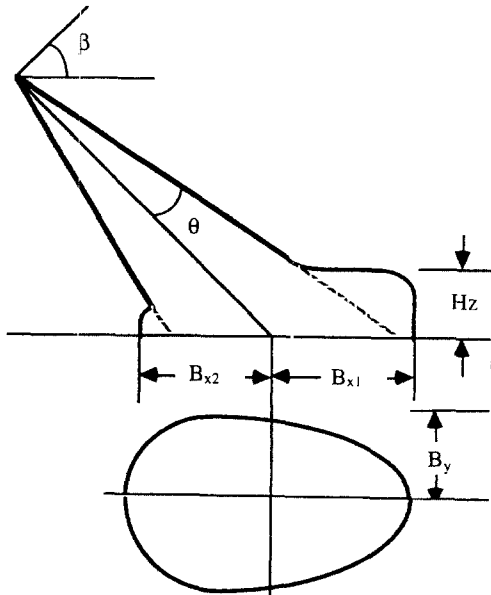
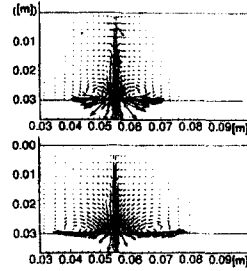


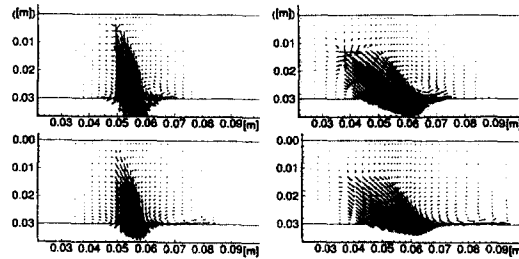
Fig. 4 Definition for structure of impinging spray.

의 제약조건으로 허용격자수에는 한계가 있다. 특히 분무계산에서는 보이드율과 같은 변수로 인해 수렴성에 문제가 발생하고 계산이 불가능한 경우도 발생하므로 주의를 필요로 한다. 본 연구에서는 $29 \times 29 \times 20$, $39 \times 39 \times 20$, $39 \times 39 \times 30$ 의 3가지 격자계에 대한 예비계산을 통해서 PC에서의 계산시간 및 계산결과에의 정량적 타당성을 고려하여 $39 \times 39 \times 20$ 의 격자계를 이용하여 수치계산하였다.

Fig. 4는 충돌분무의 구조를 개략적으로 형상화한 것이다. 수직충돌인 경우와 경사충돌인 경우의 기호들에 대해 정의하면 다음과 같다. 경사충돌인 경우의 B_{x1} 은 충돌후 액적의 포물선형 분포에서 장축선상의 하류쪽 도달거리, B_{x2} 는 장축선상의 상류쪽 도달거리, R_y 는 충돌후 액적의 포물선형 분포에서 단축선상의 반경, 그리고 H_z 은 충돌후 하류쪽의 벽면에 수직인 방향으로 가장 높은곳에 도달한 액적의 높이를 나타낸다. 수직충돌인 경우에는



(a) Normal impingement ($\beta=0^\circ$)



(b) Oblique impingement ($\beta=15^\circ, 45^\circ$)

Fig. 5 Gas velocity vectors showing head vortex structure at 1.0 and 1.6ms.

충돌후 액적들이 거의 원형의 분포를 나타내므로 충돌분무의 반경은 $B_{x1} \approx B_{x2} \approx R_y$ 의 관계를 갖으며, H_z 는 충돌후 벽면에 수직인 방향으로 가장 높은곳에 도달한 액적의 높이를 나타낸다. 여기서 β 는 액적들이 벽면에 수직인 방향과 이루는 각도, θ 는 분무각을 나타낸다.

Fig. 5는 분무중심의 x-z평면에서 분무 시작후 1.0, 1.6ms일 때의 속도장을 나타낸다. 분무 선단의 가장자리 부근에 생성된 와류의 중심은 분무시간의 경과에 따라 충돌벽쪽으로 이동하다가 충돌벽 부근에서는 충돌지점의 하류쪽으로 밀려나는 것을 볼 수 있다. 수직 충돌인 경우에는 분무선단 가장자리 부근의 상·하류쪽에 두 개의 와류가 생성되지만, 충돌각도가 증가할수록 상류쪽의 와류는 점차 작아지고 하류쪽의 와류의 강도가 더 커지게 된다. 이와 같은 선단의 와류구조는 Hori와 Sugiyama⁽³¹⁾의 실험적인 연구에도 설명되어 있다.

Fig. 6과 Fig. 7은 정적 용기내의 압력이 1.5 MPa일 때 수직충돌인 경우와 충돌각도가 45 deg인 경우의 분무후 경과시간에 따른 분무중심의 x-z평면과 모든 액적들을 x-y평면에 투영시켰을 때의 액적분포를 나타낸다. Fig. 8은 정적 용기내의 압력이 1.0 MPa일 때 충돌각도가 15, 30, 45 deg인

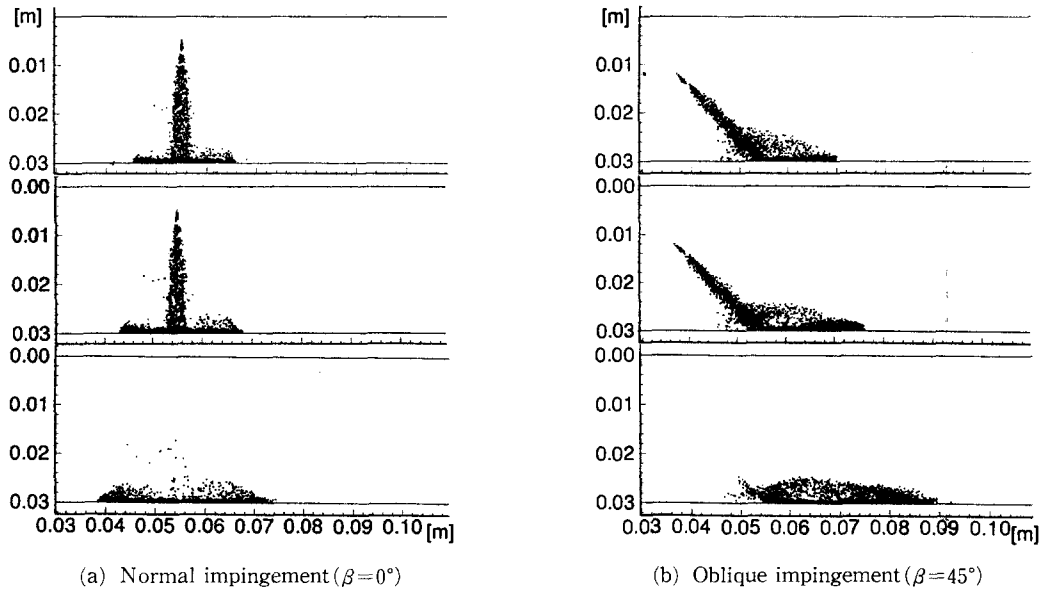


Fig. 6 Distribution of droplets of impinging sprays at 1.0, 1.2 and 1.6ms after the start of injection in a x-z plane (quiescent chamber pressure=1.5MPa).

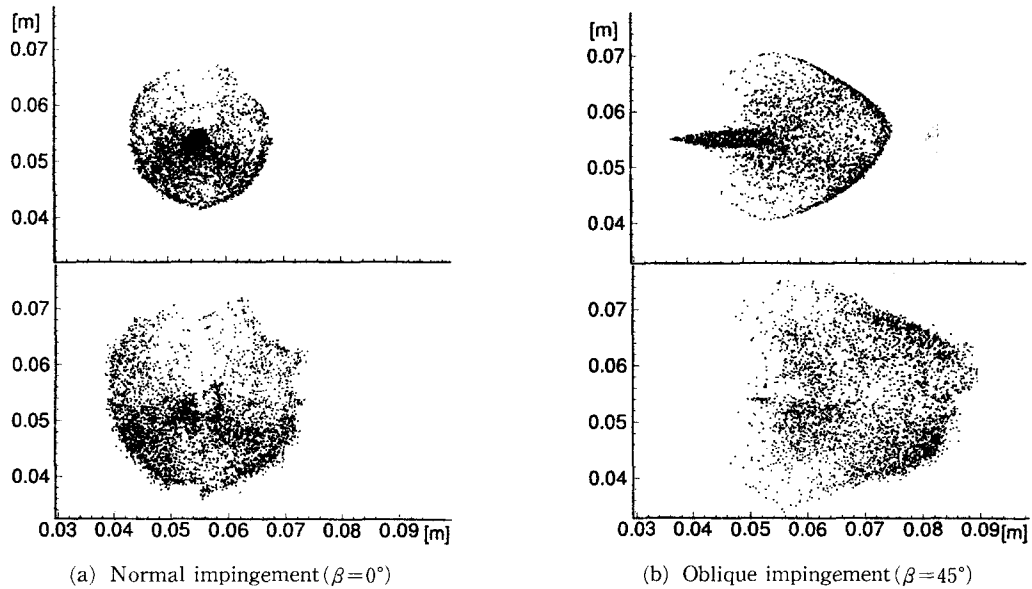


Fig. 7 Distribution of droplets of impinging sprays at 1.2 and 1.6ms after the start of injection in a x-y plane (quiescent chamber pressure=1.5MPa).

경우의 분무 시작후 1.0 ms에서 모든 액적들을 x-y 평면에 투영시켰을 때의 액적분포를 나타낸다. 충돌각도가 증가함에 따라서 벽면에 충돌한 액적들은 주로 하류쪽으로 발달하고 상류쪽으로는 거의 발달

하지 못하며, 충돌후의 x-y평면상의 액적분포는 수직충돌인 경우에는 거의 원형의 분포를 나타내지만 경사충돌의 경우에는 타원형의 분포를 나타내는데 Fig. 8에 나타난 것과 같이 충돌각의 증가에 따

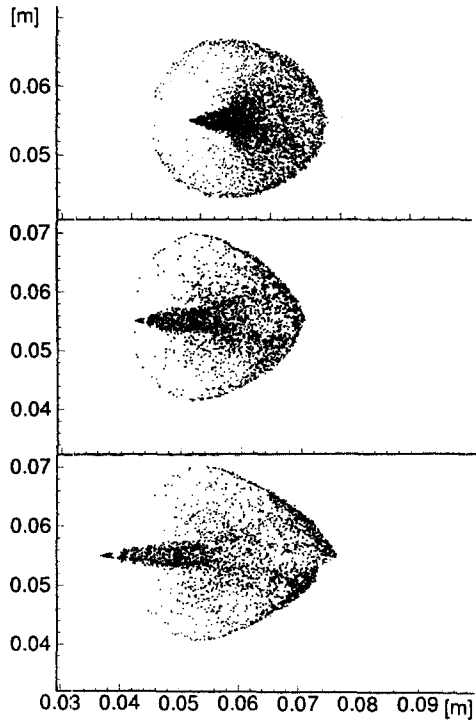


Fig. 8 Distribution of droplets of impinging sprays at oblique impingement of $\beta=15^\circ$, $\beta=30^\circ$, $\beta=45^\circ$ in a x-y plane.

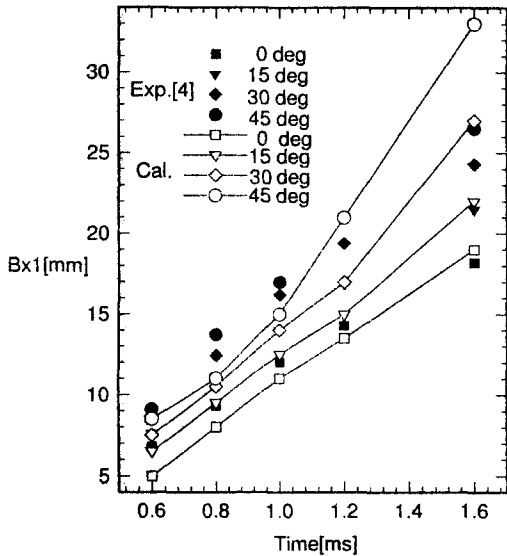


Fig. 9 Comparison for penetration radius in downstream of impinging spray versus time after the start of injection.

라 타원도가 커지는 것을 알 수 있다. 여기서 타원

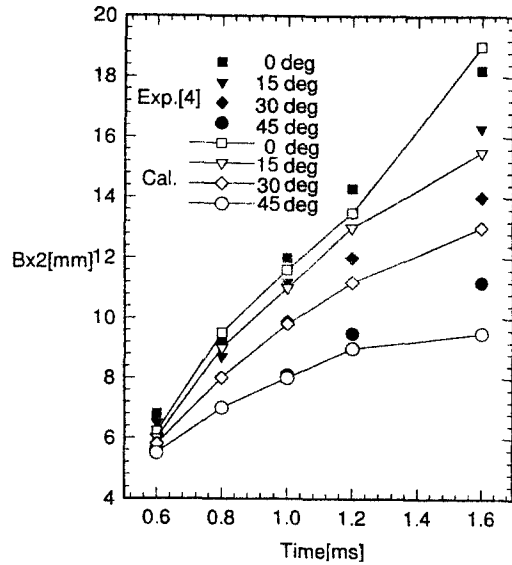


Fig. 10 Comparison for penetration radius in upstream of impinging spray versus time after the start of injection.

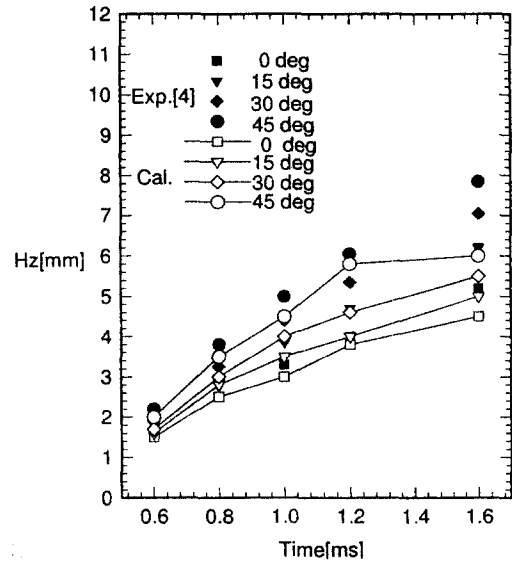


Fig. 11 Comparison for penetration height in downstream of impinging spray versus time after the start of injection.

도란 장축과 단축의 비로 정의한다. x-y평면에서의 액적분포를 보면 가장자리 부근에 작은 요철형상의 분포가 나타나는 것을 알 수 있는데 연료의 분사가 끝난후인 1.6 ms일 때 이러한 형상이 명확하다. 이는 자유분무에서와 마찬가지로 공기의 저항을 크게 받는 선단의 액적들이 상대적으로 운동

량이 큰 뒤따르는 액적들에게 추월당하는 현상이 반복되기 때문인 것으로 생각된다. 그런데 기존의 실험적인 연구에서는 연구방법에 따라서는 이러한 분포를 측정하지 못하는 경우도 있다고 지적되고 있다.⁽⁴⁾

Fig. 9, Fig. 10 그리고 Fig. 11은 정적 용기내의 압력이 1.5 MPa일 때 수직충돌인 경우와 충돌각도가 15, 30, 45 deg의 경사충돌인 경우의 분무후 경과시간에 따른 충돌후의 하류쪽 도달거리, 상류쪽 도달거리 그리고 충돌후 하류쪽의 벽면에 수직 한 방향으로 가장 높은곳에 도달한 액적의 높이를

각각 나타낸다. 충돌각도가 증가함에 따라서 벽면에 충돌한 후의 액적들은 주로 하류쪽으로 발달하고 상류쪽으로는 거의 발달하지 못하기 때문에 충돌각도가 커질수록 도달거리는 증가하며, 선단의 높이 또한 증가하는 것을 알 수 있다. 본 연구의 계산결과는 수치계산시의 노즐출구에서의 초기조건 등의 요인에 기인하여 정량적으로는 실험결과와 차이가 있지만, 정성적인 경향은 실험결과에 근접하는 것을 알 수 있다.

Fig. 12와 Fig. 13은 충돌각도가 30 deg인 경우의 정적 용기내의 압력(밀도)변화에 따른 액적분포를

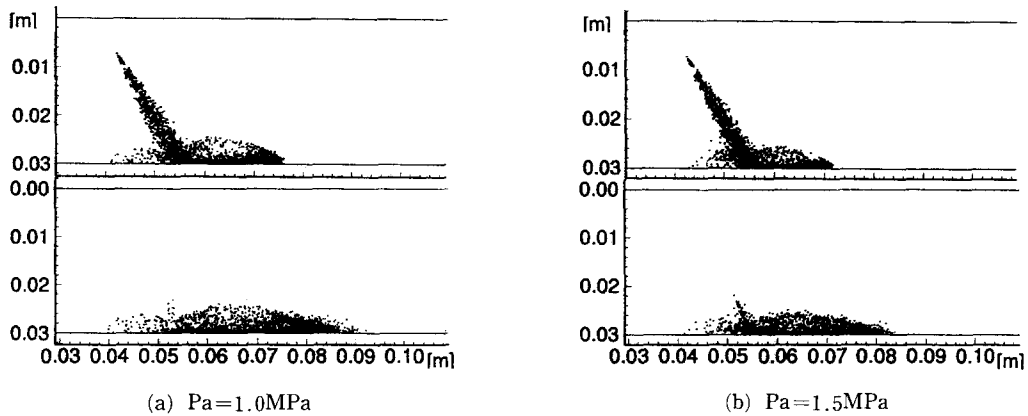


Fig. 12 Distribution of droplets of impinging sprays at 1.2 and 1.6ms after the start of injection in a x-z plane.

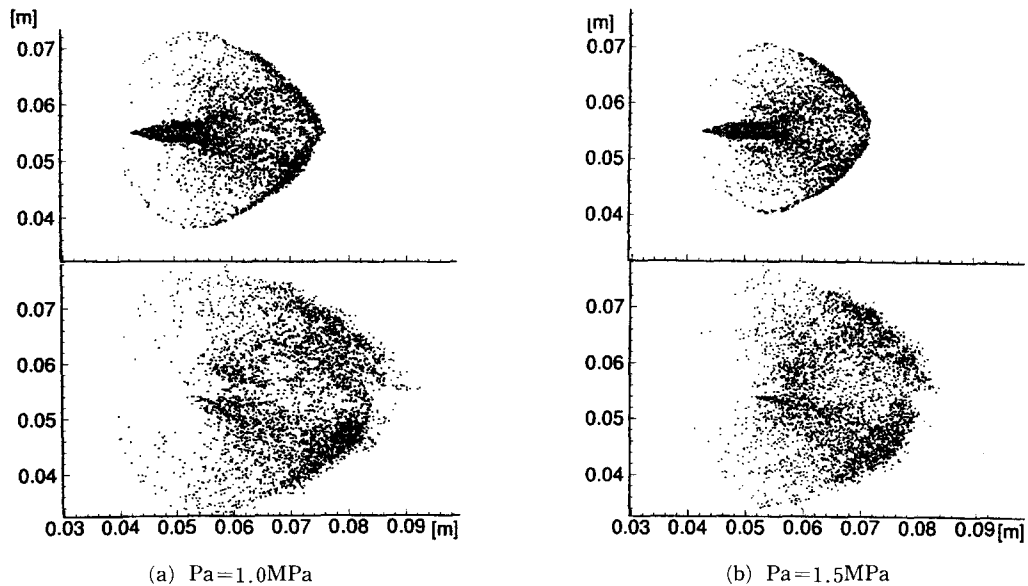


Fig. 13 Distribution of droplets of impinging sprays at 1.2 and 1.6ms after the start of injection in a x-y plane.

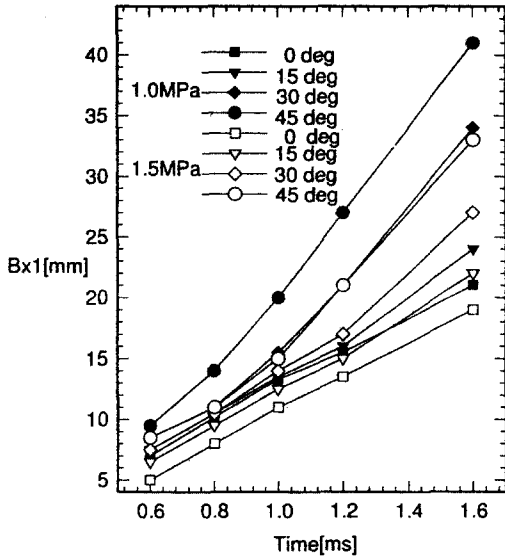


Fig. 14 Comparison for penetration radius in downstream of impinging spray with the ambient pressure.

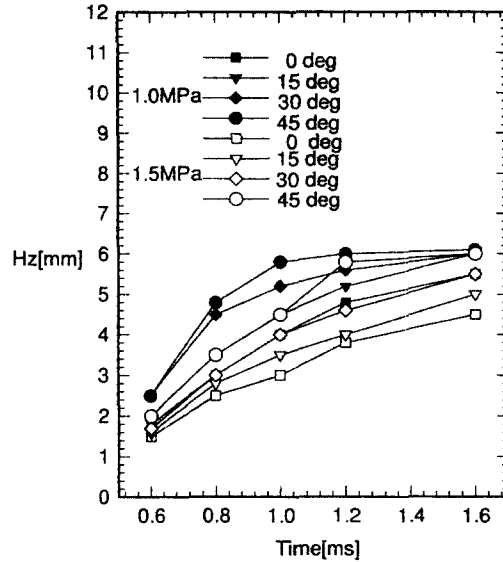


Fig. 16 Comparison for penetration height in downstream of impinging spray with the ambient pressure.

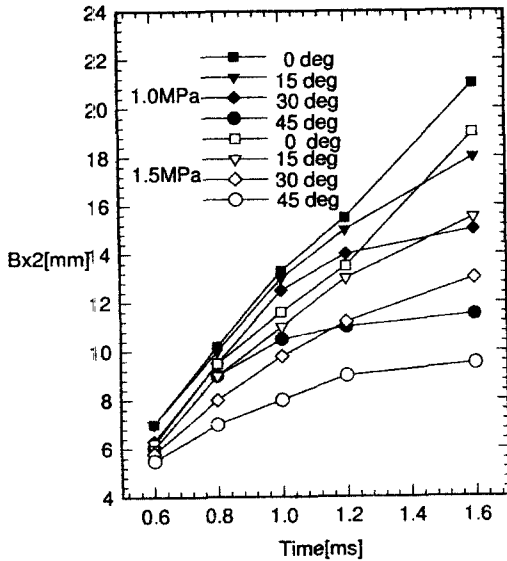


Fig. 15 Comparison for penetration radius in upstream of impinging spray with the ambient pressure.

나타낸다. 용기내 공기의 밀도가 증가할수록 액적의 유동에 대한 저항이 증가하기 때문에 충돌지점에서 외곽쪽으로 분무의 발달정도는 작아진다. 이는 자유분무에서 분무의 도달거리가 분위기 밀도가 증가할수록 작아지는 경향과 유사한 특성이다. 한

편 충돌후 액적들은 대부분 벽면의 법선방향으로 보다는 벽면의 접선방향으로 확산되는데, 접선방향으로 확산되는 액적들은 선단의 와류에 의해 벽면의 법선방향으로 밀려올라 가면서 하류쪽으로 유동하게 된다. 이 영역에서는 상대적으로 운동량이 작은 액적들은 벽면-제트에 의한 와류의 영향을 크게 받게 되며, 이에 따라서 상대적으로 혼합이 배가될 것으로 생각된다. Fig. 14, Fig. 15 그리고 Fig. 16은 수치충돌인 경우와 충돌각도가 15, 30, 45deg의 경사충돌인 경우의 정적 용기내의 압력변화에 따른 충돌후의 하류쪽 도달거리, 상류쪽 도달거리 그리고 충돌후 하류쪽의 벽면에 수직인 방향으로 가장 높은 곳에 도달한 액적의 높이를 정량적으로 비교한 것이다. 벽면 충돌후의 분무의 상하류쪽의 도달거리 및 높이는 주위 압력(밀도)이 커질수록 감소하는 것을 알 수 있다.

4. 결론

정적 분위기 용기내에서의 압력과 충돌각도의 변화에 따라 디젤분무의 충돌거동을 수치계산한 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 수직충돌인 경우에는 분무선단 가장자리 부근의 상·하류쪽에 두 개의 와류가 생성되지만, 충

돌각도가 증가할수록 상류쪽의 와류는 점차 작아지고 하류쪽의 와류의 강도가 커지게 된다. 이러한 와류의 중심은 분무시간의 경과에 따라 충돌벽쪽으로 이동하다가 충돌벽부근에서는 충돌지점의 하류쪽으로 밀려나는 것을 알 수 있다.

(2) 충돌각도가 증가함에 따라서 벽면에 충돌한 액적들은 주로 하류쪽으로 발달하고 상류쪽으로는 거의 발달하지 못하기 때문에 충돌각도가 커질수록 하류쪽의 도달거리가 증가하며, 선단의 높이 또한 증가하는 것을 알 수 있다. 충돌후 x-y평면상의 액적분포는 수직충돌인 경우에는 거의 원형의 분포를 나타내지만 경사충돌의 경우에는 타원형의 분포를 나타내는데 충돌각의 증가에 따라 타원도가 커지는 것을 알 수 있다.

(3) 선단 부근의 외주(peripheral) 영역에서는 상대적으로 운동량이 작은 액적들은 벽면-체트에 의한 와류의 영향을 크게 받게 되고, 따라서 상대적으로 혼합이 배가 될 것으로 생각되며, 또한 공기의 저항을 크게 받는 선단의 액적들이 상대적으로 운동량이 큰 뒤따르는 액적들에게 추월당하는 현상이 반복되기 때문에 x-y평면 액적분포의 가장자리 부근에 작은 요철형상의 분포가 나타나는 것을 알 수 있다.

(4) 정적용기내 공기의 압력(밀도)이 커질수록 액적의 유동에 대한 저항이 증가하기 때문에 벽면 충돌후의 액적들의 확산도는 감소하며, 충돌후 상하류쪽의 도달거리 및 높이 또한 감소하는 것을 알 수 있다.

후 기

본 연구는 1997년도 한국학술진흥재단 지방대육성과제(No. 1997-002-E00045) 지원에 의해 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드린다.

참고문헌

- (1) Naber, J. D., Enright, B. and Farrell, P., 1988, "Fuel Impingement in a Direct Injection Diesel Engine," *SAE* 881316.
- (2) Katsura, N., Saito, M., Senda, J. and Fujimoto, H., 1989, "Characteristics of a Diesel Spray Impinging on a Flat Wall," *SAE* 890264.
- (3) Wolf, R. S. and Cheng, W. K., 1989, "Heat

Transfer Characteristics of Impinging Diesel Sprays," *SAE* 890439.

- (4) Fujimoto, H., Senda, J., Nagae M. and Hashimoto, A., 1990, "Characteristics of a Diesel Spray Impinging on a Flat Wall," *Int. Symposium COMODIA 90*, pp. 193~198.
- (5) Senda, J., Fukami, Y., Tanabe, Y. and Fujimoto, H., 1992, "Visualization of Evaporative Diesel Spray Impinging upon Wall Surface by Exciplex Fluorescence Method," *SAE* 920578.
- (6) Naber, J. D. and Farrell, P., 1993, "Hydrodynamics of Droplet Impingement on a Heated Surface," *SAE* 930919.
- (7) Arcoumomis, C. and Chang, J. C., 1994, "Flow and Heat Transfer Characteristics of Impinging Transient Diesel Sprays," *SAE* 940678.
- (8) Arcoumomis, C. and Cutter, P. A., 1995, "Flow and Heat Transfer Characteristics of Impinging Diesel Sprays Under Cross-Flow Conditions," *SAE* 950448.
- (9) Al-Roub, M., Farrell, P. and Senda, J., 1996, "Near Wall Interaction in Spray Impingement," *SAE* 960863.
- (10) Guerrassi, N. and Champoussin, J. C., 1996, "Experimental Study and Modeling of Diesel Spray/Wall Impingement," *SAE* 960864.
- (11) Amsden, A. A., Ramshaw, J. D., O'Rourke, P. J. and Dukowicz, J. K., 1985, "KIVA: A Computer Program for Two- and Three- Dimensional Fluid Flows with Chemical Reactions and Fuel Sprays," Report No. LA-10245-MS.
- (12) Amsden, A. A., O'Rourke, P. J. and Butler, T. D., 1987, "KIVA-II: A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Spray," Technical Report LA-11560-MS, Los Alamos National Laboratory Report, May.
- (13) Nguyen et al., 1987, "Numerical Simulation of the Flow Field and Fuel Sprays in an IC Engine," *SAE* 870599.
- (14) Carpenter, M. H. and Ramos, J. I., 1987, "Mathematical Modeling of Uniflow-scavenged Two-Stroke Diesel Engines," in *Modelado en Motores de Combustion Interna*, eds. F. Payri, J. M. Desantes, and F. Boada, pp. 321~332, Spain.

- (15) Naber, J. D. and Reitz, R. D., 1988, "Modeling Engine Spray/Wall Impingement," *SAE* 880107.
- (16) Watkins, A. P. and Wang, D. M., 1990, "A New Model for Diesel Spray Impaction on Walls and Comparison with Experiment," *Pro. COMODIA 90 Int. Symposium on Diagnostics and Modelling of Combustion in I. C. Engines*, Kyoto, Japan, pp. 243~248.
- (17) Wachters, L. J. H and Westerling, N. A. J., 1966, "The Heat Transfer from a Hot Wall to Impinging Water Drops in a Spheroidal State," *Chem. Eng. Sci.*, Vol. 21, pp. 1047~1056.
- (18) Wang, D. M. and Watkins, A. P., 1993, "Numerical Modelling of Diesel Wall Spray Phenomena," *Int. J. Heat Fluid Flow*, Vol. 14, pp. 301~312.
- (19) O. Rourke, P. J. and Bracco, F. V., 1980, "Modelling of Drop Interactions in Thick Sprays and a Comparison with Experiment," *In Stratified Charge Automotive Engines Conf, IMechE*.
- (20) Senda, J., Kobayashi, M., Iwashita, S. and Fujimoto, H., 1994, "Modeling of Diesel Spray Impingement on a Flat Wall," *SAE* 941894.
- (21) Bai, C. and Gosman, A. D., 1995, "Development of Methodology for Spray Impingement Simulation," *SAE* 950283.
- (22) Watkins, A. P. and Park, K., 1996, "Assessment and Application of a New Spray Wall Impaction Model," *IMEchE C499/004/96*, pp. 1~10.
- (23) Park, K. and Watkins, A. P., 1996, "Comparison of Wall Spray Impaction Models with Experimental Data on Drop Velocities and Sizes," *Int. J. Heat and Fluid flow*, VOL. 17.
- (24) 양희천, 유홍선, 정연태, "분무액적과 벽의 상호작용에 대한 연구," 한국자동차공학회 논문심사중.
- (25) Yang, H. C., Ryou, H. S., Hong, K. B., Kim, H. S. and Park, S. K., 1997, "The Application of RNG $k-\epsilon$ Model to the Analysis of Flows and Spray Characteristics," *Atomization and Sprays*, Vol. 7, pp. 581~601.
- (26) Yang, H. C., Ryou, H. S., Jeong, Y. T. and Choi, Y. K., 1996, "Characteristics in a Direct Injection Diesel Engine," *Atomization and Sprays*, Vol. 6, No. 1, pp. 95~109.
- (27) 양희천, 정연태, 최영기, 유홍선, 1993, "직접 분사식 엔진의 압력변화에 따른 유동장 및 분무특성에 대한 수치해석적 연구," 대한기계학회 논문집, 제17권, 제9호, pp. 2339~2358.
- (28) Watkins, A. P., 1989, "Three-Dimensional Modelling of Gas Flow and Sprays in Diesel Engines," ed. Markatos, N. C., *Computer Simulation for Fluid Flow, Heat and Mass Transfer, and Combustion in Reciprocating Engines*, Hemisphere Publishing Corporation, pp. 193~237.
- (29) Issa, R. I., 1985, "Solution of the Implicitly Discretised Fluid Flow Equations by Operator Splitting," *J. Comp. Phys.*, Vol. 62, pp. 40~65.
- (30) Stone, L. H., 1968, "Iterative Solution of Implicit Approximations of Multidimensional Partial Differential Equations," *SIAM J. Numerical Analysis*, Vol. 5, No. 3, pp. 530~559.
- (31) Hori, M. and Sugiyama, H., 1980, "Combined Measurement by Photography and Gas Sampling for Combustion Analysis in a Diesel Engine Cylinder," *SAE* 800986.