〈논 문〉 SAE NO. 97370010

유동장 및 분무특성에 미치는 난류모델의 영향

The Effect of Turbulence Model on the Flow Field and the Spray Characteristics

양 희 천*, 유 홍 선**
H. C. Yang, H. S. Ryou

ABSTRACT

The ability of turbulence model to accurately describe the complex characteristics of the flow field and the fuel spray is of great importance in the optimum design of diesel engine. The numerical simulations of the flow field and the spray characteristics within the combustion chamber of direct injection model engine are performed to examine the applicability of turbulence model. The turbulence models used are the RNG k-ε model and the modified k-ε model which included the compressibility effect due to the compression/expansion of the charges. In this study, the predicted results in the quiescent condition of direct injection model engine show reasonable trends comparing with the experimental data of spray characteristics, i. e., spray tip penetration, spray tip velocity. The results of eddy viscosity obtained using the k-ε model in the spray region is significantly larger than that obtained using the RNG k-ε model. The spray tip penetration predicted using the RNG k-ε model is more close to the experimental data than that using the k-ε model. The application of the RNG model seems to have some potential for the simulations of the spray characteristics, e. g., spray tip penetration, spray tip velocity, droplets distribution over the k-ε model.

주요기술용어 : RNG 방법(Renormalization Group method), 수정 k-ε모델(modified k-ε model), RNG k-ε모델(RNG k-ε model), 분무특성(spray characteristics), 에디 점성계수(eddy viscosity), 유한체적법(FVM)

* 정회원, 중앙대학교 생산공학연구소
** 정회원, 중앙대학교 기계공학과

기 호 설 명

C_0 : 유량계수
C_1, C_2, C_3 : 난류모델 상수
$D_{d,k}$: k parcel내 액적의 직경(m)
G_t : 난류 운동에너지 생성항
I, J, K : 각 좌표방향 격자 지시자
K_d : 운동량 전달계수
k : 난류운동 에너지(m^2/s^2)
L_c : 특성길이(m)
N_k : k parcel내의 액적수
P : 압력(Pa)
R : RNG 모델의 변형율 항
S_k : 난류 운동에너지 방정식의 생성항
S_ε : 난류 운동에너지 소산율 방정식의 생성항
$S_\varphi, S_{\varphi d}$: 기상 및 액상 지배방정식의 생성항
S_φ^d : 기상과 액상의 상호작용에 의한 생성항
u, v, w : 직교곡선 좌표계에서 기상의 각 방향 속도성분(m/s)
u_d, v_d, w_d : 직교곡선 좌표계에서 액상의 각 방향 속도성분(m/s)
u', v', w' : 직교곡선 좌표계에서 기상의 각 방향 변동 속도성분(m/s)
V : 검사체적의 부피(m^3)
ε : 난류 운동에너지 소산율
θ : 보이드율
$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$: k, ε 방정식의 프란틀수
ρ, ρ_d : 기상과 액적의 밀도
φ : 독립변수
Γ_φ : 지배방정식의 확산계수
μ_{mol}, μ_{eff} : 분자 및 유효 점성계수(kg/ms)
ξ, η, ζ : 직교곡선 좌표계의 각 방향
ξ_d, η_d, ζ_d : 직교곡선 좌표계의 각 방향에서의 액적의 위치

1. 서 론

내연기관이 발명된 이래로 에너지원의 효율적인 이용과 환경보호의 측면에서 기관의 열효율을 높이고, 유해 연소생성물의 발생 및 배출을 억제하고자 하는 연구노력이 계속되고 있다. 주기적 왕복운동이 발생하는 디젤기관 연소실 내부유동은 복잡한 3차원 구조를 갖고 있으며, 비정상적 특성이 있다. 따라서 실험적 연구에는 상당한 제한성이 수반되지만, 최근에 들어서 적용성 및 타당성이 향상된 다차원 수치해석 모델이 개발되면서 연소실 내부에서의 여러가지 복잡한 현상들에 대한 수치적 계산이 가능하게 되었다. 또한 컴퓨터의 성능이 비약적으로 발달되면서 초기의 2차원적 계산에서 탈피하여 현재는 3차원적 계산이 일반적인 경향이다. 한편 실제의 운전조건인 디젤기관에서 연료의 분사가 이루어지는 압축행정 말기는 실험을 위한 측정장비의 설치가 쉽지 않고, 연료의 분사에 수반되는 여러가지 물리적 과정들이 대단히 복잡하여 측정이 용이하지 않기 때문에 대부분의 분무특성에 대한 연구는 정적인 조건에서 수행되어 왔다. 반면에 수치해석적 연구를 통해서는 정적인 조건 및 운전조건에서의 분무특성에 대한 정성적 자료제공이 가능하다. 그러나 실제 엔진에서 분무에 수반되는 물리적 현상들의 복잡성에 따른 분무 모델링의 어려움과 컴퓨터 용량 및 성능의 문제점들로 인하여 분무현상에 대한 수치적 연구는 최근에 이르러 본격화되었다.[1)~4)]

내연기관 연소실내에서의 유동 및 분무현상에는 강한 난류특성이 수반된다. 특히 최근에 들어서 연료의 경제적인 이용 및 환경 오염물질의 배출 저감 등과 관련하여 관심이 집중되고 있는 희박 연소방식 엔진의 문제점중의 하나인 점화 후 화염전파 속도의 저하 문제는 강한 난류강도를 갖는 유동장을 형성함으로써 해결될 수 있는것으로 알려지고 있는바와 같이 효율적인 엔진 개발을 위해서는 연소실내에서의 난류특성에 대한 정확한 이해 및 예측이 필수적이라 하겠다. 일반적으로 가솔린 기관에서는 강한 난류강도를 갖는 유동장을 형성함으로써 점화후 화염 전파속도를 증대켜 연소율을 향상시킬 수 있다. 디젤기관에서는 분무 연료의 증발율을 증대시켜 공기와의 혼합율을 향상시키고 화염전파율을 높이기 위해

강한 난류강도를 갖는 유동장을 이용하게 된다. 디젤기관 연소실내의 유동 및 분무현상은 비정상적이며 3차원적인 난류특성을 갖고 있는데, 이러한 난류현상을 지배하는 에디들은 적분 스케일의 크기로부터 계산격자에 비해 상대적으로 대단히 작은 크기의 에디들까지 존재하게 된다. 따라서 난류특성에 대해 물리적으로 타당성 있는 예측을 하기 위해서는 계산격자를 세분해야 하는데, 전산시간 및 컴퓨터 용량의 제한성으로 인해 격자의 세분화에는 한계가 있다. 그러나 80년대 이후 컴퓨터의 성능이 발달하고 물리적으로 타당성을 갖는 난류모델들이 제시되어 연소실내의 유동장 및 분무특성 해석에 응용되고 있다.

내연기관의 난류장 해석에 가장 일반적으로 응용되는 난류모델이 k-ε모델이다[5]. 비압축성 유동문제의 해석을 근거로 개발된 표준 k-ε모델은 뉴톤유체의 분자운동의 개념과 비슷한 와점성 개념에 기초를 두고 등방성의 가정을 근거로 하고 있다. 그런데 표준 k-ε모델은 보다 간단한 대수모델이나 1방정식 모델에 비해서는 장점을 갖고 있으나 피스톤의 압축행정시 길치 스케일이 증가하는 물리적으로 타당치 못한 결과를 초래하는 단점을 갖고 있다. 이러한 문제점은, 모델의 근거가 된 와점성 및 등방성의 가정이 평균운동과 난류운동 사이의 시간비(time ratio) 및 길이 스케일 등과 같은 요소들의 물리적 일관성을 필요로 하는데, 연소실내에서는 평균운동과 난류운동의 시간비 및 길이 스케일이 시간적으로나 공간적으로 계속 변하여 합리적 일관성이 결여되기 때문인 것으로 알려지고 있다. 그러나 적용성 및 계산수행의 경제성등의 측면을 고려할때 압축 및 팽창과정에 수반되는 밀도변화를 고려하여 수정한 k-ε모델의 이용이 일반적인 경향이다. 수정 k-ε모델에서 압축성 효과는 난류 운동에너지 방정식 및 소산율 방정식의 생성항에 팽창(dilatiation) 효과로 포함된다. Watkins[6]는 밸브와 피스톤의 압축 및 팽창으로 인해 밀도변화가 수반되는 내연기관의 난류장해석에 수정 k-ε모델을 처음으로 도입하였다. Reynolds[7]는 Watkins 모델에서 이용한 난류 운동에너지 소산율 방정식 형태로는 급격한 구형 압축(rapid spherical compression)시의 거동을 정확하게 예측할 수 없음을 지적하고 난류 운동에너지 소산율 방정식에 새로운 난류 모델상수를 도입하여 급격한 구형 압축에 따른 팽창(dilatation)의 영향을 고려한 모델을 제시하였다. Morel과 Mansour[8]는 압축의 형태가 보다 일반적인 경우에도 적용시킬 수 있도록 Reynolds의 모델을 확장시켜 새로운 형태가 보다 일반적인 경우에도 적용시킬 수 있도록 Reynolds의 모델을 확장시켜 새로운 형태의 소산율 방정식을 이용한 모델을 제시하였다. El Tahry[9]는 이전까지의 대부분의 난류 모델링이 기존의 표준 k-ε 모델을 수정하기 위한 시도로 근본적으로 난류 운동에너지 및 소산율에 대한 지배방정식을 새롭게 유도하고 각 항들에 대해 새로운 관점에서의 고찰을 통해 모델링하고자 하는 시도는 거의 없었다고 지적하였다. 따라서 그는 OM(order of magnitude) 방법을 이용하여 난류 운동에너지 및 소산율에 대한 지배방정식을 새롭게 유도한 모델을 제시하였다. 그는 이와같은 방법을 이용하여 연소가 있는 경우에도 적용할 수 있는 모델을 제시하였는데, 연소가 없는 경우에도 Watkins의 모델에서는 무시되었던 항들의 영향을 새로운 난류 모델상수의 도입 없이 기존의 모델상수만을 이용하여 포함시킬 수 있다고 제시하였다.

다른 형태의 난류모델을 이용한 연구로는 Shah와 Markatos[10]가 내연기관에서의 2, 3차원 난류장 해석에 Ilegbusi와 Spalding[11]에 의해서 개발된 k-ω모델을 적용하였다. 그들은 표준 k-ε모델을 이용했을 때 길이 스케일에 대한 예측결과의 물리적 타당성이 결여된다고 지적하였으며, Morel과 Mansour에 의해서 제시된 모델이 보다 합리적 길이 스케일 분포를 나타내며 실험결과와 잘 일치한다는 연구결과를 발표하였으며, 표준 k-ω모델이 표준 k-ε모델 보다는 좋은 예측결과를 얻을 수 있으며 수정 k-ε 모델이나 수정 k-ω모델은 실험결과와 잘 일치하는 경향을 나타낸다는 연구결과를 발표하였다. Amsden et al.[12]은 subgrid scale 모델을 개발하여 CONCHAS-SPRAY[13], KIVA코드에 적용시켜 연구를 수행하였다. El Tahry[14]는 대수모델이나 k-ε모델은 와점성을

정의하기 위한 가정으로 부터 야기되는 단점으로 인해 적용성에 문제가 있음을 지적하고 Launder et al.[15]에 의해서 제시된 레이놀즈 응력모델을 엔진형상의 유동해석에 응용하기 위해 CONCHAS[16]에 도입하였다. 예측결과는 k-ε모델을 이용한 다른 연구자들의 예측결과보다 실험결과와 더 잘 일치하는 것을 보여주었으나 더 나은 예측결과가 반드시 난류모델 때문인지는 명확하지 않다고 설명하고 있다. Sharma et al.[17]은 난류 운동에너지 소산율에 미치는 선회류의 영향을 고려하기 위하여 곡률 리차드슨 수(curvature Richardson number)가 소산율 방정식에 포함되도록 수정한 모델을 이용하여 연구하였다.

적용성 및 계산수행의 경제성 등의 측면을 고려할 때 가장 일반적으로 이용되는 수정 k-ε모델도 국부적인 평형 및 에디의 등방성 가정을 포함하며, 강한 압력구배나 유선의 곡률효과에 의해서 생성되는 부가적인 변형율이 난류 구조에 미치는 영향을 모델 자체의 구조적인 모순으로 인해 적절하게 모사할 수 없기 때문에 이러한 문제점의 해결을 위한 추가적인 모델링의 개발은 내연기관 연소실내에서 발생하는 여러가지 현상들에 대한 수치해의 정확성 및 타당성 향상의 측면에서 반드시 필요하다. 적분 스케일의 에디로부터 격자의 크기에 비해 대단히 작은 크기의 에디들까지 존재하는 난류장의 난류특성을 정확하게 예측하기 위해서는 격자를 세분해야 하지만 전산시간 및 컴퓨터 용량의 제한성으로 인해 격자의 세분화에는 한계가 있다. Wilson은 전산시간 및 컴퓨터 용량의 제한성에 따른 격자 세분화의 한계를 극복할 수 있는 접근방법중의 하나로 RNG 방법(Renormalization Group method)[18~20]을 제시하였다. RNG 방법은 큰 에디들의 거동을 지배하는 운동방정식에 의해 물리적 현상들의 복잡한 동력학적 특성을 설명하고자 하는 모델링의 기초를 제공한다. 특히 RNG 방법은 구체적으로 이용할 수 있는 특성길이나 시간 스케일에 대한 자료가 충분치 못한 현상들의 해석에 적용할 수 있다는 것이 주요 개념중의 하나인데, 이는 난류에 대해서 초기조건이나 불안정성(instability) 이론을 통해서 생성되는 동력학적 힘들에 무관해야만 하는 작은 에디들의 거동을 기술하는데 이 방법이 적용될 수 있음을 의미한다. 다시 말하면 RNG방법은 에너지 스펙트럼이 $E(k) \propto k^{-5/3}$의 Kolmogorov 법칙을 따르는 작은 에디들의 평형영역에 대한 이론을 제공한다는 것을 의미한다. 즉 RNG 방법을 이용하여 에너지 스펙트럼이 $E(k) \propto k^{-5/3}$의 Kolmogorov의 거동을 따르는 Kolmogorov 평형영역의 등방성의 작은 에디들을 에너지 스펙트럼 구간에서 제거시키고 k-ε RANS (Reynolds Averaged Navier-Stokes) 방정식을 유도하게 된다. 이와같은 제거 과정을 반복적으로 계속하면 최종적으로 난류의 적분 스케일에서의 평균 유동량들에 대한 방정식을 얻게 된다. 제거된 구간의 영향은 이러한 반복적인 제거과정에서 수정 점성계수, 수정된 비선형항 등에 의해서 보정된다. 결과적으로 높은 wave수(작은 에디들)의 영역에 RNG 방법을 반복적으로 적용하게 되면 물리적 현상들의 동력학적 특성들에 대해 적정한 격자구조를 갖고 타당성 있는 해석이 가능한 지배방정식을 얻을 수 있게 된다. 한편 k-ε 모델에서의 국부적 평형 및 등방성의 가정은 Kolmogorov의 평형이론[21]에 의해 작은 에디들의 운동은 상대적으로 작은 시간 스케일을 갖기 때문에 상대적으로 느리게 거동하는 큰 에디들의 난류거동과 평균운동에는 무관하고 큰 에디들의 운동에 의한 에너지 공급율에만 의존하게 되는데, 큰 에디들의 운동에 의한 에너지 공급율은 작은 에디들에서 점성의 영향에 의한 에너지 소산율과 같아야만 한다는 것을 의미한다. 이는 작은 에디들이 점성계수를 분자 점성계수에서 유효 에디 점성계수로 증가시키는 역할을 하게 되는 것을 의미하므로 국부적 평형 및 등방성의 가정을 근거로 한 k-ε 모델에서는 유효 점성계수가 과도하게 예측되게 된다.

본 연구에서는 k-ε모델의 단점을 개선하기 위해서 물리학 및 공학의 여러분야에서 응용되고 있는 RNG 방법을 난류유동에 적용하여 새로운 개념에서 유도해낸 RNG k-ε모델을 디젤기관의 분무특성 해석에 이용하여 적용성 및 타당성에 대해 연구함으로써 디젤기관의 최적설계에 응용할 수 있는 이론적 배경을 제공하고자 한다.

$$\frac{1}{\triangle V}\frac{\partial}{\partial t}(\theta\rho\triangle V\varphi)+\frac{\partial}{\partial\zeta}(\theta\rho w_R\varphi)+$$
$$\frac{1}{\triangle\eta}\frac{\partial}{\partial\xi}(\theta\rho\triangle\eta u\varphi)+\frac{1}{\triangle\xi}\frac{\partial}{\partial\eta}(\theta\rho\triangle\xi v\varphi) \quad (1)$$
$$=\frac{\partial}{\partial\zeta}(\theta\Gamma_\varphi\frac{\partial\varphi}{\partial\zeta})+\frac{1}{\triangle\eta}\frac{\partial}{\partial\xi}(\theta\Gamma_\varphi\triangle\eta\frac{\partial\varphi}{\partial\eta})$$
$$+S_\varphi+S_\varphi^d$$

여기서 $\triangle V$는 국부적인 체적변화를 나타내며, u, v, w는 각각 직교 곡선 좌표 ξ, η, ζ방향에서의 속도성분을 나타낸다. 또한 ρ, θ는 기상의 밀도와 보이드율을 나타낸다. w_R은 이동격자에 대한 기상의 축방향 상대속도를 나타낸다. S_φ는 2상 사이의 상호작용을 나타내는 항이다.

액상의 궤적과 운동량에 대한 지배방정식은 다음과 같다.

$$\frac{d\xi}{dt}=u_d,\quad \frac{d\eta_d}{dt}=v_d,\quad \frac{d\zeta_d}{dt}=w_d \quad (2)$$

$$\frac{du_d}{dt}=K_d(u+u'-u_d)+S_{ud}$$

$$\frac{dv_d}{dt}=K_d(v+v'-v_d)+S_{vd} \quad (3)$$

$$\frac{dw_d}{dt}=K_d(w+w'-w_d)+S_{wd}$$

여기서 ξ_d, η_d, ζ_d와 u_d, v_d, w_d는 직교 곡선 좌표계의 각 방향 ξ, η, ζ에서의 액적의 위치와 액적의 속도성분을 나타낸다. 또한 K_d는 운동량전달계수를 나타낸다.

2.2 난류모델

본 연구에서 이용한 수정 k-ε모델은 Reynolds[7]가 제시한 모델과 같은 형태이며, 난류 운동에너지 방정식의 생성항 S_k와 난류 운동에너지 소산율 방정식의 생성항 S_ε을 텐서 형태로 나타내면 다음과 같다.

$$S_k=G_t-\rho\varepsilon \quad (4)$$

$$S_\varepsilon=\frac{\varepsilon}{k}(C_1G_t-C_2\rho\varepsilon)+C_3\rho\varepsilon u_{i,\,i} \quad (5)$$

여기서 유효점성계수 μ_{eff}는 다음과 같이 정의된다.

$$\mu_{eff}=\mu_{mol}+\frac{C_\mu\rho k^2}{\varepsilon} \quad (6)$$

수정 k−ε모델의 모델상수들은 Table 1과 같다.

RNG k-ε모델[21]의 난류 운동에너지 방정식은 수정 k-ε모델의 형태와 같고, 난류 운동에너지 소산율 방정식은 수정 k-ε모델의 소산율 방정식에 다른 형태의 생성항이 추가된 형태인데, RNG k-ε모델이 수정 k-ε모델과 다른점은 다음과 같다.

1) 고 Re수 영역에서 RNG k-ε모델의 모델상수들은 이론적으로 결정된다.
2) RNG k-ε모델의 난류 운동에너지 소산율 방정식에 나타나는 변형율 항은 비 등방성 효과나 유동의 급격한 변형에 대한 효과를 보정하는 항이다.
3) 비 평형효과를 고려하는데 있어서 중요한, 입력조건의 급격한 변화시 응답특성에 대한 수정효과가 고려되었다.
4) 저 Re수 효과를 RNG 이론을 이용하여 직접적으로 고려할 수 있다.
5) RNG 이론을 성층유동(stratification flow)이나 회전유동에 확장함으로써 성층화 효과나 선회효과를 고려할 수 있다.

Table 1 Coefficients of the modified k-ε model

σ_k	σ_ε	C_μ	C_1	C_2	C_3
1.0	1.22	0.09	1.44	1.92	−0.373

난류 운동에너지 소산율방정식의 생성항 S_ε 을 텐서 형태로 나타내면 다음과 같다.

$$S_\varepsilon=\frac{\varepsilon}{k}(C_1G_t-C_2\rho\varepsilon)+C_3\rho\varepsilon u_{i,\ i}-\rho R \qquad (7)$$

여기서 변형율 항(rate-of-strain term) R은 다음과 같이 주어진다.

$$R=2\frac{\mu_{mol}}{\rho}S_{ij}\frac{\partial u_l}{\partial y^j}\frac{\partial u_l}{\partial y^j} \qquad (8)$$

이 항을 본 연구의 RNG k-ε모델에서는 다음과 같이 처리하였다.

$$R=\frac{C_\mu\eta^3\left(1-\frac{\eta}{\eta_0}\right)}{1+\beta\eta^3}\frac{\varepsilon^2}{k} \qquad (9)$$

여기서 $S_{ij}=\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)$,

$$\eta=\frac{sk}{\varepsilon},\quad S=\sqrt{2S_iS_{ij}},\quad \beta=0.012,$$

$$\eta_0=\sqrt{\frac{C_2-1}{C_\mu(C_1-1)}}$$

R항은 η의 값이 작은 영역에서는 μ_{eff}를 다소 증가시키게 된다. 그러나 이 값은 k-ε 모델에서 보다는 작은 값이다. 한편, η의 값이 큰 영역에서는 R항의 부호가 바뀌어서 μ_{eff}를 감소시키게 된다. 이러한 R항의 성질은 박리 등에 의해서 생성되는 유동의 비등방성 효과를 모사하는 특성이 있다. RNG k-ε모델의 유효 점성계수는 차원해석을 통해 k-ε모델에서의 유효 점성계수식과 같고 C_μ값만 약간 상이한 형태로 얻을 수 있으나, 저 Re수 효과를 고려하기 위해 다음과 같은 일반적인 형태로 유효 점성계수를 결정한다.

$$\mu_{eff}=\mu_{mol}\left[1+\sqrt{\frac{C_\mu}{\mu_{mol}}}\frac{k}{\sqrt{\varepsilon}}\right]^2 \qquad (10)$$

모델상수들은 Table 2와 같다.

3. 수치해석 방법

3.1 격자생성

일반적으로 편미분 형태의 지배방정식을 수치적 방법으로 풀기 위해서는 대수방정식으로 변환하여야 한다. 이와같은 대수방정식으로의 변환을 위해서는 전체 계산영역을 임이의 계산격자 구조로 세분하게 된다. 본 연구에서는 정확성 및 경제성이 양호한 해석적 방법을 이용하여 계산격자를 직교곡선 구조로 구성하였다. 본 연구에서는 주어진 계산영역을 반경방향, 원주방향 그리고 축방향에 대해 20×20×60의 격자계로 구성하였다. Fig.1은 본 연구에서 이용한 정적조건의 연소실 모델에 대한 K=2인 반경-원주방향 평면과 J=2와 J=11인 반경-축방향 평면에서의 격자계를 나타낸다.

3.2 차분방정식

각 보존방정식에 대한 수치해를 구하기 위해서는 전체 계산영역에서의 편미분방정식을 유한 차분의 형태로 나타내어 모든 계산점에서 연립해를 구해야 한다. 본 연구에서는 직교곡선 격자로 구성된 3차원 제어체적을 정의하고 각 보존방정식을 이 제어체적내에서 체적적분으로 차분화시키는 유한체적법을 이용했다. 기상과 액상의 상호작용을 고려하여 차분화시킨 차분방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다[22)~28)].

$$\left\{A_p+\frac{\pi\rho_d}{6}\sum_k N_k(D_d^{n+1}{}_k)^3\frac{K_d^{n+1}}{1+\delta tK_d^{n+1}}\right\}u_p^{n+1}=$$
$$\sum_c A_c u_c^{n+1}+S+\frac{\pi\rho_d}{6\delta t}\sum_k N_k\Big[(D_d^n{}_k)^3u_d^n{}_k-(D_d^{n+1}{}_k)^3$$
$$\frac{u_d^n{}_k+\delta t(K_d^{n+1}u'^{\,n+1}_d+S_{ud}^{n+1})}{(1+\delta tK_d^{n+1})}\Big] \qquad (11)$$

Table 2 Coefficients of the RNG k-ε model

σ_k	σ_ε	C_μ	C_1	C_2	C_3
0.72	0.72	0.085	1.42	1.68	−0.373

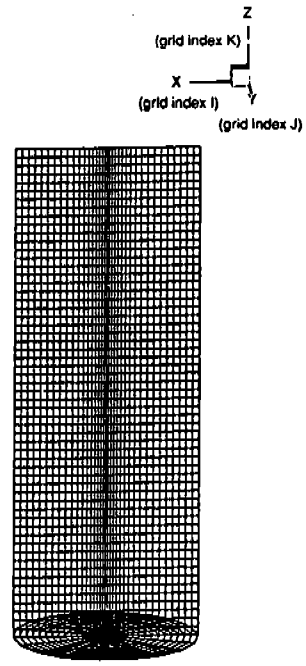


Fig.1 Computational grid system.

3.3 해석 알고리즘

음함수법에 의해 차분화된 시간 종속적인 지배방정식들의 압력-속도 연결문제는 반복계산에 의존하지 않는 시간진행(time marching) 방법인 PISO[29] 알고리즘을 이용하여 처리하였다. 편미분 형태의 지배방정식은 식 (11)와 같은 형태의 대수방정식으로 변환되고 주어진 초기조건과 경계조건에 따라 해를 구하게 된다. 본 연구에서는 Stone[30]의 strongly implicit procedure(SIP)를 이용하여 대수방정식을 풀게된다.

3.4 초기조건 및 경계조건

본 연구에서의 초기조건들로는 온도, 난류 운동에너지, 난류 운동에너지 소산율등이 필요하며, 대칭면, 극(pole)에서의 경계조건이 필요하다.

난류 운동에너지 : $k_{in}=0.01u_i^2$

난류 운동에너지 소산율 : $\varepsilon_{in}=\dfrac{C_\mu^{2/3}k_{in}^{3/2}}{L_c}$

Table 3 Calculation parameters for the quiescent condition

Pressure of combustion chamber [MPa]	: 1.3, 2.0
Initial temperature of combustion chamber [K]	: 300
Fuel temperature [K]	: 300
Injection pressure [MPa]	: 10, 20, 30, 40
Injection nozzle diameter [mm]	: 0.2, 0.3

대칭면 : $\dfrac{\partial\varphi}{\partial\eta}=0$

극 : $\varphi_p=\dfrac{\sum_{m=1}^{n}}{n}$

한편 무화과정에 대해서는 분사된 연료가 분사격자로 간주한 하나의 격자를 통과하는 동안에 액적들로 무화되는 것으로 가정한다. 액적의 분사속력 U_{inj}는 오리피스 유동방정식으로 부터 다음과 같이 주어진다.

$$U_{inj}=C_0\left(\frac{2\triangle P}{\rho_d}\right) \tag{12}$$

여기서 C_0, $\triangle P$, ρ_d는 유량계수, 노즐과 연소실 사이의 압력강하, 액적의 밀도를 나타낸다. 유량계수 C_0는 0.5~0.7사이의 값을 이용했다. Table 3은 정적 연소실내의 초기조건과 분사노즐에서의 분사조건을 나타낸다.

4. 결과 및 고찰

본 연구에서는 실험결과와 비교가 가능한 정적인 조건에서의 분무선단 도달거리, 분무선단의 속도변화에 대해 수치계산하여 실험결과[31]와 비교하였으며, 분무액적의 분포, 분무에 의해서 야기되는 유동장 그리고 유효 점성계수에 대해 수치계산하고 정성적으로 비교분석하였다. 계산조건은 분사노즐의 직경을 0.2, 0.3mm, 정적인 조건의 연소실 내부압력을 1.3, 2.0MPa, 분사압력을 20, 30, 40Mpa로 변화시켰다. 분사되는 연료는 n-nodecane($C_{12}H_{26}$)이다. 연료의 분사조

건은 Fig.1에 나타낸것과 같은 축대칭 형상의 연소실 중심축위에 위치한 단공노즐로 부터 참고문헌[31]의 실험결과를 이용한 초기조건의 분무각내에서 임의의 방향으로 액적들이 분사되는 것으로 처리하였다. 분사속력은 식(12)를 이용하여 분사노즐과 정적 연소실내의 압력차에 의해서 처리되도록 하였다. 한편 분사되는 액체연료의 온도와 연소실내의 온도를 같게 처리했기 때문에 증발현상은 고려되지 않았다.

Fig.2와 Fig.3은 분사노즐의 직경이 0.3mm, 정적 연소실 내부압력이 2.0MPa이고 분사압력이 20, 30MPa인 경우의 분무 진행방향의 여러 위치에서 유효 점성계수를 층류 점성계수로 무차원화한것을 나타낸다. RNG k-ε모델의 이론적 배경에서 지적된바와 같이 RNG k-ε모델을 이용했을 때 보다 k-ε모델을 이용했을 때 유효 점성계수가 과도하게 예측되는 것을 알 수 있다. 한편 분무의 중심영역에서는 고속분무의 영향으로 난류량이 커지는 반면에, 분무의 가장자리 영역에서는 중심영역의 고속분무의 영향으로 정적인 상태였던 기상에 작은 크기의 재순환 영역을 갖는 유동장이 유도되며 이 영역에 있는 액적들의 운동량이 상대적으로 작기 때문에 난류 점성계수가 낮게 나타나는 것으로 생각된다.

Fig.4와 Fig.5는 분사노즐의 직경이 0.3mm이고 분사압력이 20MPa인 경우의 분무 경과시간에 따른 기상의 속도장의 변화 및 분무액적의 분포를 나타낸다. Fig.2와 Fig.3의 점성계수의 예측결과에서 나타난바와 같이 RNG k-ε모델을 이용했을 때 보다 k-ε모델을 이용했을 때 유효점성계수가 높게 나타나기 때문에 분무영역 밖으로 액적들의 확산율이 커지며, 이에따라 기상의 분무영역 내로의 유입이 활발해지고 분무액적의 상호작용이 촉진되어 분무가 진행됨에 따라 분무액적의 분포가 분무 폭방향으로 넓게 나타나는 것을 볼 수 있다. 한편 분무의 외곽쪽에 생성된 작

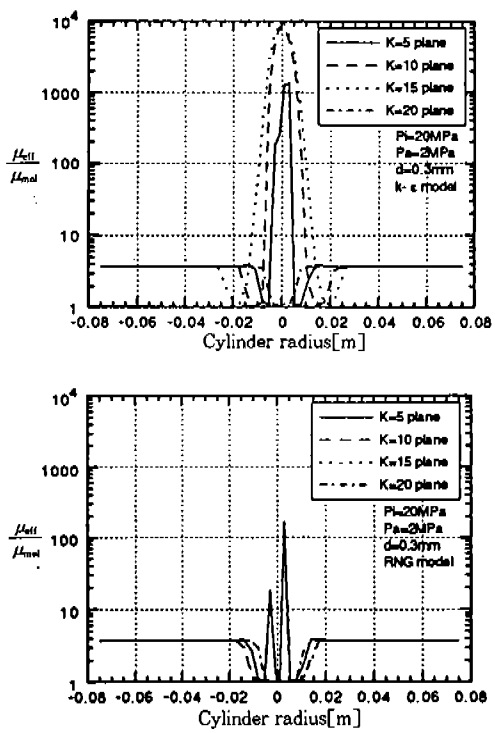


Fig.2 Comprarison of the non-dimensional edd viscocity of injection pressure 20Mpa.

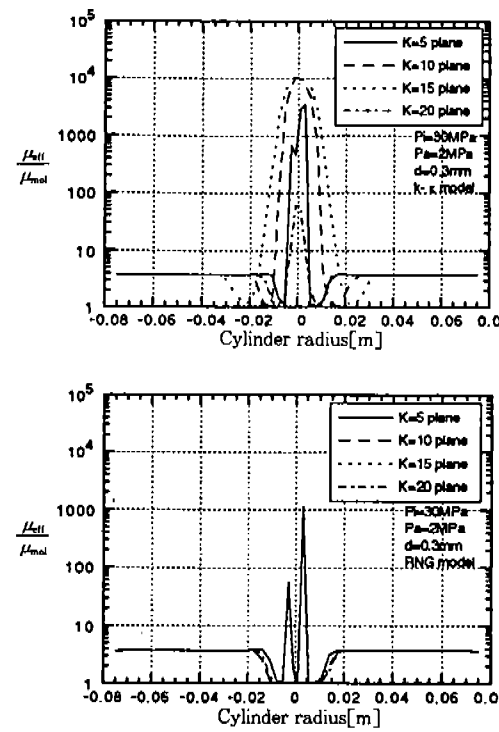


Fig.3 Comprarison of the non-dimensional edd viscocity of injection pressure 20Mpa.

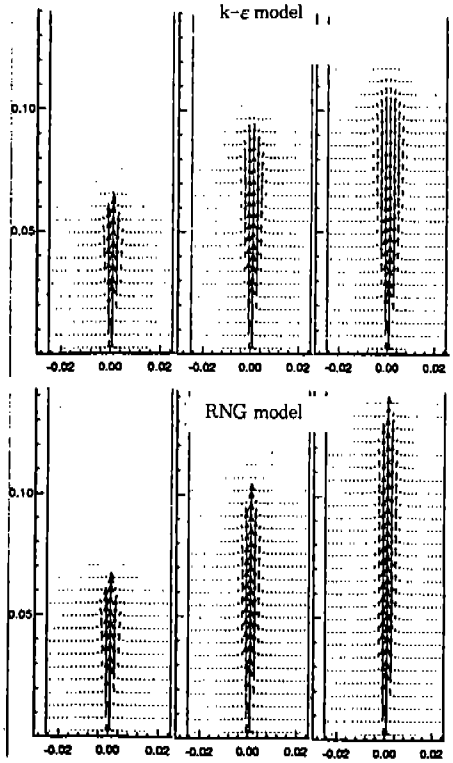


Fig.4 4 Velocity vectors of injection pressure 20Mpa at 1.667, 3.333 and 5.0ms after fuel injection

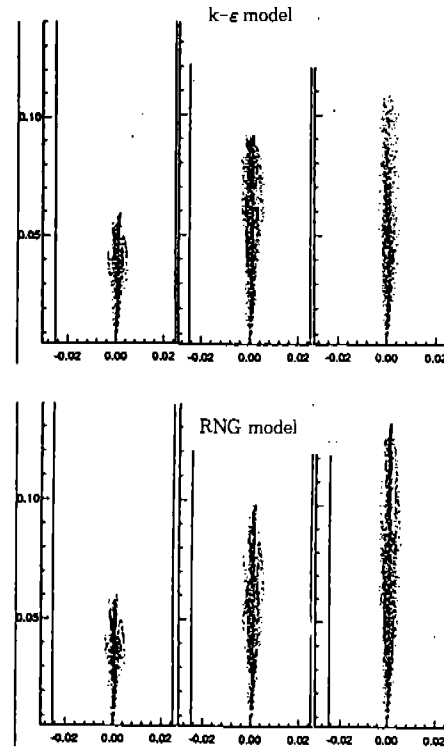
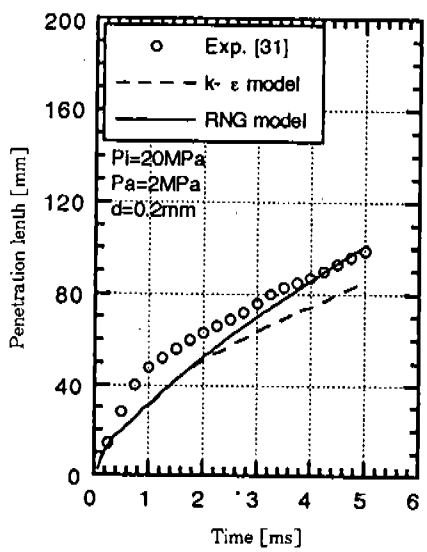


Fig.5 Distribution of droplets of injection pressure 20MPa at 1.667, 3.333 and 5.0ms after fuel injection



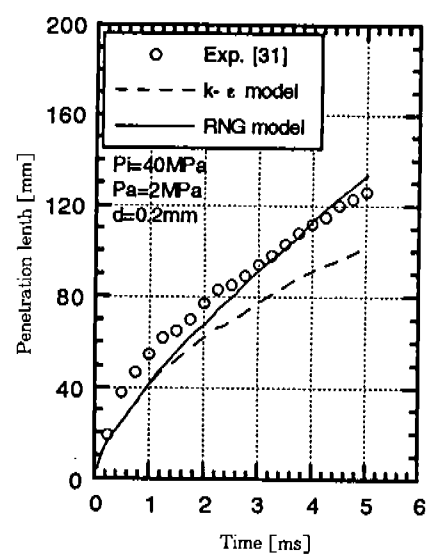


Fig.6 Spray tip penetration of injection pressure 20, 40MPa versus time after fuel injection

은 크기의 재순환 영역은 k-ε모델을 이용했을 때 보다 RNG k-ε모델을 이용했을 때 더 커지는 것을 알 수 있다.

Fig.6은 분사노즐의 직경이 0.2mm이고 분사압력이 20, 40MPa인 경우의 분무경과시간에 따른 분무선단의 도달거리를, Fig.7은 분사노즐의 직경이 0.3mm이고 분사압력이 10, 20, 30, 40MPa인 경우의 분무 경과시간에 따른 분무선단의 도달거리를 실험결과와 비교한 것이다. 본 연구의 모든 조건에서 RNG k-ε모델을 이용했을 때보다 k-ε모델을 이용했을 때 분무선단의 도달거리가 짧아지는 것을 알 수 있는데, 이는 유효점성계수의 차이에 따른 기상의 분무영역 내로의 유입량, 분무액적의 상호작용 및 확산 정도의 차이에 기인하는 것으로 사료된다. 전반적으로 RNG k-ε모델을 이용했을 때가 k-ε모델을 이용했을 때 보다 실험결과에 근접하는 것을 알 수 있다. 그러나 정량적으로는 분사노즐의 직경이

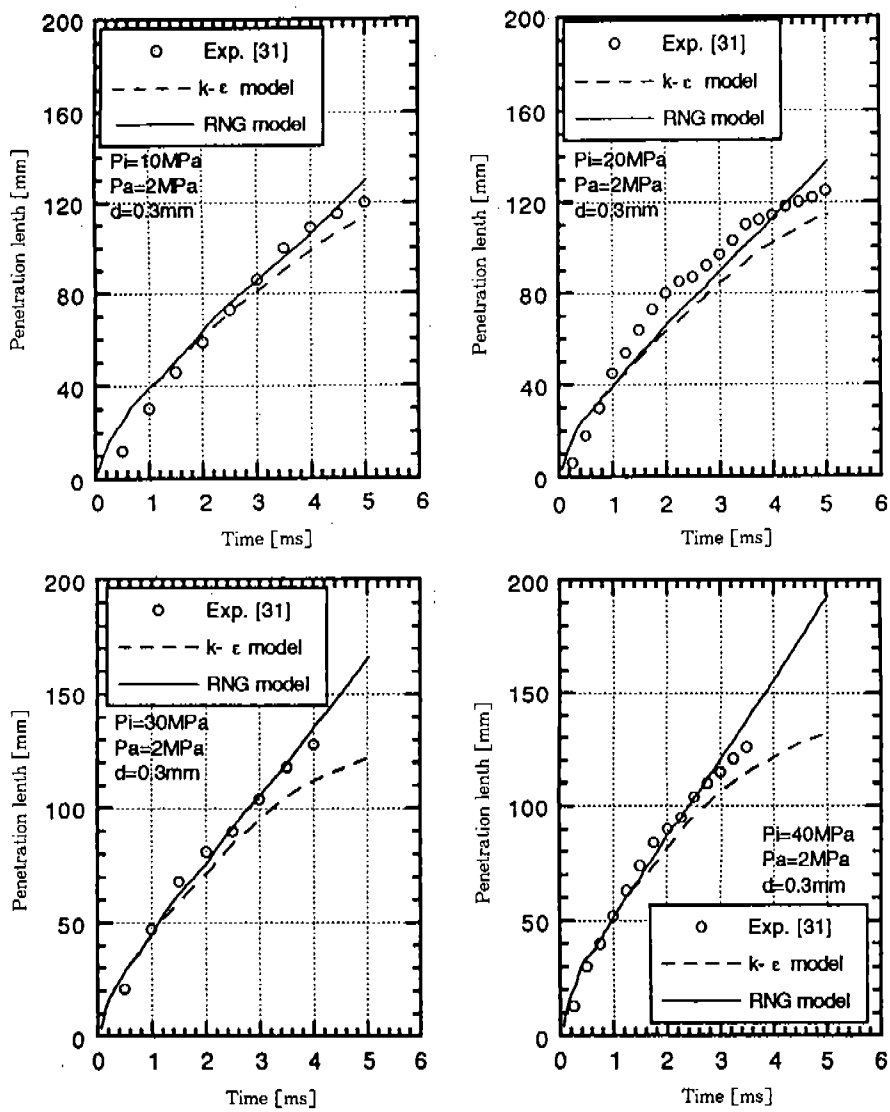


Fig.7 Spray tip penetration of injection pressure 10, 20, 30, 40MPa versus time after fuel injection

0.2mm인 경우와 분사노즐의 직경이 0.3mm이고 분사압력이 상대적으로 낮은 경우의 분무초반부에 오차가 상당하게 나타나는 것을 알 수 있다. 실제적인 조건에서는 일반적으로 분사노즐 부근에 액주 상태의 분무가 형성되는 것으로 알려지고 있는데, 수치적 연구에서는 노즐출구에서 액적들이 분사되는 것으로 초기조건 및 경계조건을 처리해야 하며, 비교자료의 부족등으로 인해 시간경과에 따라 변동하는 연료의 분사량을 정확하게 초기조건으로 처리하지 못하는 데에 정량적 오차요인이 있는 것으로 생각된다. 한편 RNG k-ε모델을 이용하는 경우에 분사압력이 커질수록 분무 후반부로 가면 거의 선형적으로 분무선단의 도달거리가 증가하는 것을 알 수 있다. 이러한 경향은 실험결과나 수정 k-ε모델을 이용한 계산결과와는 정성적으로 상당히 상이한 경향임을 알 수 있다. 그러나 현재까지 RNG k-ε모델을 이용하여 분무특성에 대해 연구한 결과가 전혀 없고, 비교검증할 수 있는 자료가 없기 때문에 단정적으로 오차의 원인을 언급하기가 곤란하다. 따라서 이와같은 오차의 원인규명을 위한 연구가 추후의 연구과제로 진행될 것이다. 분무선단 도달거리는 주어진 시간에 노즐로 부터 가장 먼곳에 있는 액적까지의 거리로 정의되는데, 이는 분사된 연료의 관통력을 나타내며 공기 이용율 및 공기와 연료의 혼합율을 결정하는 중요한 영향요소이다. 일반적으로 디젤기관에서 분무의 관통력이 지나치게 크면 분사된 연료가 연소실 벽면에 부착되면서 불완전 연소에 의한 환경오염물질의 배출이 증가하게 된다. 반면에 관통력이 너무 작아지면 분무영역 주위의 공기를 연소에 원활하게 이용하지 못하여 공기 이용율이 저하될 뿐만 아니라 연소 시작후에 분사된 연료는 연소조건에 도달되기 전에 고온의 화염지역을 통과해야 하므로 열분해에 의한 매연 발생의 원인이 된다. Fig.8은 분사노즐의 직경이 0.3mm, 분사압력이 10MPa인 경우의 정적 연소실 내부압력을 1.3, 2.0MPa로 변화시켰을 분무선단 도달거리를 비교한것이다. 연소실 내부압력이 작아지면 분무액적들의 운동량을 감소시키는 저항력이 작아지기 때문에 분무 외곽쪽으로의 확산율은 감소하며,

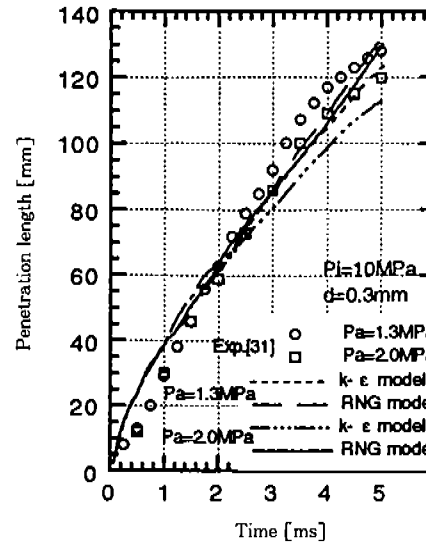


Fig.8 Spray tip penetration of combustion chamber pressure 1.3, 2.0MPa versus time after fuel injection

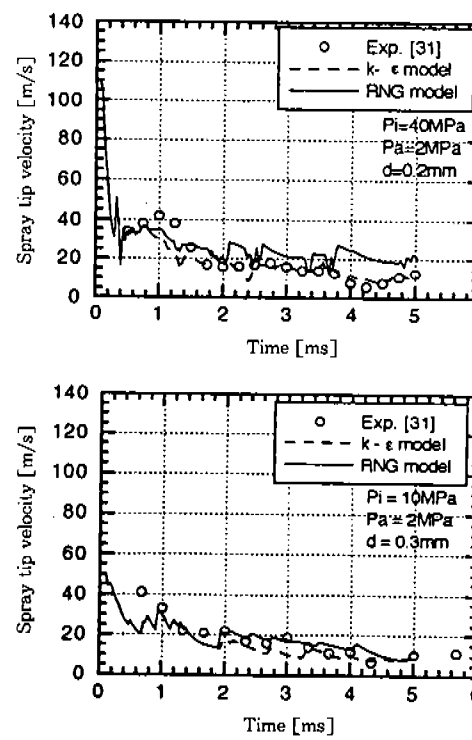


Fig.9 Spray tip velocity versus time after fuel injection

분무선단의 도달거리는 증가하는 정성적으로 실험결과와 잘 일치하는 경향을 나타낸다.

Fig.9는 분사노즐의 직경이 0.2mm이고 분사압력이 40MPa인 경우와 분사노즐의 직경이 0.3mm이고 분사압력이 10MPa인 경우의 분무 경과시간에 따른 분무선단의 속도변화를 나타낸다. 전체적으로 RNG k-ε모델을 이용했을때 k-ε모델을 이용했을 때 보다 분무선단의 속도를 높게 예측하고 있다. 이는 분무선단 도달거리의 예측결과와 물리적으로 일치하는 경향을 나타내는 것으로 생각된다. 한편 전체적으로는 분무가 진행되면서 증감을 반복하며 감소하는 실험치와 정성적으로 잘 일치하는 경향을 나타내고 있다.

5. 결 론

디젤기관의 최적설계에 응용할 수 있는 이론적 배경을 제공하고자 하는 목적으로 디젤기관의 분무특성 해석에 수정 k-ε모델과 RNG k-ε모델을 이용하여 적용성 및 타당성에 대해 연구한 결과는 다음과 같다.

1) RNG 방법의 물리적 배경의 적용성 및 수치해석의 정량적 타당성을 고려할때 디젤기관의 분무특성 해석에 k-ε모델보다는 RNG k-ε모델을 이용하는 것이 타당할 것으로 사료된다.
2) 정량적으로 k-ε모델을 이용했을 때가 RNG k-ε모델을 이용했을 때 보다 유효점성계수를 과도하게 예측하였다.
3) 분무선단 도달거리의 예측결과는 전반적으로 RNG k-ε 모델을 이용했을 때가 k-ε모델을 이용했을 때 보다 실험결과에 근접하는 것을 알 수 있다. 반면에 분무선단의 속도는 RNG k-ε모델을 이용했을 때가 k-ε 모델을 이용했을 때 보다 높게 예측되는 것을 알 수 있었다.

후 기

본 연구비는 포항공과대학 AFERC(AFR-95-11-33)와 G7과제의 주관기관인 현대자동차의 연구비 일부지원에 의하여 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드린다.

참 고 문 헌

1. J. K. Dukowicz, "A Particle-Fluid Numerical Model for Liquid Sprays", J. Comp. Phys., Vol. 35, No. 2, pp. 229~253, 1980.
2. P. J. O'Rourke, "Collective Drop Effects on Vaporizing Liquid Sprays", Ph. D. Thesisof Princeton Univ., 1981.
3. R. D. Reitz and R. Diwakar, "Effects of Drop Breakup on Fuel Sprays", SAE 860469, 1986.
4. R. D. Reitz and R. Diwakar, "Structure of High-Pressure Fuel Sprays", SAE 870598, 1987.
5. B. E. Launder and D. B. Spalding, Lectures on Mathematical Models of Turbulence, Academic Press, New York, 1972.
6. A. P. Watkins, "Flow and Heat Transfer in Piston/Cylinder Assemblies", Ph. D. Thesis, University of London, 1977.
7. W. C. Reynolds, "Modeling of Fluid Motions in Engines", An Introductory Overview, in Combustion Modeling in Reciprocating Engines, ed. J. N. Mattavi and C. A. Amann, pp. 41~68, Plenum Press, New York, 1980.
8. T. Morel and N. N. Mansour, "Modeling of Turbulence in Internal Combustion Engines", SAE 820040, 1982.
9. S. H. El Tahry, "k-ε Equation for Compressible Reciprocating Engine Flows", J. Energy, Vol. 7, No. 4, pp. 345~353, 1983.
10. P. Shah and N. C. Markatos, "Computer Simulation of Turbulence in Internal Combustion Engines", Int. J. Numerical Methods in Fluids, Vol. 7, pp. 927~953, 1987.
11. J. O. Ilegbusi and D. B. Spalding, "An Improved Version of the k-ω Model of Tur-

bulence", ASME J. Heat Transfer, Vol. 107, No. 1, pp. 63~69, 1985.

12. A. A. Amsden, J. D. Ramshaw, P. J. O' Rourke and J. K. Dukowicz, "KIVA : A Computer Program for Two-and Three-Dimensional Fluid Flows with Chemical Reactions and Fuel Spray", Los Alamos national Laboratory Report LA-10245-MS, 1985.
13. L. D. Cloutman, J. K. Dukowicz, J. D. Ramshaw and A. A. Amsden, "CONCHAS-SPRAY : A Computer Code for Reactive Flows with Fuel Spray", Los Alamos National Laboratory Report LA-9294-MS, 1982.
14. S. H. El Tahry, "Application of a ReynoldStress Model to Engine-Like Flow Calculations", ASME J. Fluid Engineering, Vol. 107, pp. 444~450, 1985.
15. B. E. Launder, G. J. Reece and W Rodi, "Progress in the Development of a Reynolds Stree Turbulence Closure", J. Fluid Mech., Vol. 68, pp. 537~566, 1975.
16. T. D. Butler, L. D. Cloutman, J. K. Dukowicz and J. D. Ramshaw, "CONCHAS : An Arbitrary Lagrangian-Eulerian Computer Code for Multicomponent Chemically Reactive Fluid Flows at All Speeds", Los Alamos Scientific Laboratory Report LA-8129-MS, 1979.
17. B. I. Sharma, B. E. Launder and C. J. Scott, "Computation of Annular, Turbulent Flow with Rotating Core Tube", ASME J. Fluid Engineering, Vol. 98, pp. 753~758, 1976.
18. S. A. Orszag, V. Yakhot, W. S. Flannery, F. Boysan, D. Choudhury, J. Maruzewski and B. Patel, "Renormalization Group Modeling and Turbulence Simulations", Proceedings of the Int. Conference on Near-Wall Turbulent Flows, Tempe, Arizona, U. S. A., 15-17 March, pp. 1031~1046, 1993.
19. V. Yakhot and S. A. Orszag, "Renormalization Group Analysis of Turbulence : 1. Basic Theory", J. Sci. Comput., 1, 3, 1986.
20. V. Yakhot and L. M. Smith, "The Renormalization Group The ϵ-Expansion and Derivation of Turbulence Models", J. Sci. Comput., 3, 35, 1992.
21. H. Tennekes and J. L. Lumley, A First Course in Turbulence, The MIT Press, 1973.
22. A. P. Watkins, "Three-Dimensional Modelling of Gas Flow and Sprays in Diesel Engines", ed. N. C. Markatos, Computer Simulation for Fluid Flow, Heat and Mass Transfer, and Combustion in Reciprocating Engines, Hemisphere Publishing Corporation, pp. 193~237, 1989.
23. H. C. Yang, H. S. Ryou, Y. T. Jeong and Y. K. Choi, "Sparacteristics in a Direct Injection Diesel Engine", Atomization and Sprays, Vol. 6, No. 1, pp. 95~109, 1996.
24. 양희천, 최영기, 유홍선 "디젤기관 연료 분무의 분산 형상에 대한 수치해석적 연구", 한국자동차공학회 논문집, 제3권, 제6호, pp. 8~22, 1995.
25. H. C. Yang, Y. K. Choi, H. S. Ryou and K. B. Hong, "A Numerical Study for the Effect of Drop Breakup on the Sprays Characteristics", Proceedings of the Sixth International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems(ICLASS 94), Rouen, France, July 18~22, pp. 528~535, 1994.
26. H. C. Yang, Y. K. Choi and H. S. Ryou, "Evaporating Spray Simulation in a Direct Injection Model Engine", Proceedings of the Tenth International Heat Transfer Conference, Brighton, UK, August 14~

18, Vol. 7, pp. 403~408, 1994.
27. 양희천, 정연태, 최영기, 유홍선, "직접 분사식 엔진의 압력변화에 따른 유동장 및 분무 특성에 대한 수치해석적 연구", 대한 기계학회 논문집, 제17권, 제9호, pp. 2339~2358, 1993.
28. 양희천, 최영기, 유홍선, 고상근, 허선무, "편심밸브를 갖는 내연기관의 연소실 내부 유동장에 대한 수치적 연구", 대한 기계학회 논문집, 제16권, 제8호, pp. 1552~1265, 1992.
29. R. I. Issa, "Soultion of the Implicitly Discretised Fluid Flow Equations by Operator Splitting", J. Comp. Phys., Vol. 62, pp. 40~65, 1985.
30. H. L. Stone, "Iterative Solution of Implicit Approximations of Multidimensional Partial Differential Equations", SIAM J. Numerical Analysis, Vol. 5, No. 3, pp. 530~559, 1968.
31. 지요한, "디젤 분무의 거동 및 분무 입경 분포에 관한 연구", 서울대학교 박사 학위논문, 1993.