

工學碩士 學位論文

대형 저속 2 행정 디젤 기관의  
연소 특성 해석에 관한 연구

Numerical Study on the Combustion Characteristics  
of Low-Speed Two-Stroke Diesel Engine

指導教授 李 英 浩

2002 年 2 月

韓國海洋大學校 海事産業大學院

機械시스템工學科

金 昌 守

본 論文을 金昌守의 工學碩士 學位論文으로 인증함

심사위원장 朴 權 夏 印

심 사 위 원 崔 在 星 印

심 사 위 원 李 英 浩 印

2001 년 12 月 18 일

韓國海洋大學校 海事産業大學院

機 械 시 스템 工 學 科

金 昌 守

# 목 차

<b>Abstract</b> .....	III
<b>Nomenclatures</b> .....	IV
<b>제 1 장 서 론</b> .....	1
<b>제 2 장 수학적 모델 및 해석 알고리즘</b> .....	5
2.1 지배 방정식 .....	6
2.2 난류 모델 .....	8
2.3 연료 분무 모델 .....	11
2.4 액적 분열 모델 .....	14
2.5 연소 모델 .....	17
2.6 난류 확산 연소 모델 .....	20
2.7 질소산화물 생성 모델 .....	22
2.8 Soot 생성 및 산화 모델 .....	26
2.9 해석 알고리즘 및 계산 절차 .....	28
<b>제 3 장 초기조건 및 경계조건</b> .....	30

제 4 장 계산결과 및 고찰 .....	36
4.1 Atomizer 형상에 따른 액적 분포 해석 .....	36
4.2 Atomizer 형상에 따른 유동 해석 .....	47
4.3 Atomizer 형상에 따른 연소 & Emission 해석 .....	65
제 5 장 결 론 .....	86
參 考 文 獻 .....	88

## **Abstract**

Among the various technologies for emission reduction, The best selection of Fuel Atomizer is widely used as an economical and effective method to control emission and engine performance.

To provide an insight into the combustion characteristics according to atomizer geometry, Four atomizers type have been studied for a large low speed two-stroke diesel engine using FIRE CFD code. The measured cylinder pressure data and emission trends were good agreement with calculated data.

And heat flux calculation for combustion components is also performed and the result shows the similar trend with measurment temperature value. However, some injection and combustion model constants did need to be re-optimized to improve accuracy with the large low speed two-stroke diesel engine. The computational results celarly show that atomizer with mixed hole size and relatively larger injection area is more advantage than that of same hole diameter for NO<sub>x</sub> emission.

The results obtained in this simulation study further demonstrate that the CFD code can be used as an effective design tool for optimizing engine performance and emission, thereby saving a considerable amount of time and resources.

## Nomenclature

$A$	: Pre-exponential factor
$B$	: Branching agent
$C_D$	: Drag coefficient
$C_p$	: Constant-pressure specific heat
$C_\mu, C_1, C_2, C_3$	: Empirical constant
$D$	: Droplet diameter
$D_{32}$	: Sauter mean droplet diameter
$E_a$	: Activation energy
$\dot{m}_{vs}$	: Spray vapor mass flux at droplet surface
$F_u$	: Fuel
$g$	: Gravity acceleration
$G_t$	: Turbulence generation rate
$h$	: Enthalpy
$k$	: Turbulent kinetic energy
$l_t$	: Turbulence length scale
$L$	: Latent heat of evaporation
$m_d$	: Droplet mass
$N_2$	: Nitrogen
$Nu$	: Nusselt number
$O_2$	: Oxygen
$O_x$	: Oxidizer

$p$	: Pressure
$P$	: Products
$P_r$	: Prandtl number
$\dot{q}_s$	: Heat flux at droplet surface
$Q$	: Intermediate species
$\dot{Q}$	: Convective heat flux
$r$	: Droplet radius
$R$	: Universal gas constant
$\bar{R}$	: Total radical pool
$Re$	: Reynolds number
$S$	: Stoichiometric oxygen requirement
$S_h$	: Heat release of the chemical reaction
$t$	: Time
$u$	: Relative velocity between fuel and air
$u_{id}$	: Droplet velocity vector
$u_{ig}$	: Domain fluid velocity
$u_j$	: Velocity in $x_j$ direction
$We$	: Weber number
$x_{id}$	: Droplet position vector
$x_j$	: Cartesian coordinate vector
$y$	: mass fraction

## Greek Symbols

$\varepsilon$	: Turbulent kinetic energy dissipation rate
$\lambda$	: Thermal conductivity
$\mu$	: Viscosity
$\mu_{eff}$	: Effective viscosity
$\mu_t$	: Turbulence viscosity
$\rho$	: Density
$\sigma$	: Surface tension
$\sigma_k, \sigma_\varepsilon, \sigma_h$	: Empirical constant for turbulence model
$\tau_{ij}$	: Stress tensor components

## Subscripts

id	: Droplet
fu	: fuel
g	: Gas phase
l	: Liquid phase
Pr	: Products
s	: Droplet surface
$\infty$	: cell center

## Superscripts

,	: Fluctuation quantity
---	------------------------



## 제 1 장 서 론

전세계적으로 에너지 자원의 고갈 및 환경 오염 문제에 대한 인식이 확산되면서 이에 대한 규제 대책으로 디젤 엔진의 배기 가스에 대한 규제가 날로 엄격해 지고 있다. 특히 디젤 엔진은 높은 에너지 효율을 보이며, 상대적으로 낮은 일산화탄소와 이산화탄소를 배출하지만 NOx 와 Soot 는 여전히 중요한 배기 가스 성분으로 남게 되어 이를 동시에 저감하는 것이 요구되고 있으며 이러한 Soot 배출량을 줄이면서 저 NOx 배출 및 연료의 경제성 그리고 기관의 내구성을 만족시키는 문제는 많은 연구자들의 큰 관심사가 되고 있다. 또한 최근에는 국제해사기구(IMO)의 해양환경보호위원회(MEPC)가 2000 년부터 환경오염물질의 배출을 규제하고 있으며, 디젤기관의 배기배출물에 관한 규제가 대양을 항해하는 선박기관에도 적용되기에 이르렀다.

디젤 엔진의 성능 향상과 연비개선 및 배기 가스 저감을 위해서는 연소실 내의 유동장, 연료 분무, 열전달, 그리고 연소 현상에 대한 정량적인 이해가 요구되며 이러한 이해를 바탕으로 연소실 형상, 분무 노즐의 형상 및 기타 설계인자들을 적절하게 선택함으로써 효율과 경제성 및 저공해 측면에서 국제해사기구(IMO) 법규를 만족하는 엔진을 제작 할 수 있을 것이다. 최적의 설계인자 조건들을 설정, 실제 엔진에 적용하기 위해서는 실린더내의 가스 유동 및 연료 액적의 미립화 과정이나 증발 과정, 공기와의 혼합 상태를 알고 이것을 제어하고 연소의 최적화를 행할 필요가 있으며 이러한 설계 인자들에 대한 이론 연구 및 실증실험은 많은 연구자들에 의해 연구되어 왔다.[1,2,3,4] 연소해석은

지배 인자들인 난류 유동장, 연료 분무, 자연 발화 및 확산 연소 등의 특성과 영향을 파악함으로써 수행되고 그 결과에 따라 이 지배 인자들을 결정하는 설계 인자들을 적절하게 선택할 수 있다. 하지만 대형 저속 엔진들에 있어서는 설계 인자들의 영향을 실험적으로 상세하게 측정하고 분석하는 데에 많은 어려움과 시간이 요구된다. 따라서 최근에는 실험의 한계와 단점을 극복하기 위해 3 차원 유체계산코드를 이용한 연구가 활발하며, 이러한 연구들은 디젤 엔진에서 성능향상과 배기 가스 제어뿐만 아니라 복잡한 디젤 연료 분무의 물리적 과정을 이해하는데 목적을 두고 있다. [5,6,7,8]

대형 저속 엔진의 기술사인 MAN B&W 나 WNSD 에서도 이러한 코드를 이용하여 엔진 설계에 있어서 주요 인자들을 결정하고 있으며 여러 연구자들에 의한 수치모델의 지속적인 개발로 해석의 신뢰성이 더욱 향상되었다.[9,10,11] 현재 진행되고 있는 설계 변수로는 Fig. 1 에 나타낸 바와 같이 연료와 공기의 혼합을 촉진시키기 위해 공기유동의 향상을 고려한 흡.배기계 및 연소실의 형상 설계와 분사압력, 분사시기, 분사패턴 등과 같은 연료의 분사특성, 그리고 배기가스의 에너지를 이용한 소기효율의 향상을 도모하는 과급성능에 따른 엔진의 출력 향상 및 배기배출물 저감기술에 대한 연구가 지속적으로 수행되고 있다. [13,14,15,16,17]

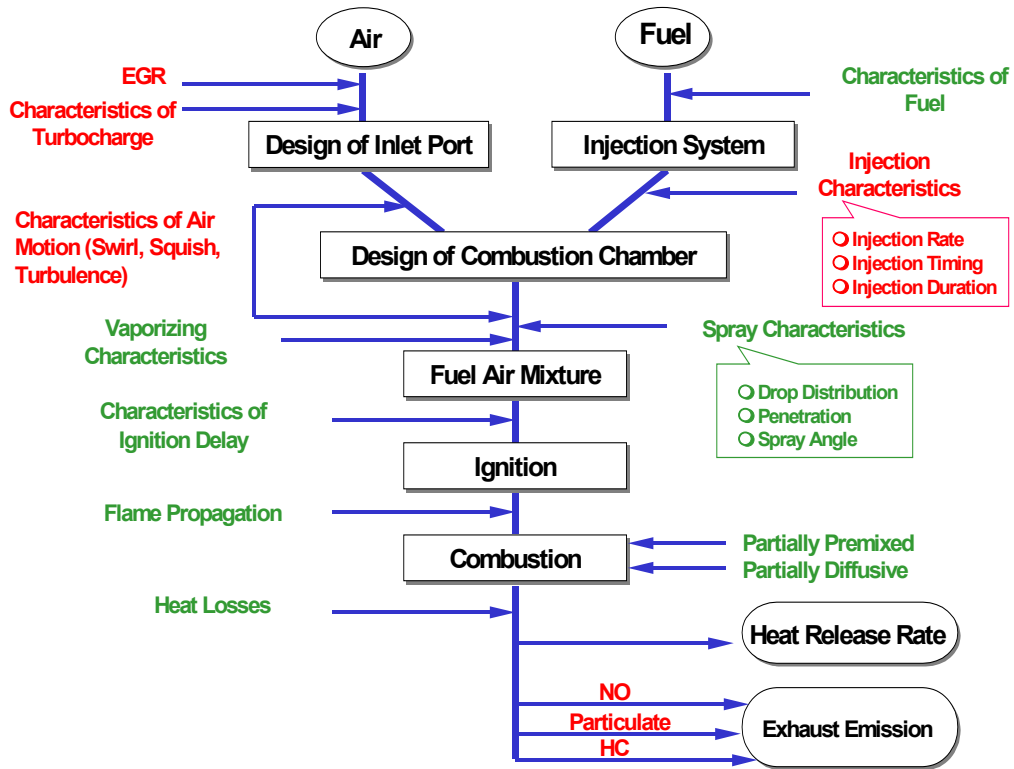


Fig. 1 Block Diagram of Diesel Combustion

본 연구에서는 초대형 저속 2 행정 디젤 엔진의 디젤 연료 분무의 증발, 공기와의 혼합, 자연발화 및 연소 과정에 지대한 영향을 미치는 연료 제트의 미립화 과정과 액적 분열 과정을 고려해 주기 위해 WAVE\_Break up 모델[20]을 사용하였다.

탄화수소계 연료의 자연 발화 현상은 복잡한 화학 반응 과정을 수반하여 그동안 많은 연구자들에 의해 연구되어 왔지만 그 정확한 현상 규명에는 이르지 못한 실정이다. 그러나 화학 반응에 관여하는 인자로서 Radical 과 중간 생성종의 특성과 진행 과정에 대한 연구가 활발해지면서 이들의 메커니즘을 고려한 연소 모델들이 개발, 검증되고 있다. 본 연구에서는 5 개의 화학종과 8 개의 화학 반응을 포함하는 Halstead 의 shell 모델[21]을 적용하였다. 또한 높은 온도영역에서 연료의 연소 반응율은 수정된 Eddy break-up 모델[12]을 사용하여 계산하였다. 그리고 배기배출물에 대한 예측은 Soot 모델로는 Hiroyasu 의 Soot 생성모델[22]과 Nagle 과 Strickland-Constable 의 산화모델[23]을 사용하였고 NOx 는 확장된 Zeldovich 모델[24]을 사용하였다.

최근에는 선박용 주 기관의 초대형화에 따라 연소실의 형상 및 Atomizer 의 형상 변화에 따라 연비 및 NOx 의 변화량도 많은 차이를 나타내고 있으며 또한 연소실 각 주요 부품에서의 이상 고온으로 인해 내구성에 있어서도 문제가 되고 있다.

본 연구의 목적은 물리적 모델들을 상용 3 차원 수치해석 프로그램인 오스트리아 AVL 사가 개발한 FIRE 코드에 적용하여 초대형 저속 2 행정 디젤 엔진의 Atomizer 형상 변화에 따른 연소실내 온도, 압력, 배기배출물, 열유속 등을 비교 검토하므로써 최적의 사양을 선정하는데 필요한 기초 자료를 확보하는데 있다.

## 제 2 장 수학적 모델 및 해석 알고리즘

엔진 연소실내 연료 분사는 공기와 액체 연료의 2 상 난류 유동이며 따라서 가스와 액상에 대한 보존 방정식의 수치적 계산을 동시에 요구한다.

분리 유동 모델에는 액적들을 몇 개의 그룹으로 나누어 해석하는 Discrete droplet model(DDM) 방법, 분무 방정식(Spray equation)을 풀어 분포 함수를 구하는 Continuous droplet model(CDM) 방법 및 기체상과 액적들을 연속체로 가정하여 해석하는 Continuum formulation model(CFM) 방법이 있다. 본 연구에 사용한 FIRE code 에서는 프로그램화가 용이한 DDM 방법을 적용하였으며 전체 액적들을 위치, 질량, 온도 및 속도가 동일한 몇 개의 그룹으로 구별하여 2 상간의 속도차와 전달 현상을 고려하여 해석한다. 이 방법은 각각의 액적들의 위치, 운동량, 열, 질량의 이동을 일반적인 차분방정식에 의해서 구하며 각각의 액적들은 “parcel”이라 부르는 액적들의 집합체에 소속된다. 기상은 Eulerian 방법으로, 액적들은 Lagrangian 방법으로 해석을 하며 액적은 기체 해석을 위한 계산 격자와 무관하게 Lagrangian 운동 방정식의 해에 의한 궤적을 따라 움직인다고 가정한다.

## 2.1 지배 방정식

디젤 기관에서 일어나는 열유체 현상을 지배하는 기본 방정식은 질량 보존방정식, 운동량 보존방정식, 에너지 보존방정식등이다. 이들 보존방정식을 Cartesian 텐서의 형태로 나타내면 다음과 같다.

### 질량 보존 방정식

$$\frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \cdot \bar{u}_j) = 0 \quad (1)$$

기상의 속도 구배에 의하여 액적에 작용하는 전단력과 단위 부피당 혼합기내 액적에 작용하는 공기 역학적 힘을 고려하지 않은 경우, 기체-액체 혼합기내 기상의 운동량 방정식은 다음과 같다.

### 운동량 보존 방정식

$$\frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \cdot \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \cdot \bar{u}_i \cdot \bar{u}_j + \bar{\rho} \cdot \overline{u'_i \cdot u'_j} - \bar{\tau}_{ij}) + \frac{\partial p}{\partial x_i} - \bar{\rho} \cdot g \frac{x_i}{|x|} = 0 \quad (2)$$

여기서

$$\bar{\tau}_{ij} = \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \left( \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

## 에너지 보존 방정식

밀도, 점도, 열전도, 비열등의 변화를 무시하고 상변화에 의한 기체상의 에너지 증가만을 고려한 경우, 기체상에 대한 에너지 방정식은 다음과 같이 정리된다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho} \cdot \bar{h}) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\bar{\rho} \cdot \bar{u}_j \cdot \bar{h} + \bar{\rho} \cdot \overline{u'_j h'}) - \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\bar{\lambda}}{c_p} \frac{\partial \bar{h}}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij} u_i) - \frac{\partial \bar{p}}{\partial t} - S_h = 0 \quad (4)$$

여기서

$$\bar{h} = \bar{c}_p \cdot \bar{T} + \frac{1}{2} \overline{u_i^2} \quad (5)$$

$S_h$  는 화학반응의 열발생량이다.

## 2.2 난류 모델

일반적으로 난류 열유동 문제의 해석시 가장 어려운 점 중의 하나는 난류 확산에 대한 정확한 예측이 이루어져야 한다는 것이다. 이러한 문제를 해결하기 위하여 오랜 기간동안 여러 연구자들에 의해 많은 연구가 수행되어 여러 모델이 제시되어 적용 되어 하였으나 아직까지도 많은 연구가 진행되고 있다.

FIRE 코드에서는 난류모델로 k-ε 모델과 Reynolds-stress model 을 적용하고 있으며 이번 연구에서는 표준 k-ε 모델을 사용하였다.

표준 k-ε 모델은 난류모델중 가장 널리 사용되는 것으로 Reynolds Stress 를 시간 평균 속도 성분과 난류 점성 계수(Turbulent Viscosity,  $\mu_t$ )의 비례적인 관계로 나타낼 수 있는 Eddy-Viscosity 모델이다. 이러한 가정은 Boussinesq 가정이 전제되어야 하며, 식(2)의 Reynolds Stress 는 다음과 같이 표현된다.

$$\overline{\rho u_i u_j} = \rho \frac{2}{3} k \delta_{ij} - \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \delta_{ij} \quad (6)$$

난류 유동장을 시간평균을 취함으로써 생성되는 Reynolds Stress 에 관한 위의 식은 난류 점성 계수  $\mu_t$  가 점성계수  $\mu$  와 동일한 역할을 한다는 점에서 층류 유동에서의 전단응력항과 유사한 형태를 갖는다. 따라서 Reynolds 평균 운동량 방정식은  $\mu$  가 유효 점성계수  $\mu_{\text{eff}}$  로 대체되는 것 이외에는 층류의 운동량 방정식과 동일하다.



$$\mu_{\text{eff}} = \mu + \mu_t \quad (7)$$

난류 점성계수,  $\mu_t$  는 난류 속도 스케일(Viscosity Scale)과 길이 스케일(Length Scale)의 곱에 비례한다는 가정에서 얻어진다.  $\kappa - \varepsilon$  모델에서는 이러한 속도와 길이의 스케일은 난류 운동에너지( $\kappa$ )와 난류 소산율( $\varepsilon$ )로써 얻어진다. 속도스케일은  $\kappa^{1/2}$ , 길이스케일은  $\kappa^{1/2} / \varepsilon$  로 주어진다. 그리하여  $\mu_t$  는

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{-k^2}{\varepsilon} \quad (8)$$

여기서  $C_\mu$  는 경험상수이며 항상 일정한 값을 가진다.

식(8)에서  $\kappa$ ,  $\varepsilon$  는 각각 난류 운동 에너지와 난류 운동 에너지 소산율을 나타내며 각각 다음 방정식을 풀어 구한다.

$$k = \frac{\overline{u_i'^2}}{2} \quad (9)$$

$$\varepsilon = C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{l_t} \quad (10)$$

난류 운동 에너지 방정식

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \cdot k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \cdot \bar{u}_j \cdot k) = \\ & \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \mu_{eff} \cdot G_t - \frac{2}{3} \frac{\partial \bar{u}_m}{\partial x_m} \left( \mu_{eff} \frac{\partial \bar{u}_m}{\partial x_m} + \bar{\rho} \cdot k \right) - \bar{\rho} \cdot \varepsilon \end{aligned} \quad (11)$$

여기서  $G_t$ 는 난류 생성항으로 다음과 같다.

$$G_t = \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \left( \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} + \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) \quad (12)$$

난류 운동 에너지 소산율 방정식

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} (\bar{\rho} \cdot \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\rho} \cdot \bar{u}_j \cdot \varepsilon) = \\ & \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu_{eff}}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} \left\{ C_1 \mu_{eff} G_t - \frac{2}{3} C_1 \frac{\partial \bar{u}_m}{\partial x_m} \left( \mu_{eff} \frac{\partial \bar{u}_m}{\partial x_m} + \bar{\rho} \cdot k \right) \right\} \\ & - C_2 \frac{\bar{\rho} \cdot \varepsilon^2}{k} + C_3 \bar{\rho} \cdot \varepsilon \frac{\partial \bar{u}_m}{\partial x_m} \end{aligned} \quad (13)$$

FIRE Code 에서 식(10)과 식(13)에 사용한 상수는 Table 1 과 같다.

Table 1 Values of  $\kappa - \varepsilon$  turbulence model constants

$C_\mu$	$C_1$	$C_2$	$C_3$	k	E	$\sigma_k$	$\sigma_\varepsilon$	$\sigma_h$	$\sigma_1$	$\sigma_f$
0.09	1.44	1.92	-0.373	0.4187	9.7393	1	1.2174	0.9	0.7	1

## 2.3 연료 분무 모델

분무 미립화는 복잡한 물리적 현상이며 디젤 엔진 연소에 가장 큰 영향을 미친다. 연료 분무 특성은 연료의 종류, 주위 조건, Atomizer 설계 사양, 운전 조건에 따라 달라진다. 분사된 연료의 분열은 액체-가스 상호간의 역학적 관계와 노즐 유동 효과에 의해 일어난다.

연료 분무는 연소에 따른 연소효율과 NOx, Soot 같은 배기 가스 배출량을 결정하는 중요한 과정으로서 분사각(spray angle), 분무도달거리(Spray penetration), 액적 크기 분포(Droplet size distribution), 공기 유동장과의 질량, 운동량, 에너지 전달 등을 정확히 예측 할 수 있어야 한다.

본 연구에서는 Lagrangian 방법에 의해 분무 액적들을 여러 개의 그룹으로 나누고 각각의 그룹을 대표하는 위치, 속도, 크기, 온도 등을 정의하여 각 그룹의 변화를 계산상으로 추적해 나간다. 시간에 따른 위치와 속도 변화는 초기 속도, 위치와 주변 기체와의 저항력에 의해 결정된다. 연료 분열 현상을 모사하기 위해 WAVE break-up 모델을 적용하였으며 액적 진행 과정중의 난류확산 효과는 O'Rourke 등[17]이 제안한 Disp\_Rourke 1 모델을 사용하였다.

### 2.3.1 액적그룹의 위치 및 속도 방정식

궤적 방정식

$$\frac{dx_{id}}{dt} = u_{id} \quad (14)$$

속도방정식

$$\frac{du_{id}}{dt} = \frac{3}{4} C_D \frac{\rho_g}{\rho_d} \frac{1}{D_d} |u_{ig} - u_{id}| (u_{ig} - u_{id}) + \left(1 - \frac{\rho_g}{\rho_d}\right) g_i \quad (15)$$

여기서  $C_D$ 는 항력계수로 다음과 같이 계산된다.

$$C_D = \begin{cases} \frac{24}{\text{Re}_d} (1 + 0.15 \text{Re}_d^{0.687}) & \text{Re}_d < 10^3 \\ 0.44 & \text{Re}_d \geq 10^3 \end{cases} \quad (16)$$

$\text{Re}$ 는 액적 레이놀즈 수로 아래의 식으로 구해진다.

$$\text{Re} = \frac{\rho_g |u_{rel}| D_d}{\mu_g} \quad (17)$$

### 2.3.2 열 및 질량 전달 방정식

열 및 질량 전달은 Dukowicz[18]가 제안한 다음의 방정식으로 표시한다.

$$m_d c_{pd} \frac{dT_d}{dt} = \dot{Q} \left( 1 + L \frac{\dot{f}_{vs}}{\dot{q}_s} \right)$$
$$\frac{dm_d}{dt} = \frac{\dot{\phi}_{vs}}{\phi_s} \quad (18)$$

대류 열유속  $\dot{Q}$ 는 다음의 식에서 구한다.

$$\dot{Q} = D_d \pi \lambda Nu (T_\infty - T_s) \quad (19)$$

여기서  $T_\infty$ 는 셀중양의 온도이며  $T_s$ 는 액적 표면의 온도이다.

Nusselt 수  $Nu$ 는 열전달계수를 무차원화 한 수이며 다음과 같이 구한다.

$$Nu = 2 + 0.6 Re_d^{1/2} Pr^{1/3} \quad (20)$$

## 2.4 액적 분열 모델

본 연구에 사용된 Wave Breakup Model(Kelvin-Helmholtz)은 원통형의 액상 표면에 발생하는 섭동(perturbations)을 해석하기 위한 안정성 이론에 근간을 두고 있으며 액적 표면에서의 초기 섭동 성장은 파장과 분무된 연료의 동적인 요소들과 연관되어 있다.

분열현상은 2 가지 형태로 나눌수 있는데 저속 Rayleigh 형 분열인 경우와 고속분열이다. Rayleigh 형 분열에서 생성되는 액적은 최초의 모액적보다 크며 이 분열은 고압분사시스템에서는 중요하지 않으며 고속분열에서 생성 액적의 크기는 가장 빨리 성장하는 파의 주파수와 파장에 의해 발생한다.

$$\Omega = \frac{0.34 + 0.38We^{1.5}}{(1+Z)(1+1.47T^{0.6})} \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_l r_0^3}} \quad (21)$$

$\Omega$  와  $\Lambda$  는 각각 가장 빨리 성장하는 파의 주파수와 파장이며, 여기서  $r_0$ 은 분열전의 액적 반경이다.  $We$  는 기상의 Weber 수이고  $Z$  는 Ohnesogre 수이고  $T$  는 Taylor 수이며 그 표현은 다음과 같다.

$$\Lambda = 9.02r \frac{(1+0.45Z^{0.5})(1+1.47^{0.7})}{(1+0.87We^{1.67})^{0.6}} \quad (22)$$

$$We = \frac{\rho_g u^2 r}{\sigma} \quad (23)$$

$$Z = \frac{\sqrt{We_l}}{Re_l} = \frac{\mu_l}{\sqrt{\rho_l \sigma r}} \quad (24)$$

$$T = Z\sqrt{We} = \sqrt{\frac{\rho_g}{\rho_l}} \cdot \frac{\mu_l u}{\sigma} \quad (25)$$

$u$  는 연료와 공기의 상대속도,  $r$  은 액적 반경,  $\rho$  는 밀도,  $\sigma$  는 표면장력, 그리고  $\mu$  는 점성계수이다. 그리고 하첨자  $l$  은 액상연료,  $g$  는 주위 가스를 나타낸다.

계산과정에서, 액적들은 분열시간,  $\tau$  가 일정 시간간격(계산 시간스텝)내에 들어 오면 분열이 일어난다고 가정한다. 분열된 액적의 반경  $r_{stable}$  는 가장 불안정한 파의 파장에 비례하는 것으로 고려하며, 분열에 있어서 이러한 특성 시간과 길이 스케일은 다음과 같이 주어진다.

$$\frac{dr}{dt} = -\frac{(r - r_{stable})}{\tau} \quad (26)$$

$$\tau = \frac{3.726C_2 r}{\Lambda \Omega} \quad (27)$$

$$r_{stable} = \min \left\{ \begin{array}{l} (3\pi r^2 U / 2\Omega)^{0.33} \\ (3r^2 \Lambda / 4)^{0.33} \end{array} \right\} \quad (C_1 \Lambda > r) \quad (28)$$

$$r_{stable} = C_1 \Lambda \quad (C_1 \Lambda \leq r) \quad (29)$$

여기서  $C_1(=0.6)$ 은 액적 크기에 관한 모델 상수이고,  $C_2$ 는 분열시간에 대한 모델상수인데 분열영역과 제트류의 특성에 의존하는 값으로 고려되는 조건에 따라 값이 달라지며 본 연구에서는 압력 변화커브에 가장 잘 맞는 10을 적용하였다.



## 2.5 연소 모델

연소 모델은 디젤 기관의 연소 초기에 일어나는 연소 현상을 나타내는 모델이다. 일반적으로 가장 널리 사용되는 모델은 정확하지는 않지만 디젤 기관의 압축점화시 관계되는 온도, 압력에서 탄화수소의 산화기구를 잘 설명하는 Halsted 의 Shell model 이 널리 사용되며 다음과 같은 8 개의 간소화된 화학반응식으로 구성되어 있다.

연소모델은 다음의 일반적인 반응식으로 구성되어 있다.

Table 2 General Chemical Reaction model of Hydrocarbon Fuel

Chemical Reaction Steps	Chemical Reaction Process	Reaction Specific Constants
● Initiation	$Fu + Ox \rightarrow 2\bar{R}$	$K_q$ (30)
● Propagation	$\bar{R} \rightarrow \bar{R} + P + \text{Heat}$	$K_p$ (31)
	$\bar{R} \rightarrow \bar{R} + B$	$f_1K_p$ (32)
	$\bar{R} \rightarrow \bar{R} + Q$	$f_4K_p$ (33)
	$\bar{R} + Q \rightarrow \bar{R} + B$	$f_2K_p$ (34)
● Branching	$B \rightarrow 2\bar{R}$	$K_b$ (35)
● Linear Termination	$\bar{R} \rightarrow \text{nonreactive species}$	$f_3K_p$ (36)
● Quadratic Termination	$2\bar{R} \rightarrow \text{nonreactive species}$	$K_t$ (37)

여기서 Fu 는 탄화수소 연료( $C_{13}H_{23}$ ),  $\bar{R}$  는 연료로부터 생성되는 라디칼(radical), B 는 branching agent, Q 는 불안정한 중간생성종, 그리고 P 는 CO, CO<sub>2</sub> 와 H<sub>2</sub>O

로 구성되는 산화물이다. 상식에서 반응상수는 기본적으로 Arrhenius 형태를 취하며  $C_{13}H_{23}$  인 경우에 반응 상수의 형태는 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 K_q &= 1.2 \times 10^{12} \exp\left(\frac{-3.5 \times 10^4}{RT}\right) \\
 K_b &= 4.4 \times 10^{17} \exp\left(\frac{-4.5 \times 10^4}{RT}\right) \\
 K_t &= 3.0 \times 10^{12} \\
 K_{p1} &= 1.0 \times 10^{12} \\
 K_{p2} &= 1.0 \times 10^{11} \exp\left(\frac{-1.5 \times 10^4}{RT}\right) \\
 K_{p3} &= 1.0 \times 10^{13} \exp\left(\frac{-850}{RT}\right) \\
 K_p &= \frac{1}{\frac{1}{K_{p1}[O_2]} + \frac{1}{K_{p2}} + \frac{1}{K_{p3}[RH]}} \quad (38)
 \end{aligned}$$

$K_p$  에서 [ ]는 몰농도를 표시하며 단위는 moles/cm<sup>3</sup> 이다.  $K_{p1}$ ,  $K_{p2}$ ,  $K_{p3}$  는 각각 진행 단계를 위한 반응 계수들이다.

한편, 반응 인자인  $f_i$  는 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 f_1 &= A_{f1} \exp(-E_{f1}/RT) [O_2]^{x_1} [RH]^{y_1} \\
 f_2 &= A_{f2} \exp(-E_{f2}/RT) \\
 f_3 &= A_{f3} \exp(-E_{f3}/RT) [O_2]^{x_3} [RH]^{y_3} \\
 f_4 &= A_{f4} \exp(-E_{f4}/RT) [O_2]^{x_4} [RH]^{y_4} \quad (39)
 \end{aligned}$$

라디칼의 전과과정은 원래의 연료 분자로부터  $-\text{CH}_2$  그룹의 소모에 적절한 열 방출을 포함한다. 체적이  $V$  인 곳에서 발생하는 열량은 다음과 같다.

$$\Omega = \xi V K_p [\bar{R}] \quad (40)$$

여기서  $\xi$  는 라디칼이 한번 생성될 때마다 발생하는 열량이며 그 값은  $9.4 \times 10^4$  cal/cycle 이다.

## 2.6 난류 확산 연소 모델

본 연구에서는 난류를 동반한 고온에서의 연소반응을 계산하기 위하여 Magnussen 연소 model 을 사용한다.

연소모델의 주요 특징들은 다음과 같이 설명할 수 있다.

확산화염에서 연료와 산소는 다른 eddies 에서 발생한다. 모든 경우들에 있어서 화학반응들이 매우 빠르기 때문에 연소율은 연료와 산소 eddies 의 분자 scale 의 혼합비에 의해 결정되어 질 것 이라고 추측 할 수 있다. 다시 말해서 eddies 의 소산율에 의해 결정되어 질 것이라 추측 할 수 있다. 왜냐하면 연료와 산소는 간헐적인 질량 변화로서 나타나기 때문이고 이것은 종들(species)의 변화량과 평균 농도와의 관계일 것이다. 결론적으로 소산율은 반응 종들(species)의 평균 농도에 의해 표현 할 수 있다. 따라서 연료의 연소율은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$R_f = A \cdot \bar{c}_f (\varepsilon / \kappa) (kg / m^3 / s) \quad (41)$$

여기서  $A$  는 상수이고 화염의 구조 그리고 연료와 산소 사이의 반응에 의해 결정 되어 진다.  $\bar{c}_f$  는 국부 시간 평균 연료 농도 ( $kg / m^3$ ) ,  $\varepsilon$  는 난류운동에 너지의 소산율,  $\kappa$  는 난류 운동 에너지를 나타낸다. 그러나 연료의 시간 평균 농도가 크고 산소 농도가 작은 화염의 영역에서 산소는 반응 종으로서 가장 간헐적으로 나타난다. 그러므로 산소 eddies 의 소산은 (41)식과 같은 형태로 표현할 때 연소율을 제한 한다. 따라서 다음과 같은 식으로 표현 할 수 있다.

$$R_f = A \cdot (\bar{c}_{O_2} / r_f) (\epsilon / \kappa) (kg / m^3 / s) \quad (42)$$

여기서  $\bar{c}_{O_2}$ 는 국부시간 평균산소 농도,  $r_f$ 는 연료 1kg 을 태우는데 필요한 화학량론적인 산소 요구량을 나타낸다.

예혼합화염에서 연료와 산소는 동일한 eddies 에서 발생한다. 이러한 eddies 는 고온 연소 생성물을 함유하고 있는 eddies 로 부터 분리될 것이다. 이 경우에 연소율은 위에서 언급한 국부화염영역에 의해 결정되어 진다. 그러나 고온연소생성물의 농도가 낮은 지역인 경우에 고온 eddies 의 소산을 고려하는 여분의 방정식이 추가 되어야 하며 다음과 같이 나타낸다.

$$R_f = A \cdot B (\bar{c}_p / (1 + r_f)) (\epsilon / \kappa) (kg / m^3 / s) \quad (43)$$

여기서  $B$ 는 상수,  $\bar{c}_p$ 는 반응물들의 국부 시간 평균 농도를 나타낸다. 위에서 제시한 3 가지 방정식들은 일반적으로 확산 뿐만 아니라 예혼합화염에도 적용할 수가 있다. 이 방정식에서 가장 낮은 반응비가 국부연소율을 결정한다고 할 수 있다. 이 모델에서는 외형적으로 eddy break-up 모델과 매우 비슷하다. 그러나 이 모델은 농도변화 대신에 간헐적인 질량들의 평균농도를 eddies 의 소산으로 결부 시키는 것이 다르다고 할 수 있다. 결론적으로 이 모델은 농도 변화량을 위한 방정식의 해를 필요로 하지 않으며 이러한 점이 특별히 반응종들의 농도 변화량을 결정하는데 확신이 부족한 경우를 고려할 때 가장 큰 장점이다.

## 2.7 질소산화물 생성 모델

디젤기관의 NO<sub>x</sub> 는 고온 연소과정 동안에 공기중의 N<sub>2</sub> 나 연료중에 함유된 질소분(N)이 O<sub>2</sub> 나 O<sub>2</sub> 의 혼합물로부터 해리(Dissociation)에 의하여 생긴 산소원자와 고온 반응하여 모든 연료의 분무영역에서 다양한 농도로 생성된다. 이와 같이 디젤기관에서 생성 배출되는 NO<sub>x</sub> 는 높은 열효율을 위한 고온 사이클과 저속회전, 고압축비 등의 채용, 연료와 공기의 혼합과 연소과정이 지극히 복잡한 디젤연소의 특성 등으로 인해 다른 열기관에 비해 생성정도가 높은 편이다. 연소과정에서 발생하는 질소산화물은 NO 및 NO<sub>2</sub> 등으로 이루어지며 그 생성 기구에 따라 분류하면 연소공기중의 질소분자가 고온상태에서 산화되어 발생하는 Thermal NO<sub>x</sub> 와 탄화수소계 연료에서 화염면 및 그 근방에서 급격한 연소로 생성되는 Prompt NO<sub>x</sub> 및 연료중에 포함된 질소성분이 연소시에 산화되어 발생하는 Fuel NO<sub>x</sub> 로 나눌 수 있다.

디젤엔진의 연소과정에서 생성되는 NO<sub>x</sub> 는 90% 이상이 thermal NO<sub>x</sub> 에 의한 것이므로 본 연구에서는 Prompt NO<sub>x</sub> 와 Fuel NO<sub>x</sub> 는 고려하지 않는다.

### (1) Thermal NO<sub>x</sub>

연소가스 중의 산소분자는 1700°C 전후의 온도에서 O<sub>2</sub> 가 2O 로 분리되어 산소원자를 생성한다. 이 산소원자가 공기중의 질소분자(N<sub>2</sub>)와 반응하여 NO 를 생성하고 동시에 질소원자를 생성하며 이것이 다시 공기중의 산소와 반응하여 NO 를 생성한다. 또한 당량비 1 이상인 경우(rich burn)에는 1000K 이상에서의 연소생성물인 OH 와 N 이 반응하여 NO 를 생성함을 보여준다. Thermal NO<sub>x</sub> 의

생성은 주로 연소온도가 높고 연소영역에서 산소의 농도가 높을 때, 그리고 고온영역에서 연소가스의 체류시간이 길 때 많이 발생한다고 알려져 있으며 특히 온도의존성이 매우 높다.

일반적으로 Thermal NOx 의 생성율을 모델링하기 위해 확장 Zeldovich 기구를 사용하며 화학반응식은 다음과 같다.



대부분의 stoichiometric 조건이나 희박연소조건에서 OH 의 발생량은 소량이므로 본 연구에서는 무시하도록 한다.

또한 thermal NOx 의 생성은 1600K 이상에서 안정화가 된다고 할 때 다음의 부분 평형방정식이 사용된다.



상식에서  $k_f = k_1 \times k_3$  는 정반응비를 나타내고  $k_b = k_2 \times k_4$  는 역반응비를 나타낸다. 본 연구에서는 단지 정반응비만 고려하며 다음과 같은 NO 보존 방정식을 얻을 수 있다.

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k_f [N_2][O_2] \quad (46)$$

$$k_f = \frac{A}{\sqrt{T}} \cdot \exp\left(-\frac{E_a}{RT}\right) \quad (47)$$

여기서 A 는 pre-exponential factor 이며  $E_a$  는 activation energy 를 나타낸다.

## (2) Prompt NOx

공기중의 질소를 기원으로 하면서도 확대 Zeldovich 기구 이외의 경로로 급속히 생성되는 NOx 를 Prompt NOx 라고 한다. 즉 연료 과농 화염에서는 화염대 하류에서 서서히 NO 가 생성되는 연료희박화염에서와는 달리 거의 대부분의 NO 가 화염대내에서 생성되는데 화염대 전반부에서 생성된 HCN 이 후반부에서 감소되어감에 따라 NO 가 생성된다. 그 생성농도는 당량비( $\phi$ ) 1.2 ~ 1.4 에서 최대로 된다. 이와 같이 Prompt NOx 의 생성반응은 연소의 연쇄반응에 포함되어 있으나 포괄적인 생성기구는 다음과 같다. 즉 탄화수소의 열분해 반응의 도중에 CH 및 CH<sub>2</sub> 가 중간생성물로서 생성되고, 이들이 공기 중의 N<sub>2</sub> 와 반응하여 HCN, N, NH 를 만든다.



여기에서 N 은 Zeldovich 기구의 반응식에 의해 NO 로 반응하고, HCN 과 NH 는 아래 일련의 반응식에 의해 NO 로 변화한다.





이 Prompt NO<sub>x</sub> 는 최근에 와서 확산화염연구에 의해 중요성이 인식되고 있다. Prompt NO<sub>x</sub> 생성 반응은 활성화 에너지가 작은 것이 많고, 온도를 낮추어도 생성량에 큰 변화는 보이지 않는다.

### (3) Fuel NO<sub>x</sub>

화합물의 형태로 연료에 함유되어 있는 질소성분이 산소와 반응하여 생성되는 NO<sub>x</sub> 를 Fuel NO<sub>x</sub> 라고 하며, 연료중 질소의 결합형태는 각각의 질소가 탄소나 다른 원소와 유기적으로 결합된 형태로 되어 있어, 이중구조의 형태보다 쉽게 끊어져 Fuel NO<sub>x</sub> 의 생성속도는 Thermal NO<sub>x</sub> 보다 빠르게 일어난다. 연료기원 NO<sub>x</sub> 의 생성기구는 반응식(46)과 아래의 (52)와 같이, 연료유에 함유된 질소분 (N)이 이 연소과정중 O<sub>2</sub> 에 의해 산화되거나, 화염대에서 N 이 분해하여 NH<sub>i</sub> (i= 0~2)인 중간생성물로 된 후 OH 와 반응하여 NO 를 생성하거나 반응식(52) 과 같이 HCN 을 생성한 후 일부가 OH 와 반응하여 NH<sub>i</sub> 로 분해되는 일련의 반응을 거쳐 Fuel NO<sub>x</sub> 를 생성하게 된다.



단 위 반응식에서 R(radical)은  $O_2$ , O, OH 중의 하나이다.

디젤기관에 사용되는 대부분의 연료유는 종류에 따라 0.001~0.4(mass %)까지 질소분(N)을 함유하며 특히 선박용 대형 저속기관에 많이 사용되는 Bunker-C의 경우 0.4%(mass)의 높은 질소분을 함유하고 있다.

Fuel 질소분(N)은 화염대와 그 주변 후류에서 급속히  $NO_x$  로 변환된다. 또 Fuel N 중에서 Fuel  $NO_x$  로 변하는 비율을 변환율(전환율)이라하며, 온도가 높을수록, 그리고 산소농도가 높을수록 높게 되며 80%를 넘는 경우도 있다. 그러나 온도 의존성은 Thermal  $NO_x$  만큼 높지 않다. 또한 연료의 질소함유량이 높은 경우 오히려 변환율이 저하하는 경향이 있다.

## 2.8 Soot 생성 및 산화 모델

디젤엔진에서의 soot 배출량은 불균질한 반응물을 갖는 연소 특성으로 인해 가솔린 엔진보다 많다. 그을음이라 불리우는 soot 의 주요 성분은 연소시 발생하는 고체 탄소 화합물이다. 대부분의 soot 는 엔진 운전중 항상 연소 초기에 발생하고 이것은 산화과정을 통해서 감소하게 되며 디젤엔진에서 soot 배출량은 soot 산화 과정의 정도에 의해 결정 된다. 하지만 현재까지도 엔진 연소실 내의 복잡한 연소과정 및 산화과정에 대한 명확한 이론이 정립되지 않아 soot 의 생성 및 산화 과정을 정확하게 예측하는 것은 현실적으로 불가능하다.

현재까지 밝혀진 연구자료에 의하며 soot 의 생성 및 산화과정은 화염의 온도 혹은 난류 혼합 강도, 연료양, 산소의 분압, 압력등에 의해 영향을 받는것으로 알려져 있다. 이번 연구에서 사용한 FIRE 코드의 사용된 soot 생성, 성장, 산화 과정에 대한 기본적인 이론은 다음과 같다.

Soot의 질량변화율은 soot의 생성율과 산화율의 차와 같고 이를 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\frac{dm_{soot}}{dt} = \frac{dm_{form}}{dt} - \frac{dm_{oxid}}{dt} \quad (51)$$

soot의 생성율에 대하여는 Hiroyasu[19]의 soot 생성모델을 사용하여 아래와 같이 계산하였다.

$$\frac{dm_{form}}{dt} = A_f m_{fv} P^{0.5} \exp\left(-\frac{E_{sf}}{RT}\right) \quad (52)$$

$$\frac{dm_{oxid}}{dt} = A_o m_{soot} \frac{PO_2}{P} P^{1.8} \exp\left(-\frac{E_{sc}}{RT}\right) \quad (53)$$

여기서  $m_{fv}$ 는 연료 증기의 질량,  $P$ 는 압력(bar),  $A_o$ 와  $A_f$ 는 상수,  $E_{sf}$ 는 12500(cal/mole),  $E_{sc}$ 는 14000(cal/mole),  $PO_2$ 는 산소의 분압,  $m_{soot}$ 은 soot의 질량을 나타낸다.

## 2.9 해석 알고리즘 및 계산 순서

전산해석을 위한 격자 생성 절차는 자동차 회사등에서 흔히 쓰고 있는 3 차원 CAD 프로그램인 CATIA 를 이용하여 CADAM 2D 설계 도면을 3 차원 Solid 데이터로 만든 후 표면데이터(Surface data)를 생성한다. 이 데이터를 FIRE 코드에서 읽을 수 있도록 중립 파일인 STL 파일로 변경후 FIRE 코드로 넘긴다.

피스톤의 움직임을 고려한 실린더내 유동을 해석하기 위해서는 피스톤의 움직임에 따라서 계산되는 영역이 변하기 때문에, 계산 격자 역시 피스톤의 움직임에 따라서 다시 생성하여 해석을 수행하여야 한다. 그러나 현실적으로 각각의 시작에 따라 계산 격자를 다시 생성한다는 것은 불가능하기 때문에, 본 연구에서 사용한 FIRE 코드에서는 기본적으로 두 개의 Data set 사이의 Interpolation 을 이용하여, 계산에 필요한 격자의 위치를 계산하여 해석을 수행한다. 이 기본이 되는 두 세트의 격자는 각각 같은 Topology 를 가져야 하며, 같은 수의 셀 및 같은 연결 주소(Link address)를 가져야 한다. 이는 움직이는 격자의 개념이 각 격자 점에 대한 두 개의 경계 위치를 고정한 후 중간 값을 Interpolation 에 의하여 결정하기 때문이다.

기상의 방정식들은 유한체적법에 의하여 해석되며 모멘텀-압력쌍의 수정은 정상 상태에서의 압력수정 기법인 SIMPLE 알고리즘을 사용한다.

수렴조건은 6 개의 지배방정식과 3 개의 운동량 (U,V,M)방정식 그리고 2 개의 난류량( $\kappa, \epsilon$ ) 방정식 계산에서 발생하는 잔류 원천항(Residual resource)의 크기로써 결정한다. 즉 반복계산 중 이전 단계에서의 계산결과와 현 단계에서의 계산 결과와의 차이를  $2 \times 10^{-5}$  이하로 하였다. 그리고 이완계수(Underrelaxation

factor)는 모멘텀 계산에서 0.7, 압력 계산에서 0.5, 난류에너지 계산에서 0.3, 난류소산율 계산에서 0.3 을 적용하였다.

본 연구에서는 Fig. 2 와 같이 피스톤의 움직임을 고려 3 단계의 격자를 이용하였으며 격자 수는 TDC 위치에서 210,000 개, TDC 후 20 도 지점(크랭크각도 340 도) 280,000 개, TDC 후 50 도 지점(크랭크각도 310 도) 400,000 개의 격자 수를 각각 가진다.

### 제 3 장 초기조건 및 경계조건

앞서 설명한 sub-model 들을 적용하여 연료 분무부터 점화, 연소, 배기 발생 계산을 실행하였으며 본 연구에 적용된 엔진의 주요 사양은 Table 3 와 같다. 실린더 상단에 120 도 간격으로 연료밸브 3 개가 적용되며 스윙비는 5.5, 초기 연소실내 가스의 온도와 압력은 배기밸브가 닫히는 시점부터 TDC 까지의 계산 결과를 바탕으로 각각 310K, 3.2bar 로 주었다. 연소실내 각부품의 벽면 온도는 측정 결과를 참고로 하여 Fig. 3 와 같이 실린더커버 내면 650K, 피스톤 크라운 상부 653K, 배기밸브 하단부 873K, Atomizer 650K 로 적용하였고 TDC 후 부터 0.1 도 간격으로 계산을 수행하였다. 여기서 특별한 사항은 중.소형 엔진 연소실과 달리 분사 기간 동안 연소실 안으로 분사된 연료가 연소실 벽면이나 피스톤 크라운 표면에 직접 충돌을 하는 현상은 발생하지 않는다.

사용된 연료는 계산의 편의상 실제 적용된 Bunker-A 와 저위발열량이 비슷한  $C_{13}H_{23}$  의 연료를 선택하였다.

Atomizer 분공 형상에 따라서 4 가지 형태(Table 4 로 구별하여 계산을 수행하였으며 각 Atomizer 분공 형상에 따른 연소현상을 비교, 분석 하기 위해 소기온도, 소기압력, 연료량은 서로 동일하게 적용하였다. 최대 연소 폭발 압력 형성에 주요한 영향을 미치는 연료분사 시작점 및 기간은 Atomizer 분공의 단면적을 기준으로 하여 NOx-A, NOx-B, Fuel-C, Fuel-D 등 4 가지 형태로 구분하여 적용하였으며 Fig. 4 에서는 본 계산에 적용된 연료공급율에 대한 그래프를 나타내고 있다.

일반적으로 엔진 연소실을 CFD 로 해석 할 경우 많은 논문들에서는 계산 시간 단축을 위해서 연소실 형상이 축대칭이고 실린더 헤드의 중앙에 분사밸브가 있는 경우로 가정하여 계산을 수행하지만 본 연구에서는 연소실 형상과 분사 밸브의 위치를 고려 전체적인 유동장을 대상으로 계산을 수행하였다. 계산은 IBM-SP2 서버(CPU 160MHz, Memory 512MB)에서 수행하였으며 계산시간은 각 경우에 약 94 시간이 걸렸다.

Table 3 Engine Specification

Cylinder bore x stroke (mm)	900 x 2550
Connecting rod length (mm)	3510
Swirl ratio	5.5(estimated)
Engine speed (RPM)	94(100% load)
Injected Fuel mass (g/cyl.rev)	147.87
Injected Fuel	Diesel
Injection duration NOx-A, NOx-B, Fuel-C Fuel-D	17.4 deg 17.2 deg

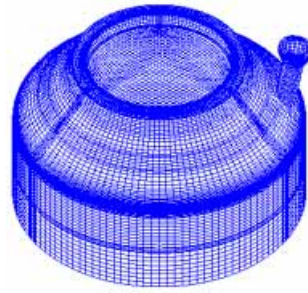
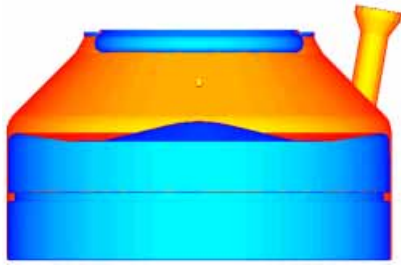
Table 4 Atomizer Hole Geometry

TYPE	DIA.	1	2	3	4	5	Atomizer hole Surface Area (mm <sup>2</sup> )
NOx-A	5 x $\phi$ 1.4	<sup>1)</sup> -10°	+15°	+42°	+48°	+74°	7.697
		<sup>2)</sup> 31°	34°	36°	10°	25°	
NOx-B	5 x $\phi$ 1.4	-10°	+15°	+42°	+48°	+74°	7.697
		29°	32°	35°	10°	25°	
Fuel-C	1.3(1,2)- 1.4(3,5)- 1.6(4)	-18°	+5°	+43°	+46°	+72°	7.744
		24°	21°	34°	11°	22°	
Fuel-D	1.35(1,2)- 1.45(3,5)- 1.65(4)	-18°	+5°	+43°	+46°	+72°	8.304
		26°	23°	36°	10°	24°	

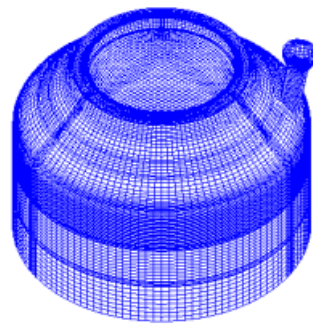
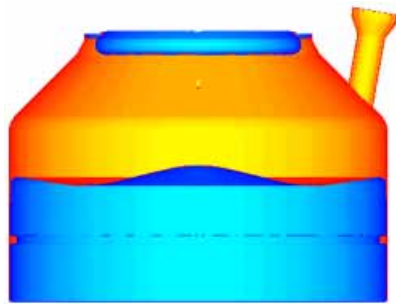
1) Air Flow Direction ( + : same with air flow, - : against with air flow)

2) Inclination

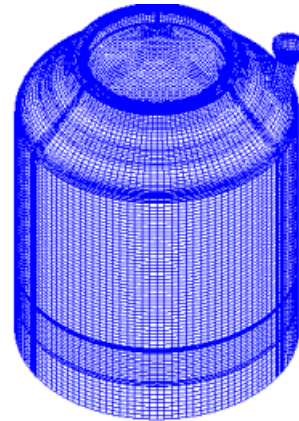
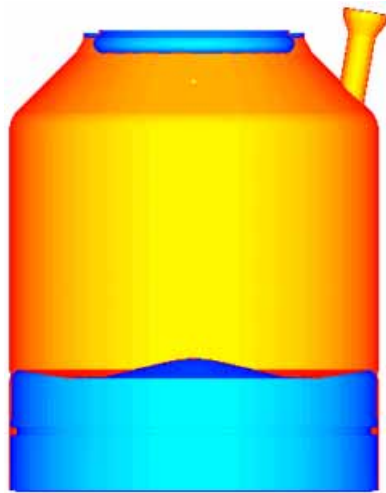




**TDC, C/A 360 Deg Cell NO: 210,000**



**C/A 340 Deg Cell NO: 280,000**



**C/A 310 Deg Cell NO: 400,000**

Fig. 2 Computational grids at Crank angle of 360 °, 340 °, 310 °

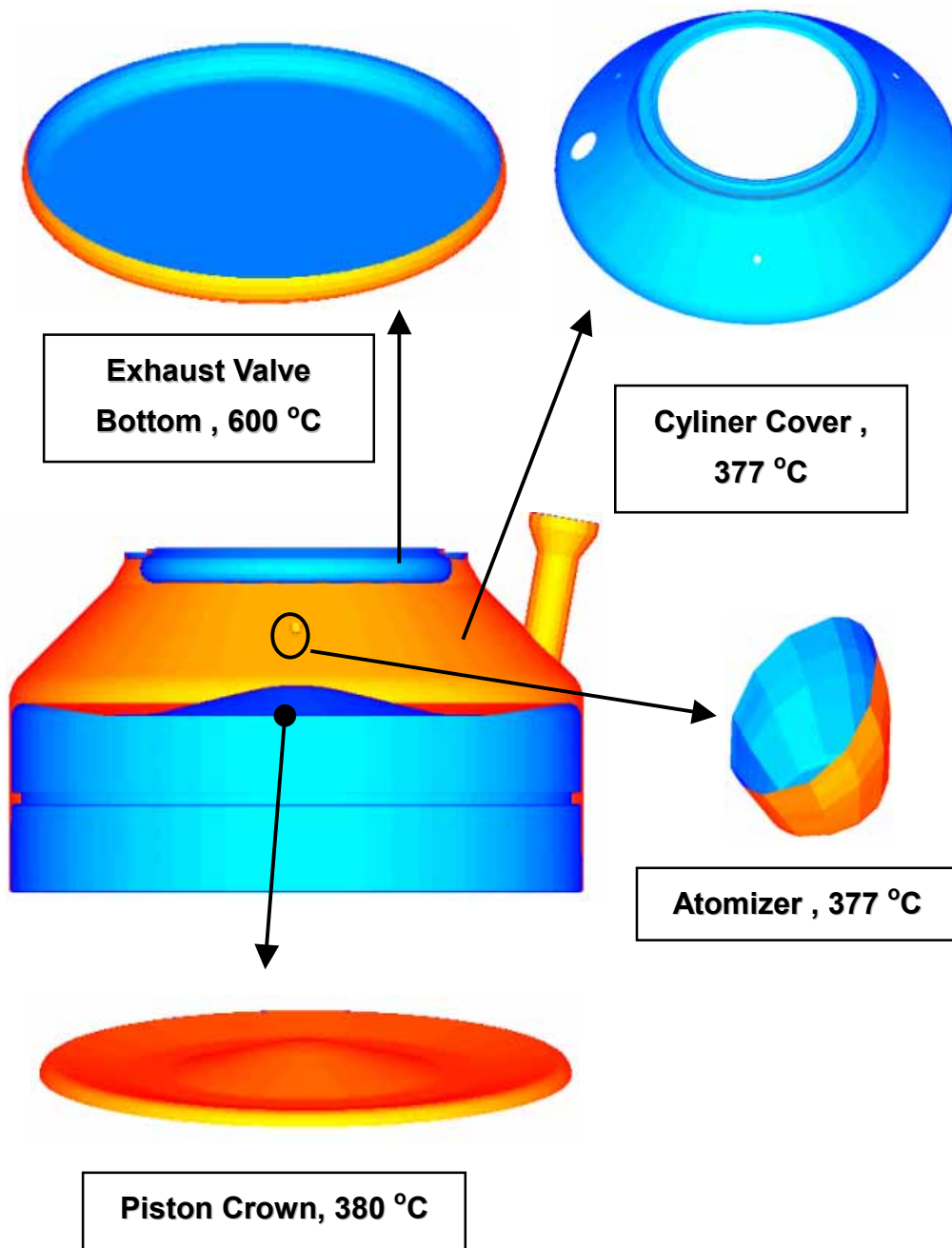


Fig. 3 Boundary Condition

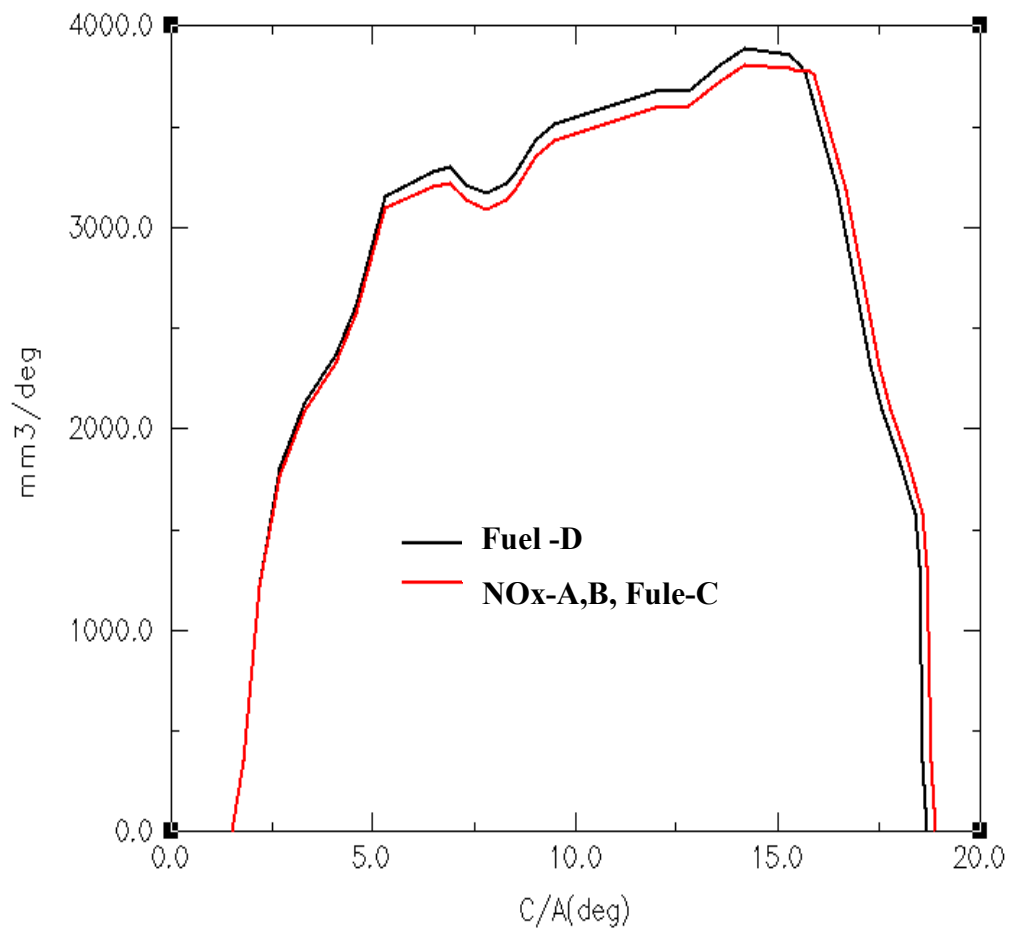


Fig. 4 Fuel Flow Rate

## 제 4 장 계산 결과 및 고찰

### 4.1 Atomizer 형상에 따른 액적 분포 해석

계산의 시작은 TDC 에서 시작되며 크랭크각 60° 동안 수행되었다. 계산결과로 연료 분무 현상, 연소실내의 온도 및 압력 변화, 배기 발생량, 연소실 주요 부품들에 미치는 열유속 등이 주어지며, Atomizer 형상이 연소에 미치는 영향을 중점적으로 분석하였다.

Fig. 5 는 실린더 중앙 단면과 Z=0.11m 보여준다.

Fig. 6 ~ Fig. 9 는 SMD 데이터를 각도에 따라 도시한 것이다. 분무 주 유동의 중심에서 액적의 크기가 크며 분무 주 유동의 가장자리로 갈수록 액적의 크기는 작아짐을 알 수 있다. 분열후 약 50 $\mu$ m 이하(Slide-C type 은 100 $\mu$ m 이하)로 감소하였던 액적들의 크기 및 양이 크랭크 각도가 진행됨에 따라 하류로 가면서 일정량이 증가됨을 알 수 있다.

또한 연료 분사기간 동안 연소실내 유동장의 액적이 스월에 의한 영향은 적으며 연료분사기간이 끝난후 공기 유동 방향에 따라 액적의 거동이 변하는 것을 알 수 있다.

Fig. 10 은 해석 영역 전체에 존재하는 모든 액적들의 평균 SMD 의 크랭크 각도에 따른 변화를 도시한 것이다. 분사후 크랭크각도 1~2° 후 액적들이 분열하며 분열후 액적들의 크기가 급격히 감소하고 분사 후 약 2.5° 가 지나면 평균 액적의 크기는 거의 일정해졌다가 CRA 380° 이후 약간 커졌다가 다시 감소함을 알 수 있다. Atomizer 형상에 따라 SMD 의 분포현황이 약간의 차이는 있지만 전체적인 분포 경향은 비슷하다.

Fig. 11 ~ Fig. 14 는 대형 저속 엔진에서 Atomizer 형상에 따른 크랭크 각도에 따른 연료 분포의 변화를 파악하기 위하여 피스톤의 움직임을 고려하여 실린더 내의 연료분포를 해석한 결과이다. 연료분무의 중심 및 연소실의 중간 지점에서 연료분포가 높게 나타나며 atomizer hole 크기가 상대적으로 큰 Fuel-C & Fuel-D 형태에서 과농 영역이 넓게 분포 되어 있는 것을 알 수 있다. 연료의 분사기간이 끝나는 크랭크 각도 380 도 이후에는 아직 증발되지 않은 연료가 연소실내의 swirl 영향으로 연소실 벽면 쪽으로 농후한 혼합기가 존재한다.

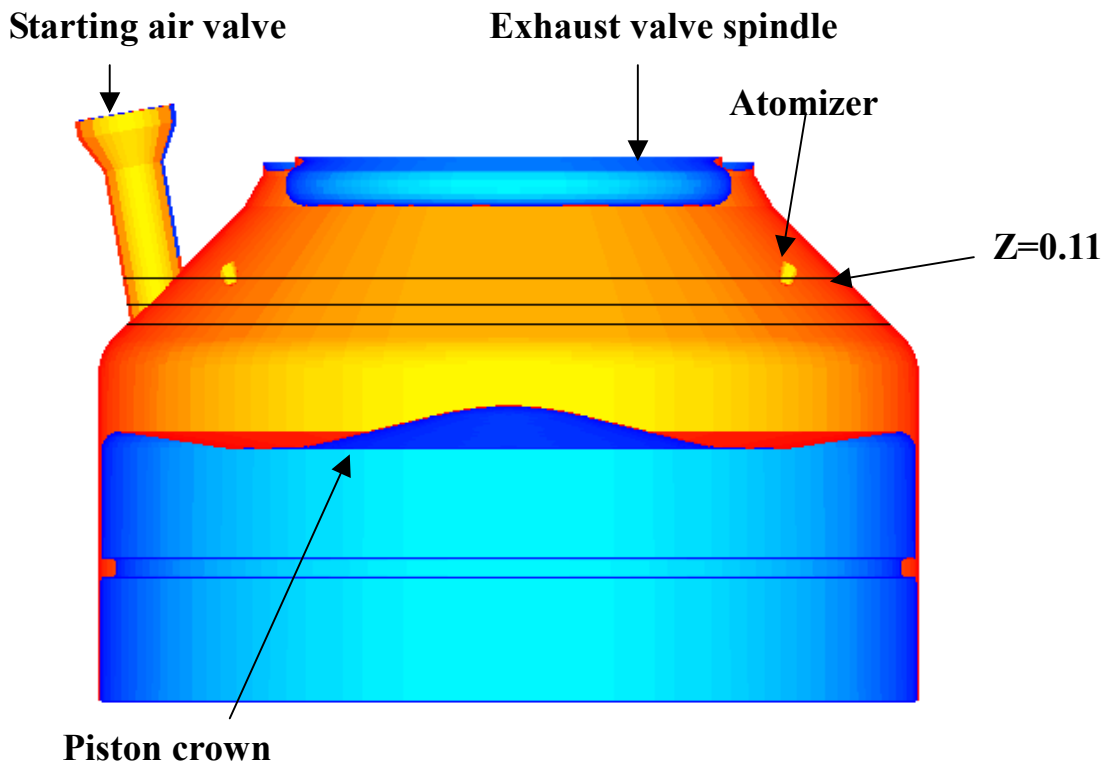


Fig. 5 Cross Section View of Combustion Chamber for Spray & Combustion Calculation

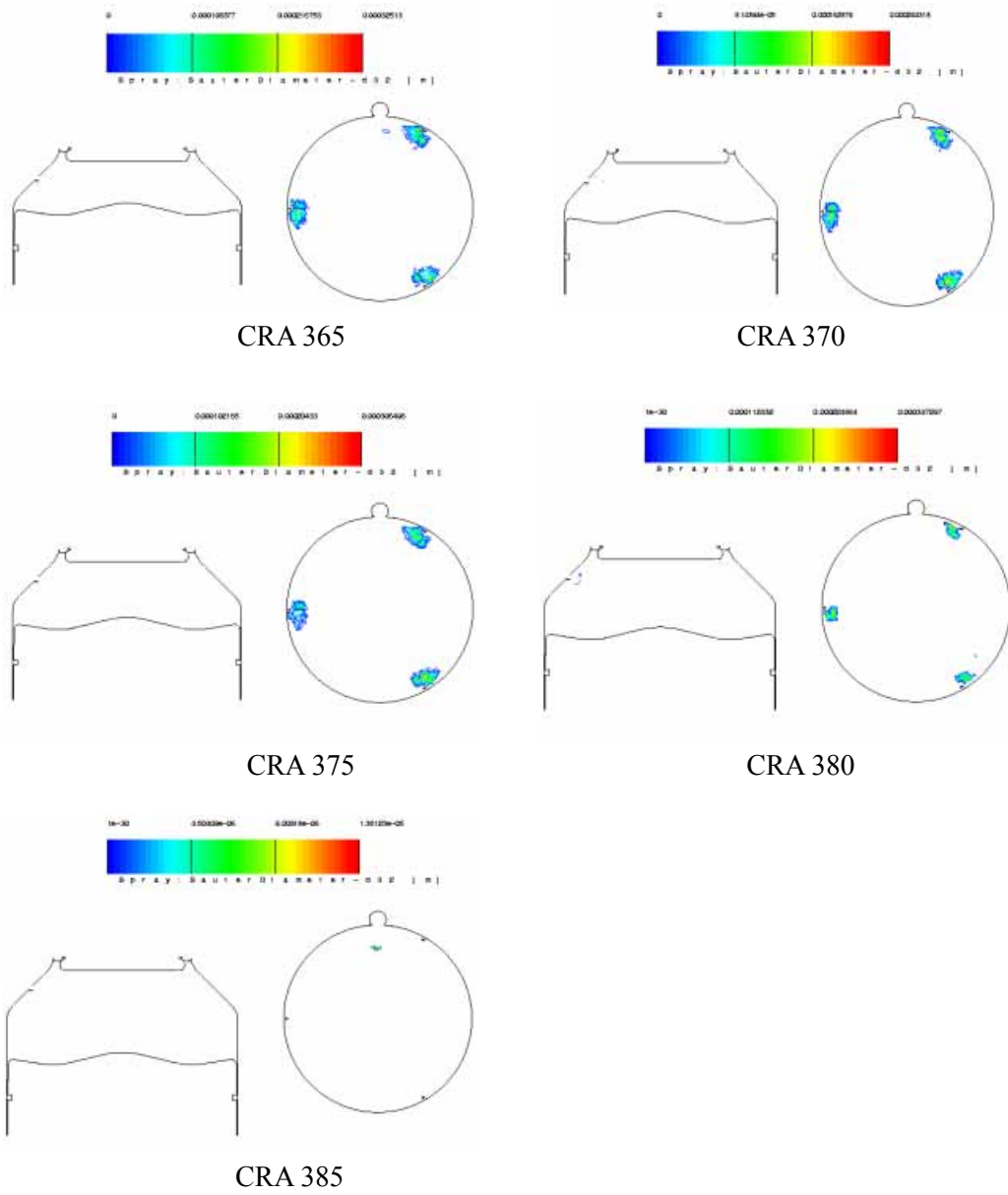


Fig. 6 Distribution of SMD at NOx-A Type Atomizer

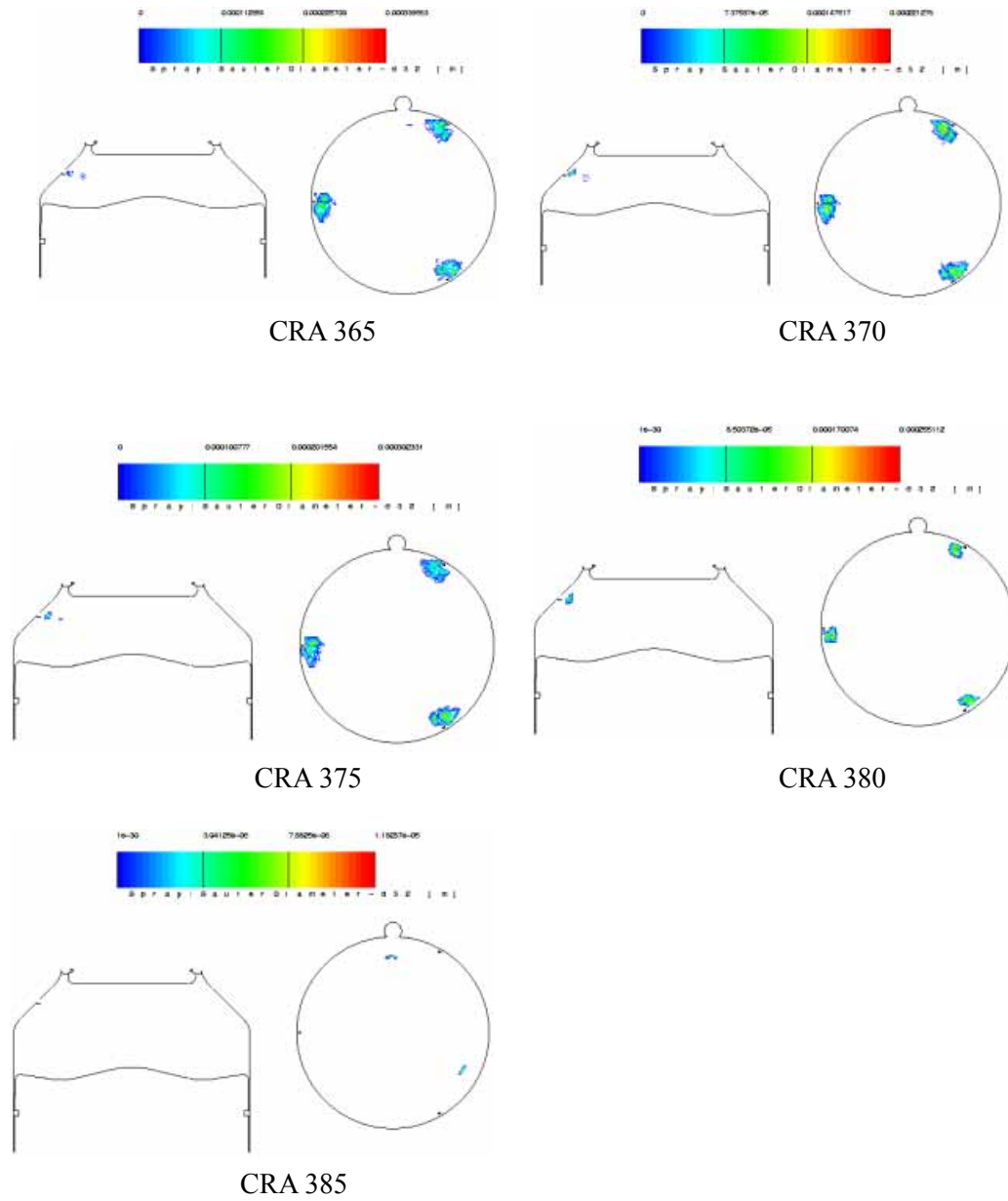


Fig. 7 Distribution of SMD at NOx-B Type Atomizer

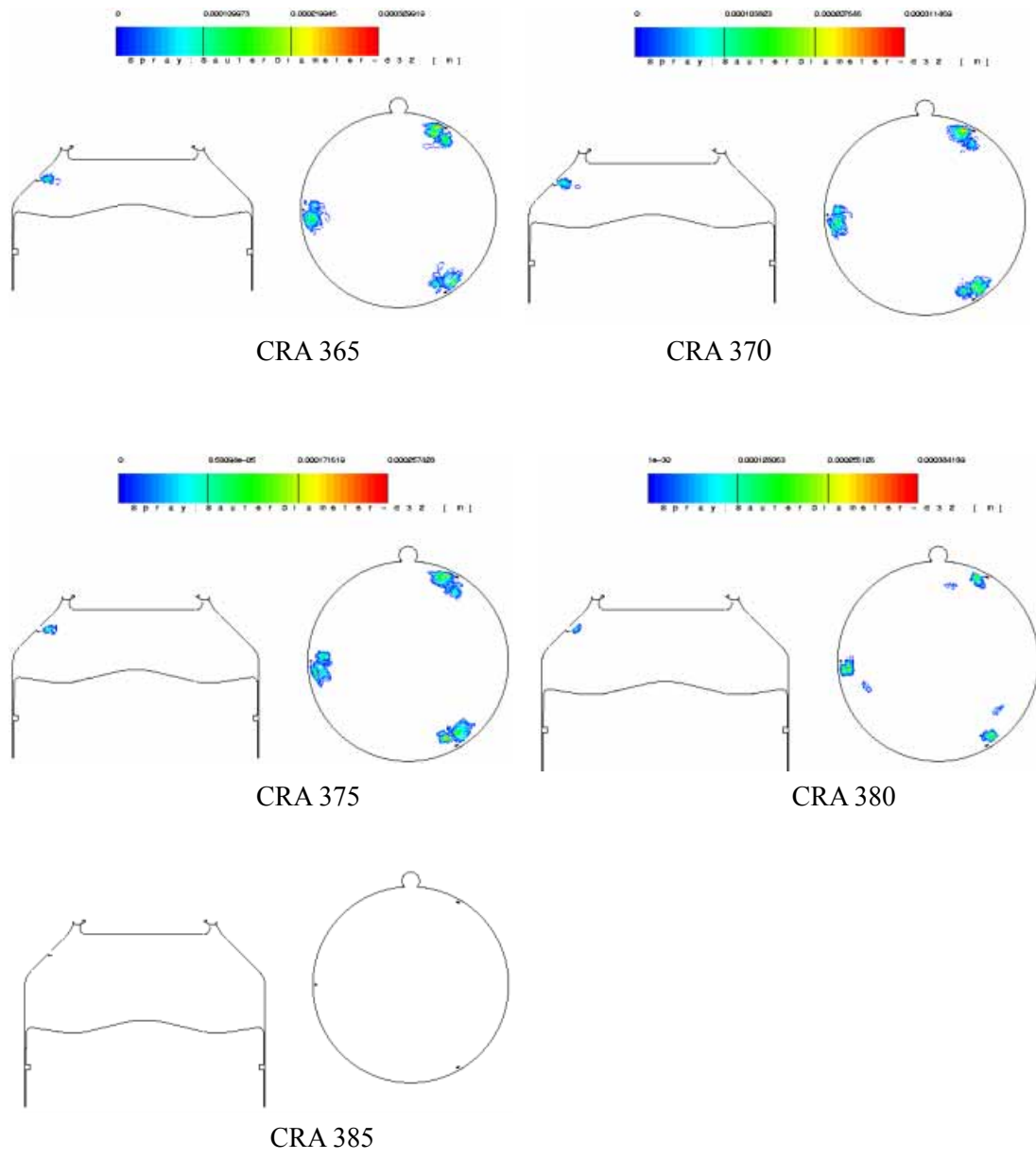


Fig. 8 Distribution of SMD at Fuel-C Type Atomizer



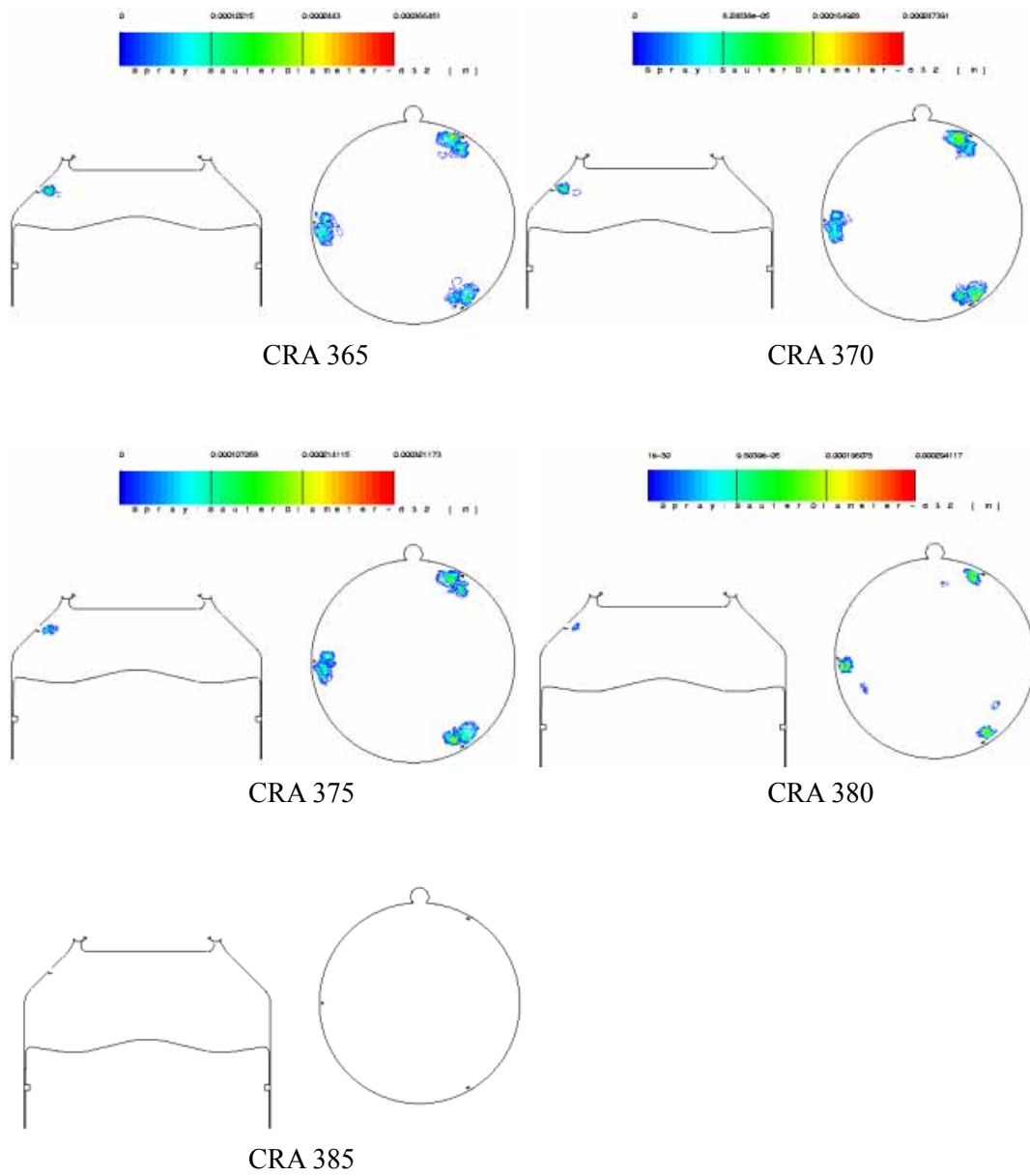


Fig. 9 Distribution of SMD at Fuel-D Type Atomizer

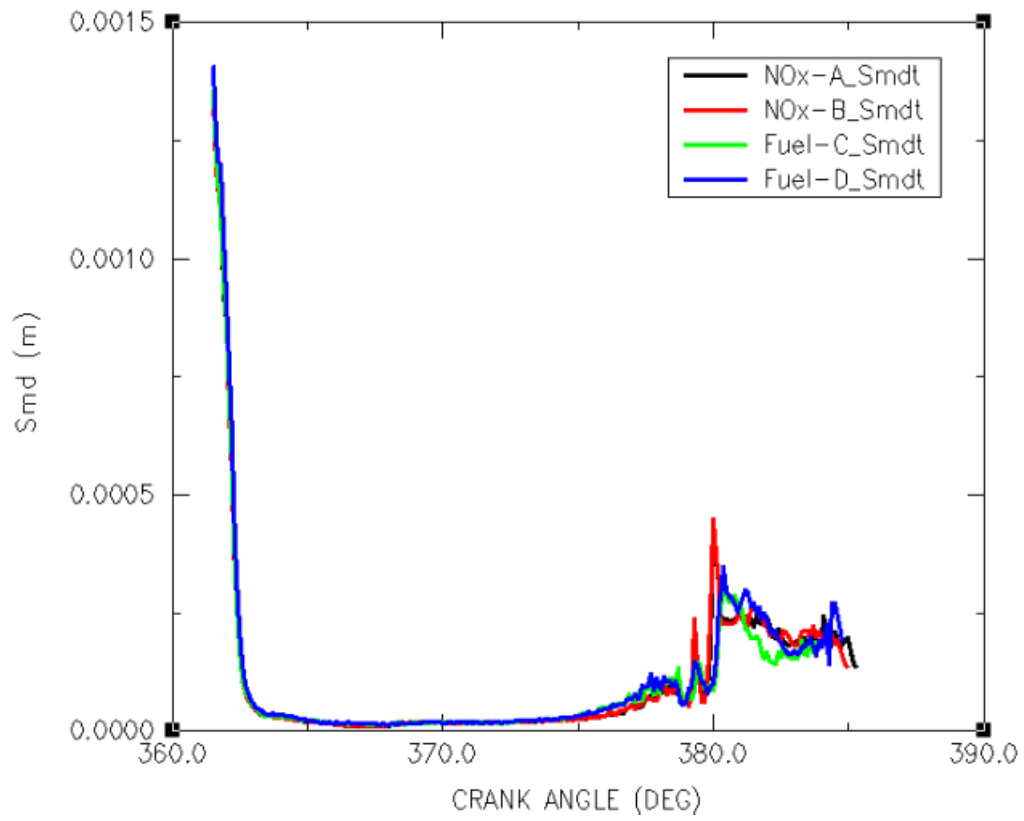


Fig. 10 Distribution of SMD for Various Atomizer Types

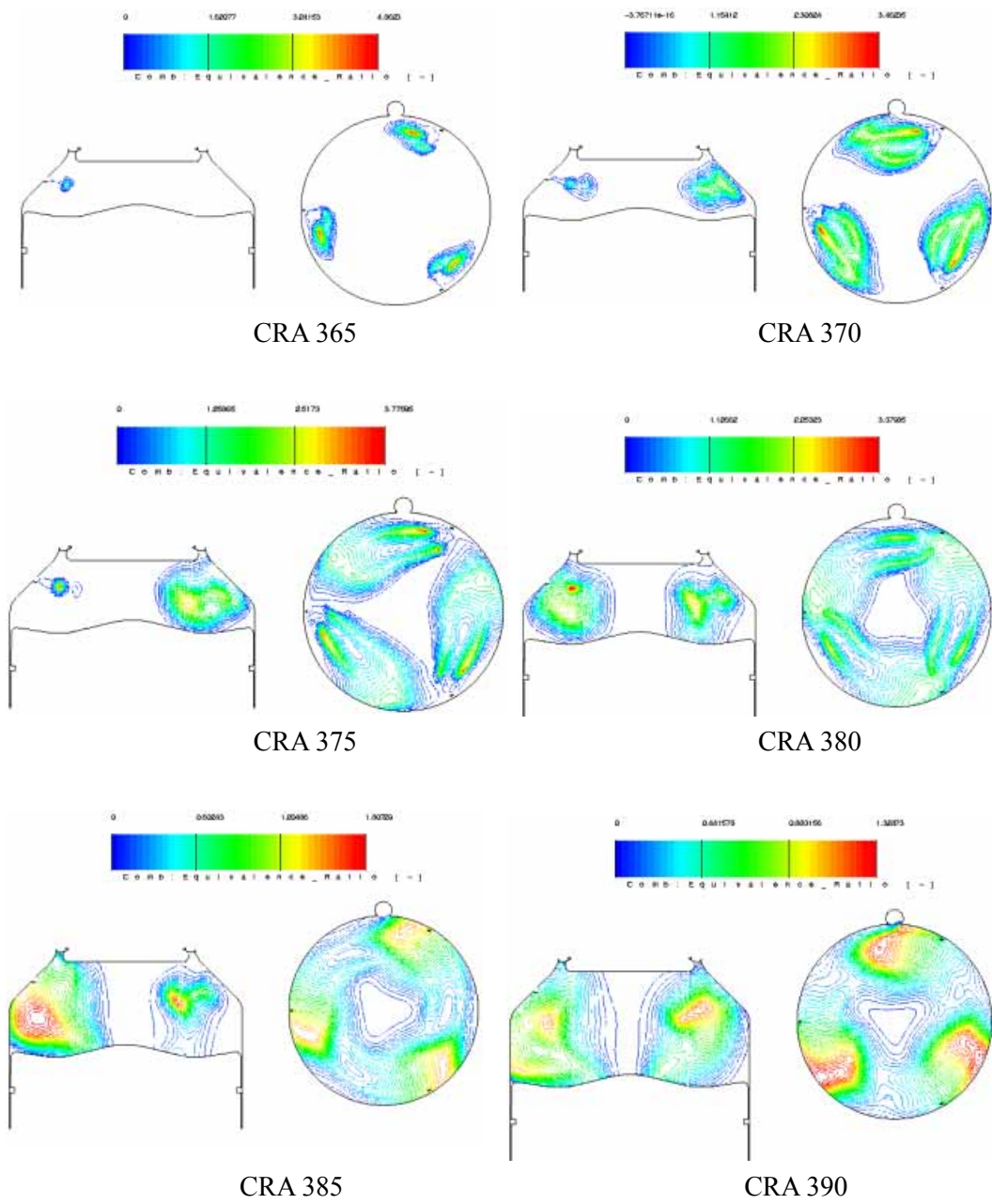


Fig. 11 Distribution of Equivalence Ratio at NOx-A Type Atomizer

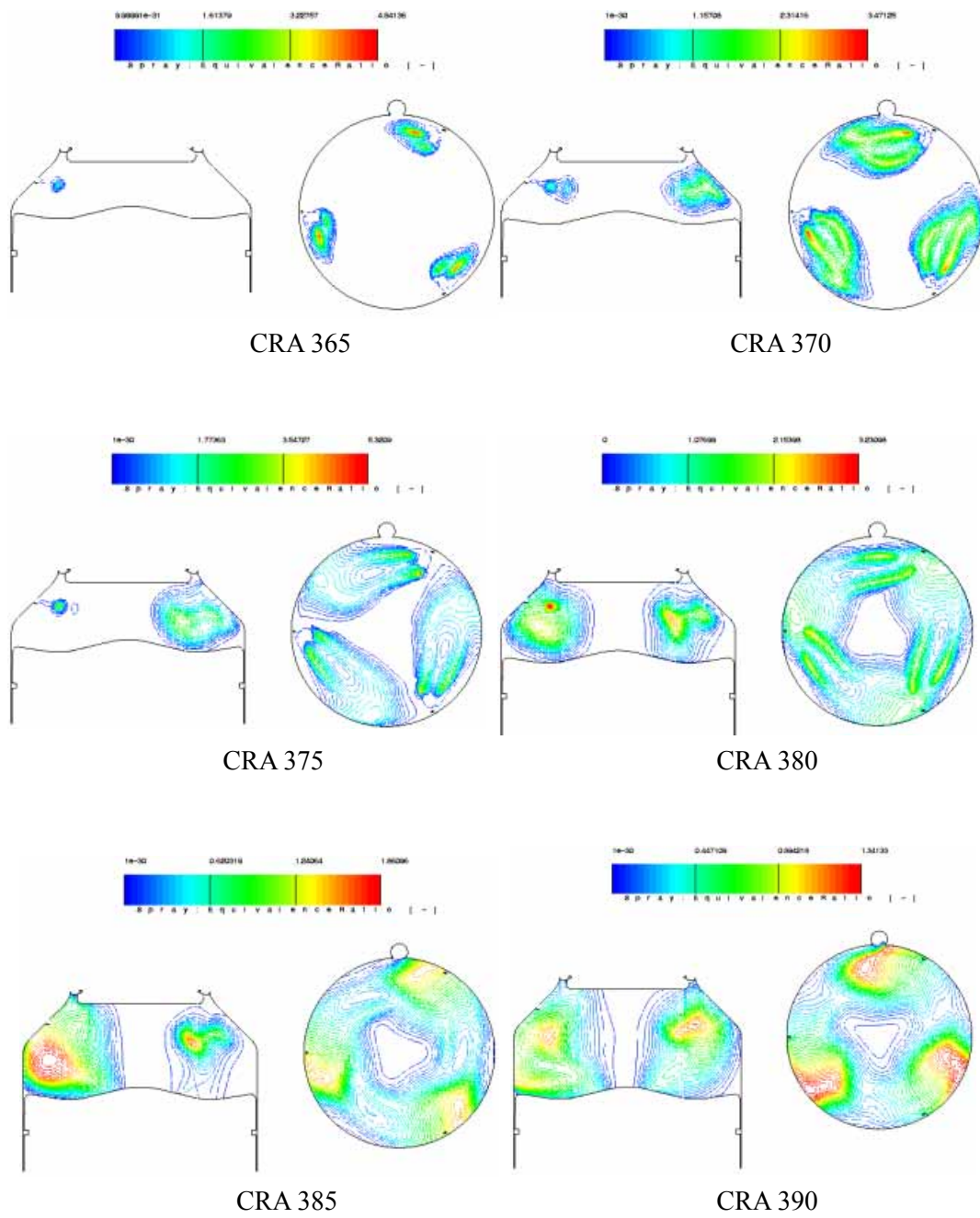


Fig. 12 Distribution of Equivalence Ratio at NOx-B Type Atomizer

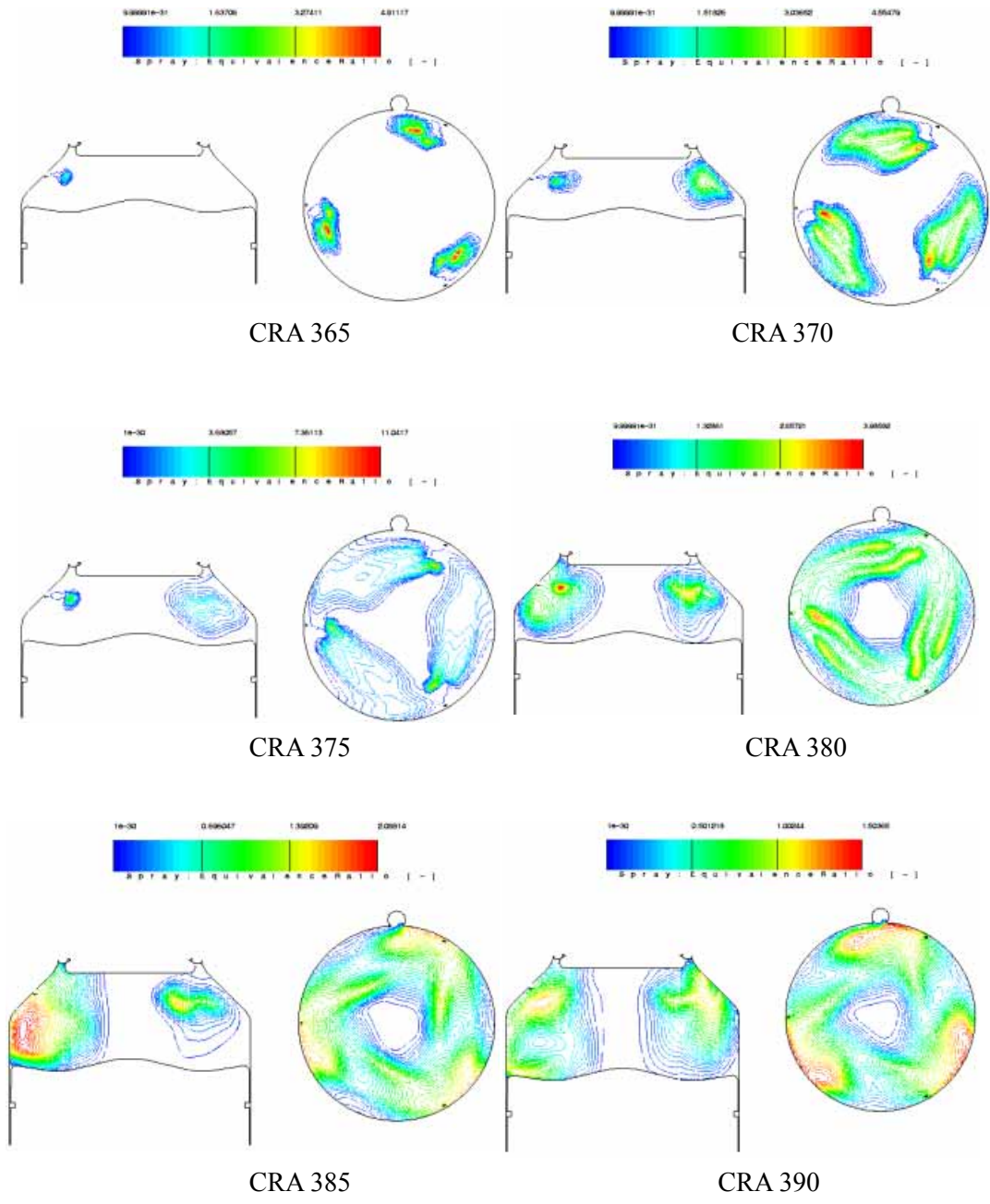


Fig. 13 Distribution of Equivalence Ratio at Fuel-C Type Atomizer

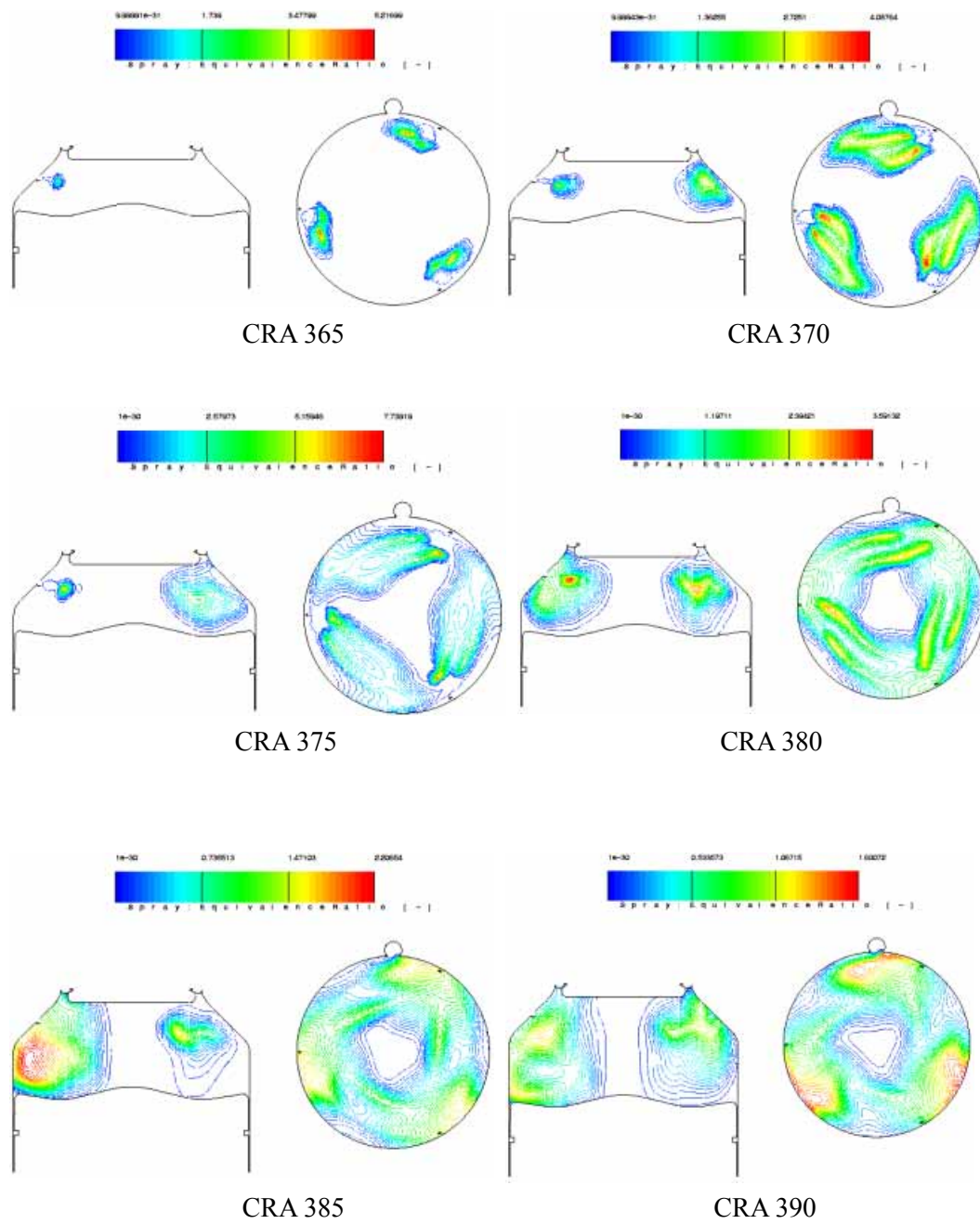


Fig. 14 Distribution of Equivalence Ratio at Fuel-D Type Atomizer

## 4.2 Atomizer 형상에 따른 유동 해석

Fig. 15 는 연소실 압력에 대한 측정결과와 계산결과를 크랭크각도 진행에 따라 표시하였다. TDC 이후 최고압력까지의 압력 데이터는 측정결과와 계산결과가 약간의 차이를 나타내지만 전체적인 압력 데이터는 측정결과와 비교적 양호하게 일치한다.

따라서 이러한 검증 과정에서 최종 선정된 sub 모델들에 대한 상수를 기준으로 Atomizer 형상에 따른 연소실 압력을 비교하였다. 연료분사기간인 CRA 365° ~ CRA 375° 의 연소실 압력 분포를 보면 Atomizer 주위가 다소 높게 나타나며 CRA 380° 이후 부터는 연소실 전체가 균등하다. CRA 385° ~ CRA 390° 사이에서는 Fig. 11 ~ Fig. 13 에서 확인한 바와 같이 스월의 영향으로 인하여 연소실 벽면쪽으로 연료가 분포되므로 연소실 압력 또한 연소실 중심보다 약간 높게 나타난다.

Fig. 20 ~ Fig. 21 은 Atomizer 형상들에 따른 연소실 전체 평균 압력 및 열발생율을 나타내는데 5 개의 Atomizer 분공 중에서 분공 크기가 다르면서 약간 큰 Fuel-C & Fuel-D 형상이 Atomizer 분공이 균일한 NOx-A, NOx-B 형상 보다 압력과 열발생율 값이 약간 높게 나타난다. 이러한 이유는 Atomizer 분공이 클수록 연소실 내에서 분사되는 연료의 관통거리가 길어지므로 정해진 시간내에 공기와 혼합이 상대적으로 활발하므로 연소속도와 연소압력 또한 높은 것으로 판단된다.

Fig. 22 ~ Fig. 25 는 실린더내 난류운동에너지 변화에 대한 유동장을 크랭크 각도에 따라 나타내었다. CRA 365° ~ 375° 에 보여주듯이 연료의 분사방향이 공기흐름과 역방향인 부근에서 특히 강한 난류운동에너지를 보여주고 있으며 난류운동에너지 세기를 비교해보면 Atomizer 분공의 크기가 상대적으로 큰 Fuel-C, Fuel-D 형상 Atomizer 가 다소 크게 나타난다.

Fig. 26 ~ Fig. 29 는 실린더내 유동장에 대한 온도 분포 현황을 보여주고 있다. Atomizer 분공의 크기에 따라 차이가 확실하게 나타나고 있으며 특징으로는 Atomizer 분공 크기가 동일한 NOx-A & NOx-B 형상 Atomizer 가 연소실내에 관

통거리가 비슷하므로 화염 분포면적 또한 상대적으로 수평방향으로 좁고 수직 방향으로 넓게 퍼지는 현상을 보여준다. 이에 비하여 Fuel-C & Fuel-D 형상 Atomizer 는 Atomizer 분공의 크기가 NOx-A & NOx-B 형상 보다 커므로 연소실 내 연료의 관통길이 또한 넓다. 따라서 화염의 분포면적 또한 수평방향으로 넓고 수직방향으로 좁게 나타난다. 또한 크랭크 각도에 따른 화염의 진행방향을 고찰해보면 3 개의 연료분사밸브에서 분사된 연료가 연소후 약 20° 가 지나 CRA 380° 근처에서 인접한 Atomizer 분공 표면으로 화염이 도달하게 된다. Fig. 30 은 4 가지 Atomizer 형상에 대한 연소실내 최대 온도를 크랭크각도에 따라 나타낸 그래프로서 NOx-A & NOx-B 형상 Atomizer 가 Fuel-C & Fuel-D 형상 Atomizer 보다 20 ~ 30K 정도 크게 나타나며 이러한 결과는 NOx 의 발생량에 직접적인 영향을 미친다.



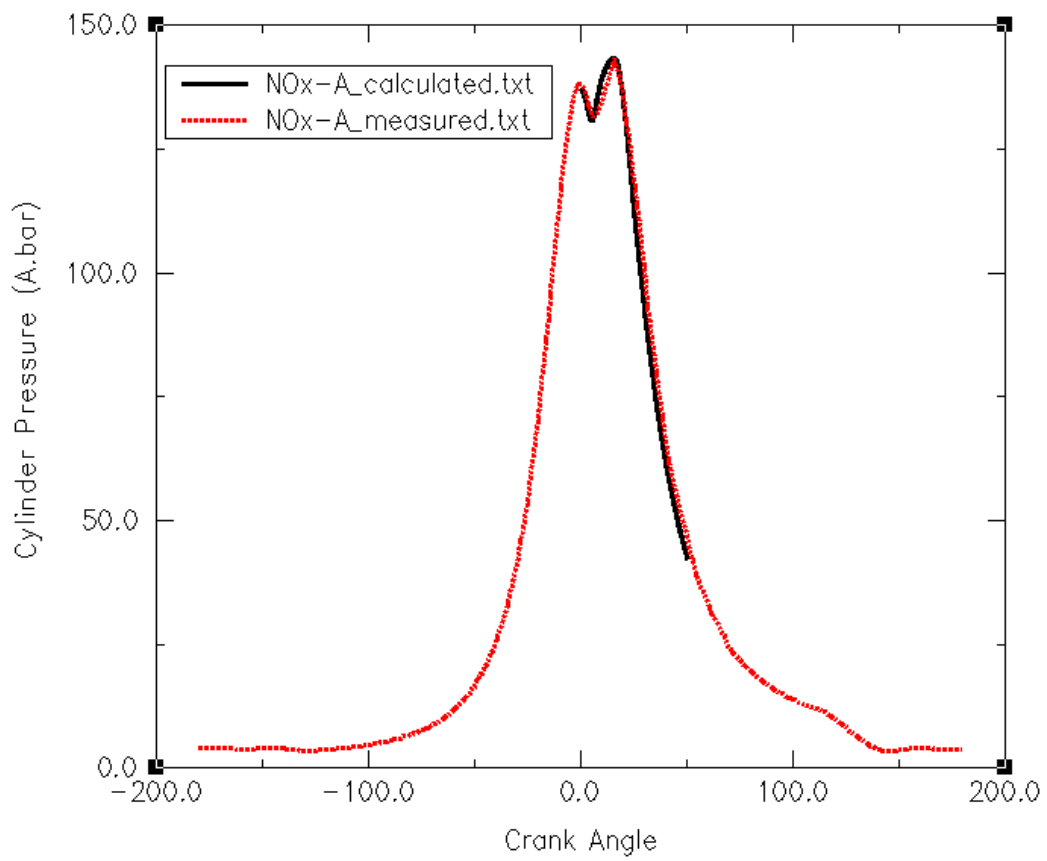


Fig. 15 Comparison of Cylinder Pressure Between Calculated and Measured Cyl.pressure at NOx-A Type Atomizer

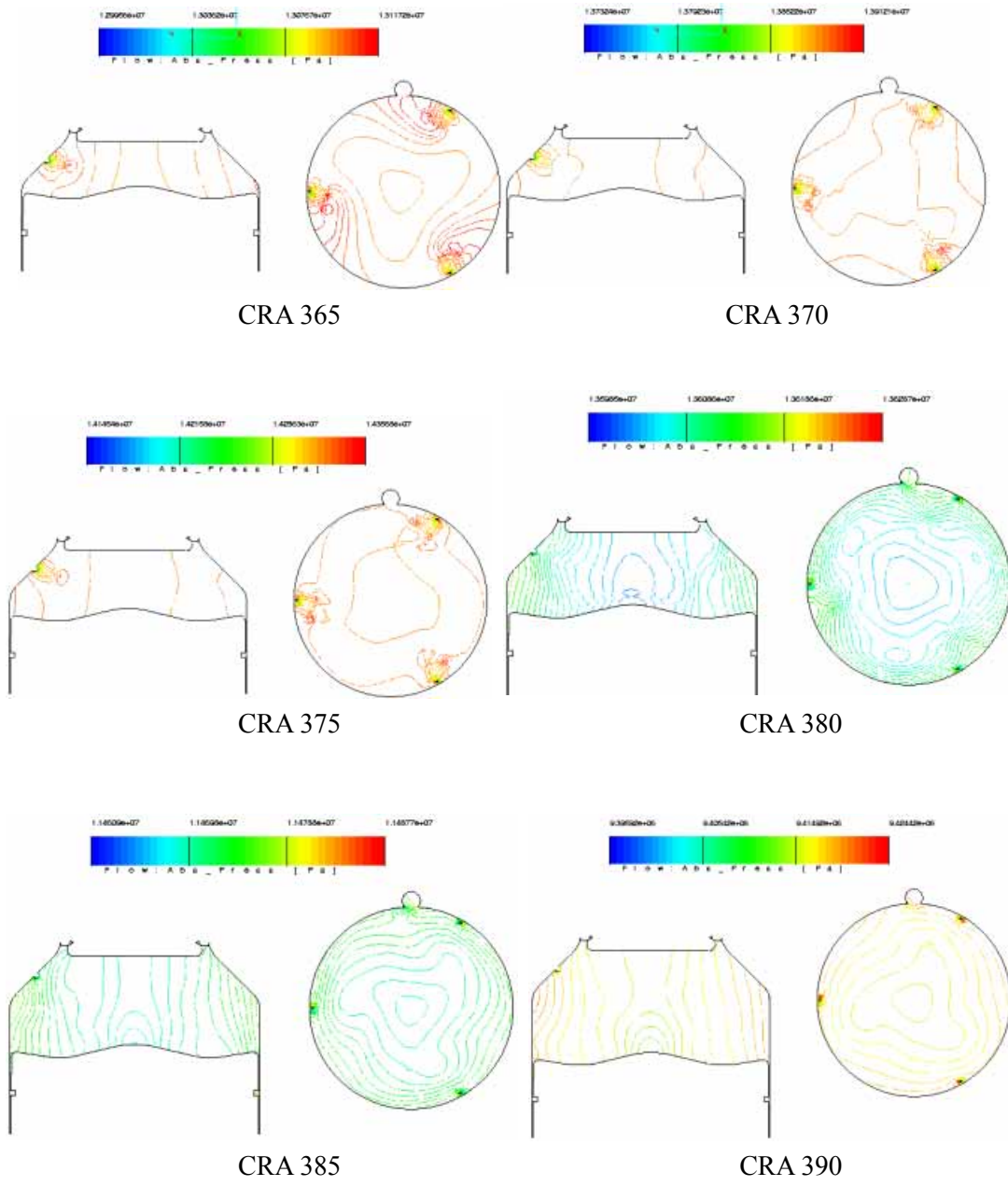


Fig. 16 Absolute Pressure at NOx-A Type Atomizer

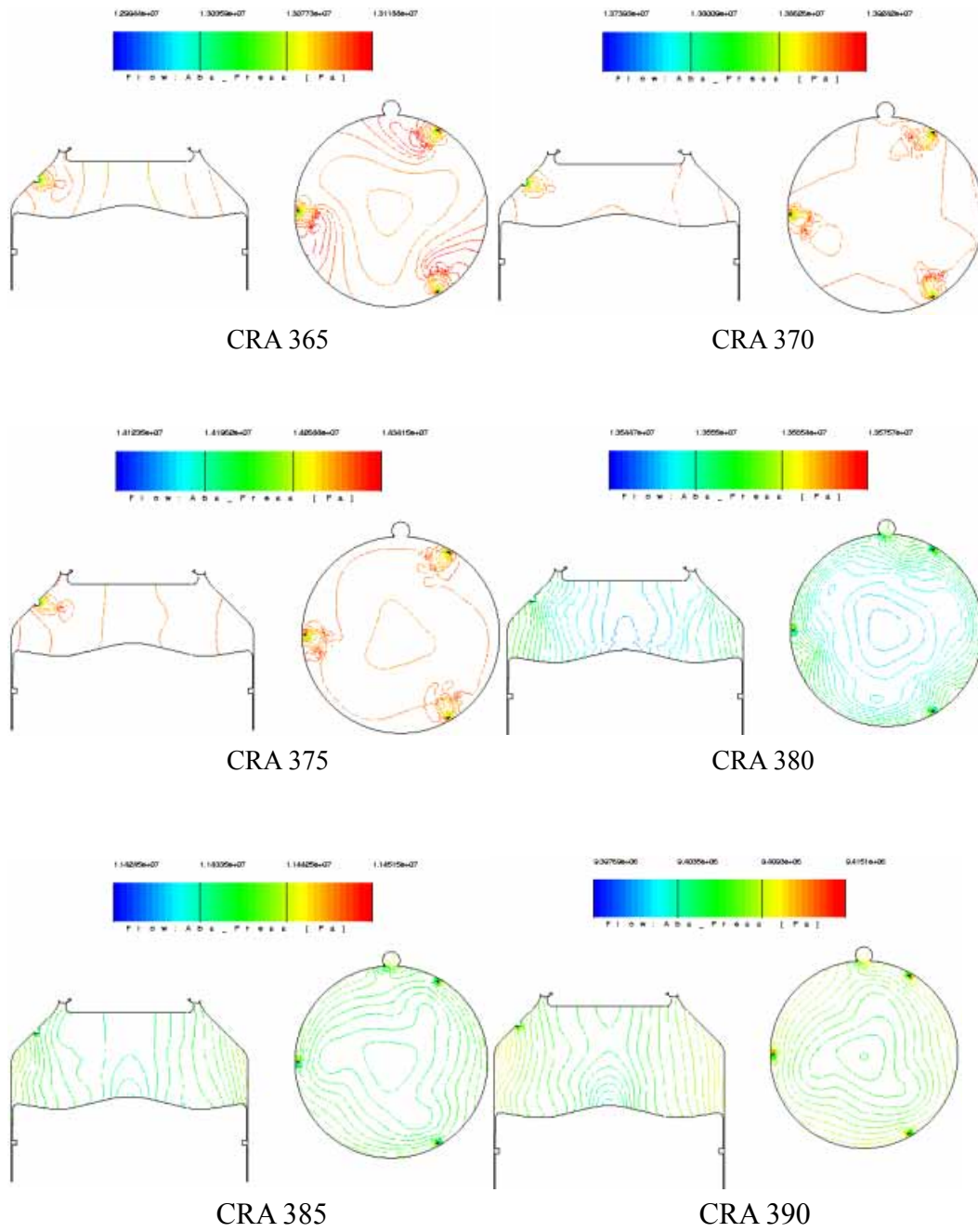


Fig. 17 Absolute Pressure at NOx-B Type Atomizer

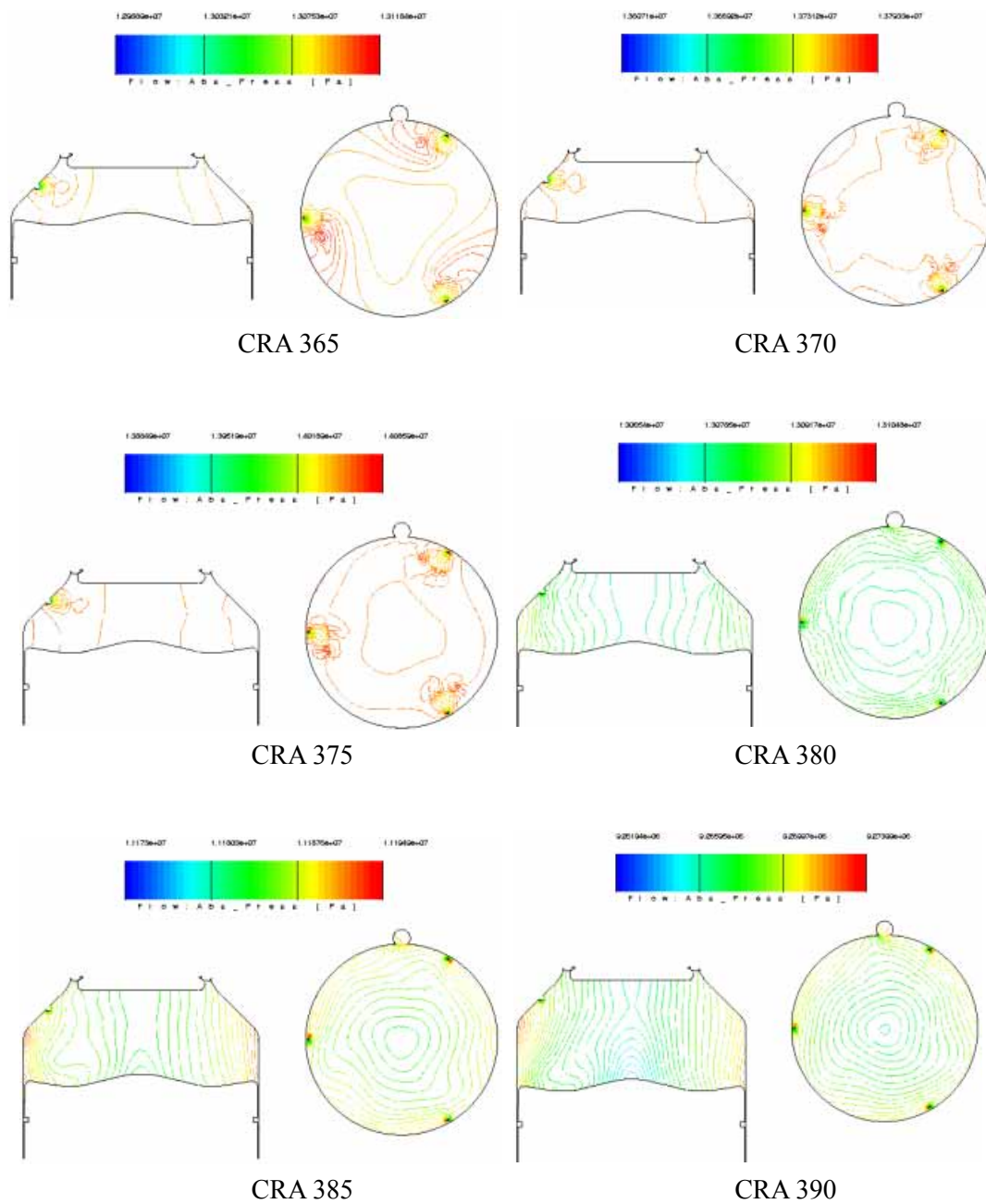


Fig. 18 Absolute Pressure at Fuel-C Type Atomizer

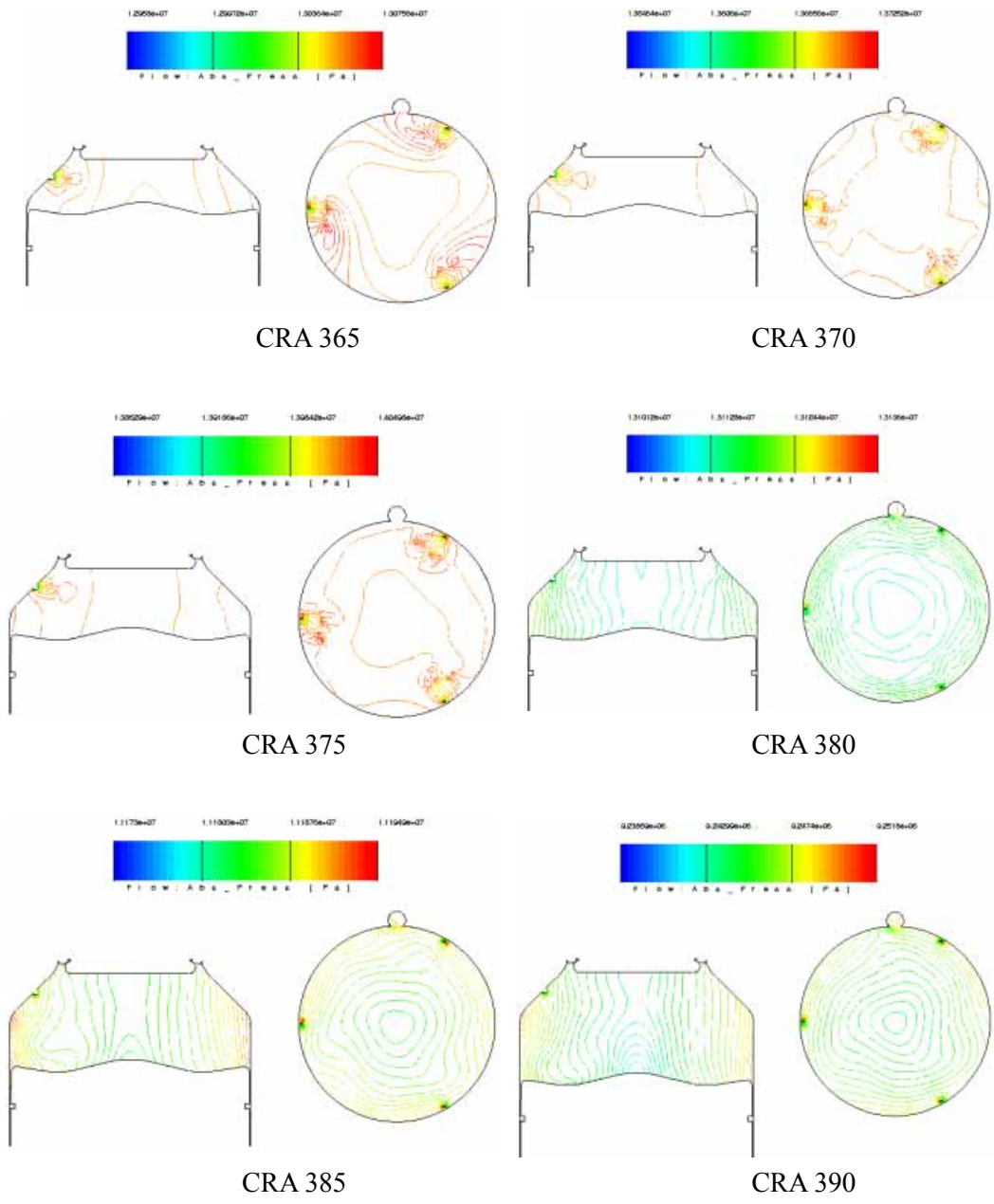


Fig. 19 Absolute Pressure at Fuel-D Type Atomizer

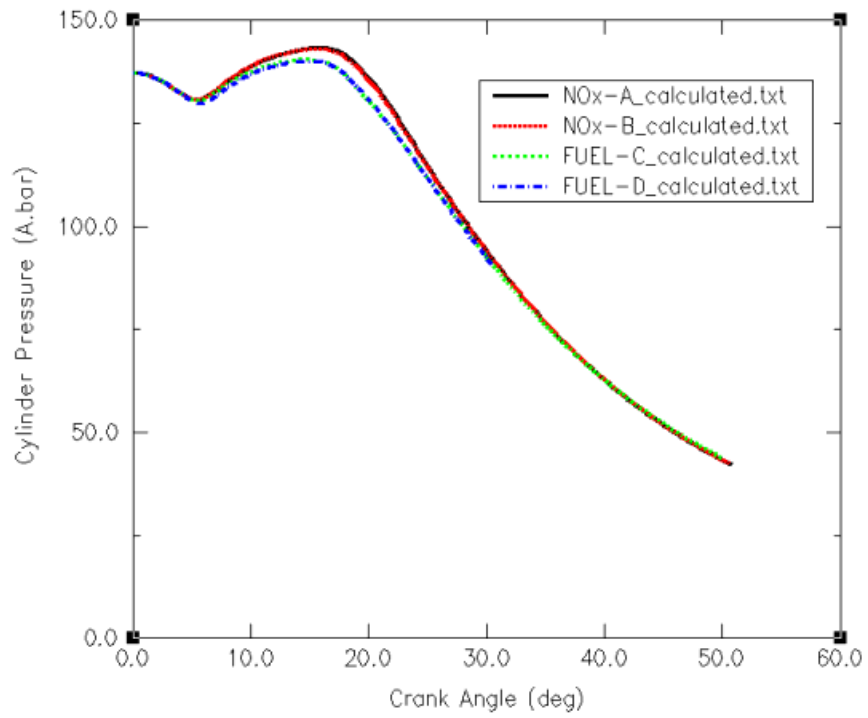


Fig. 20 Calculated Cyl.Pressure for Various Atomizer Types

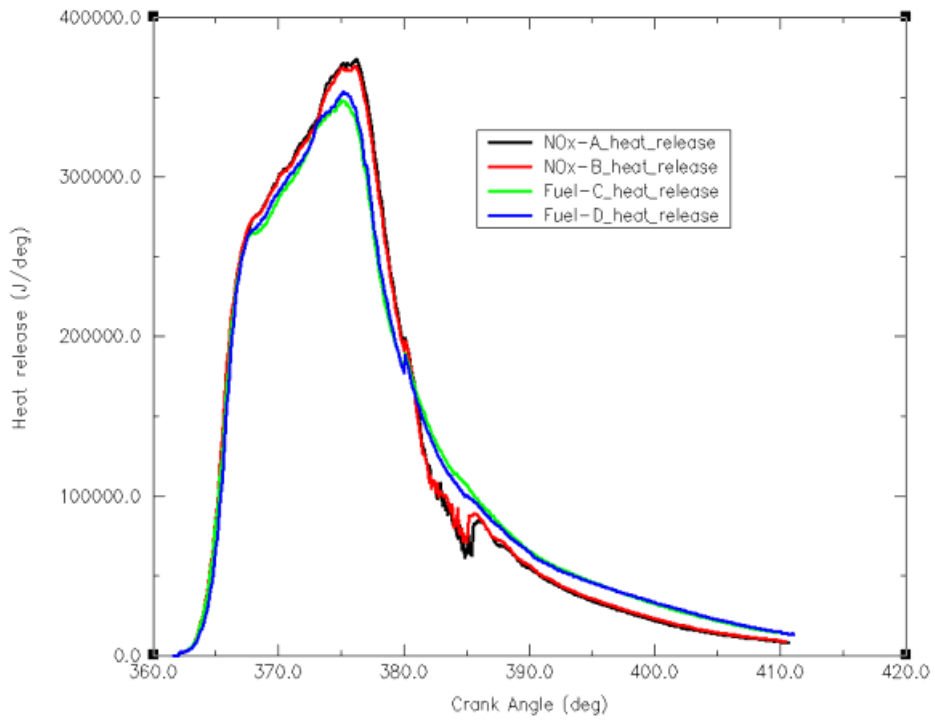


Fig. 21 Calculated Heat Release for Various Atomizer Types

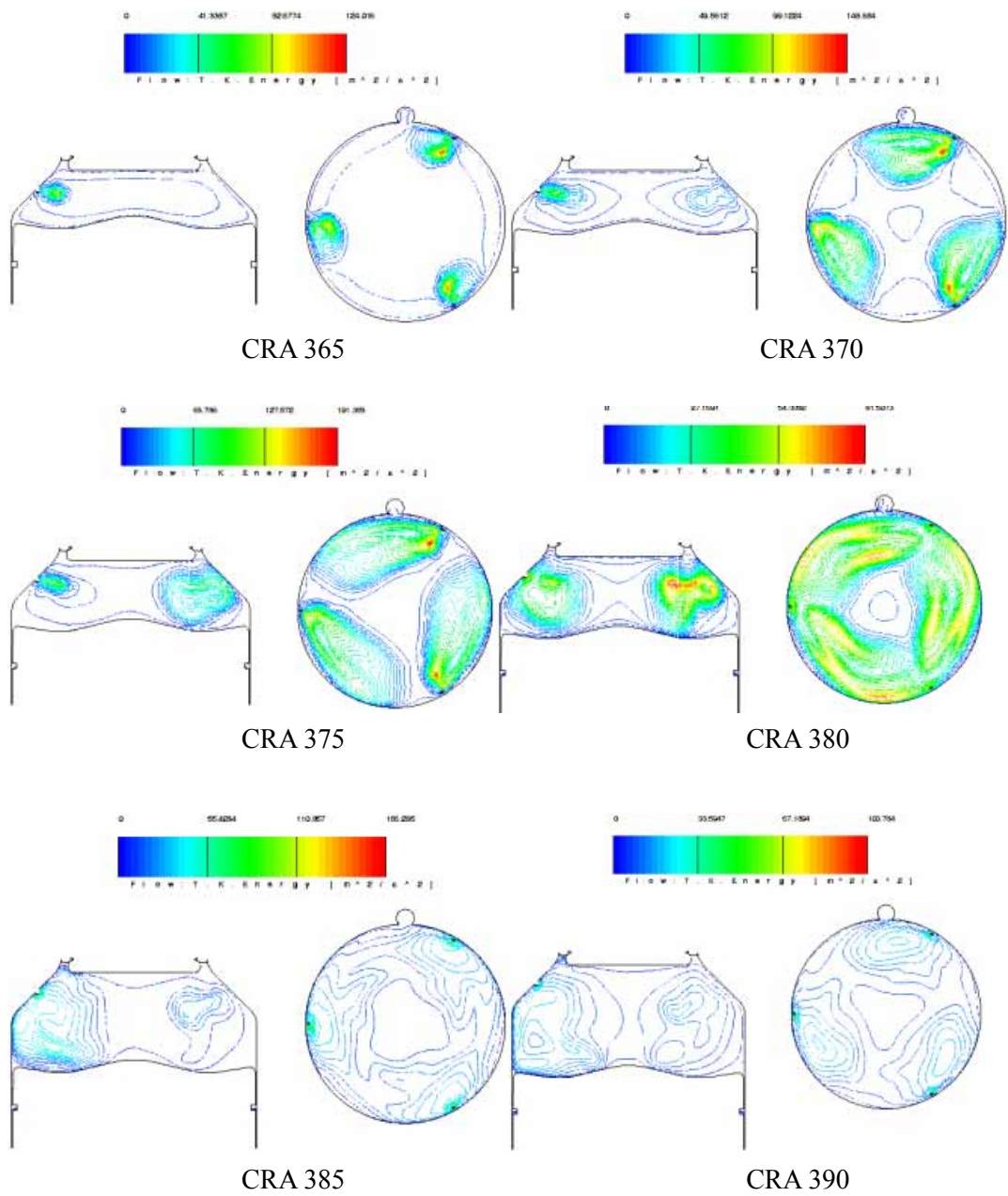


Fig. 22 Turbulent Kinetic Energy at NOx-A Type Atomizer



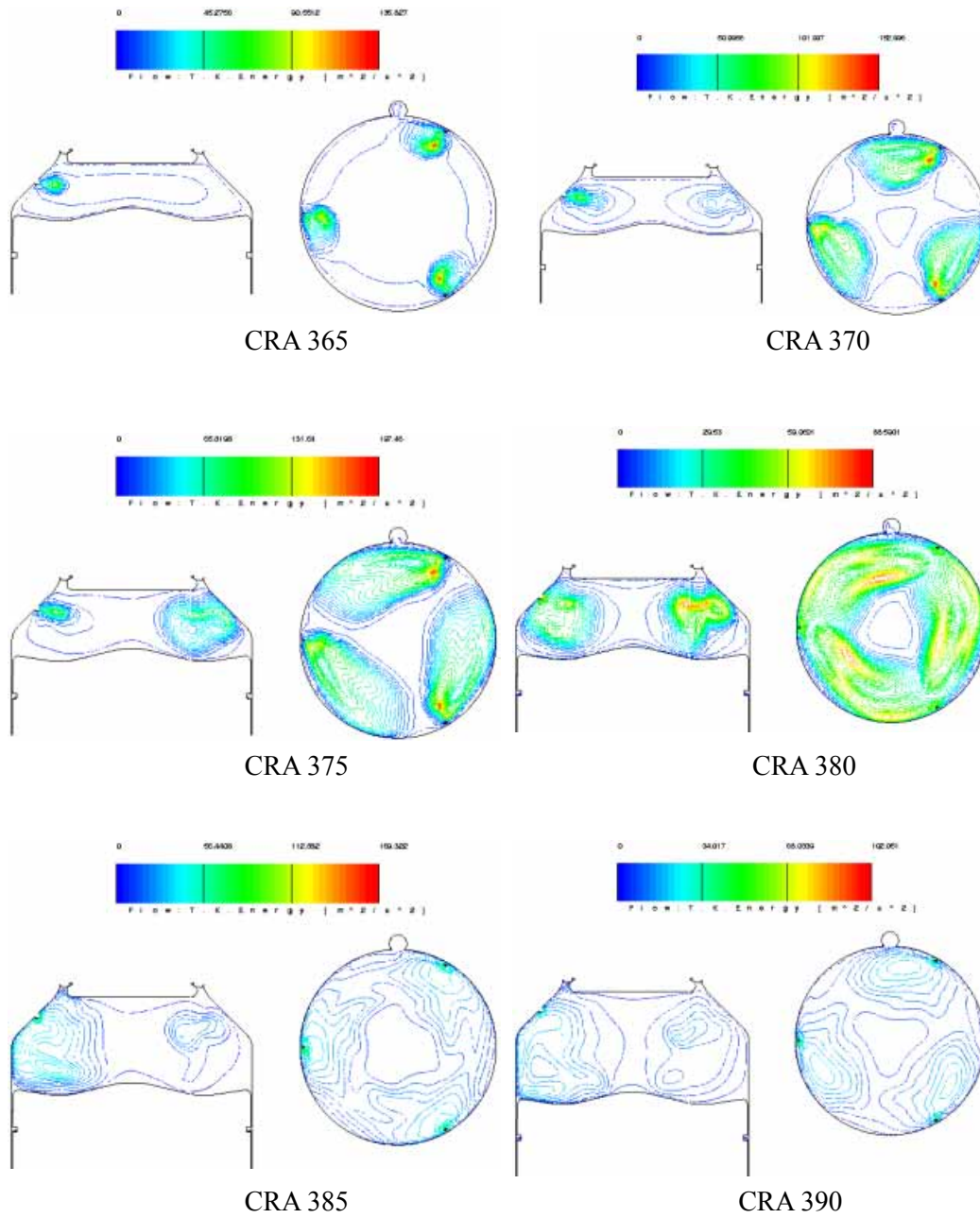


Fig. 23 Turbulent Kinetic Energy at NOx-B Type Atomizer

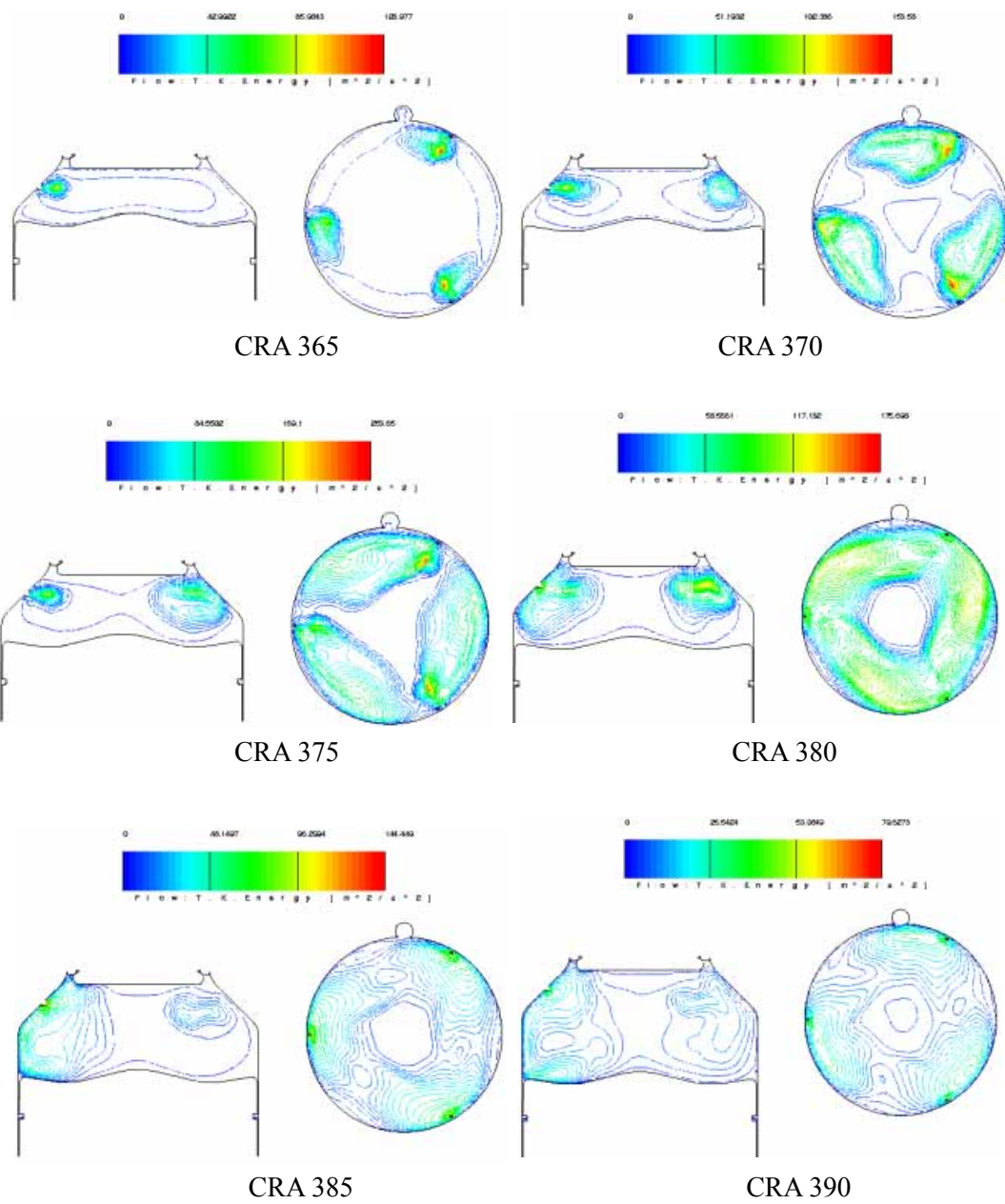


Fig. 24 Turbulent Kinetic Energy at Fuel-C Type Atomizer

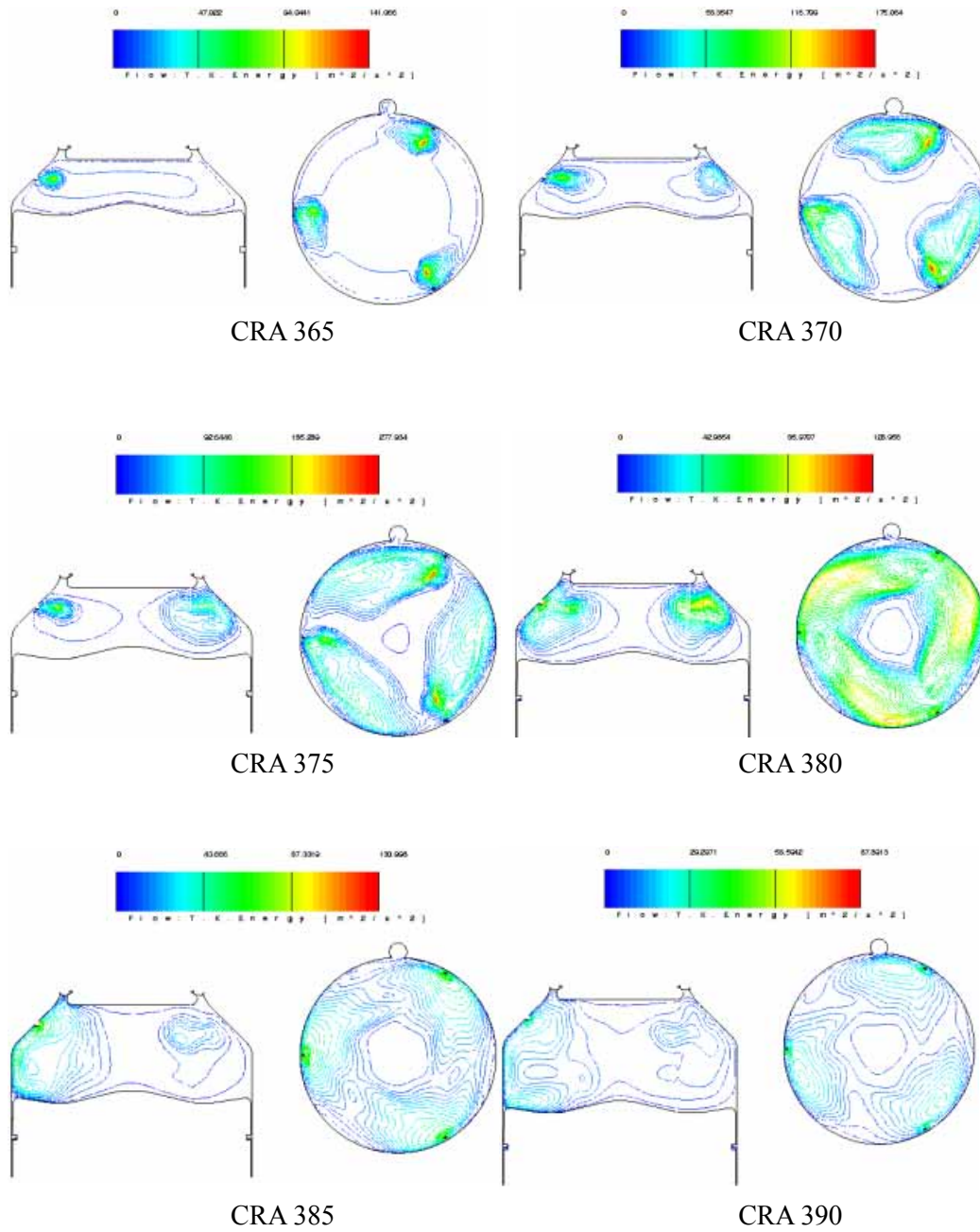


Fig. 25 Turbulent Kinetic Energy at Fuel-D Type Atomizer

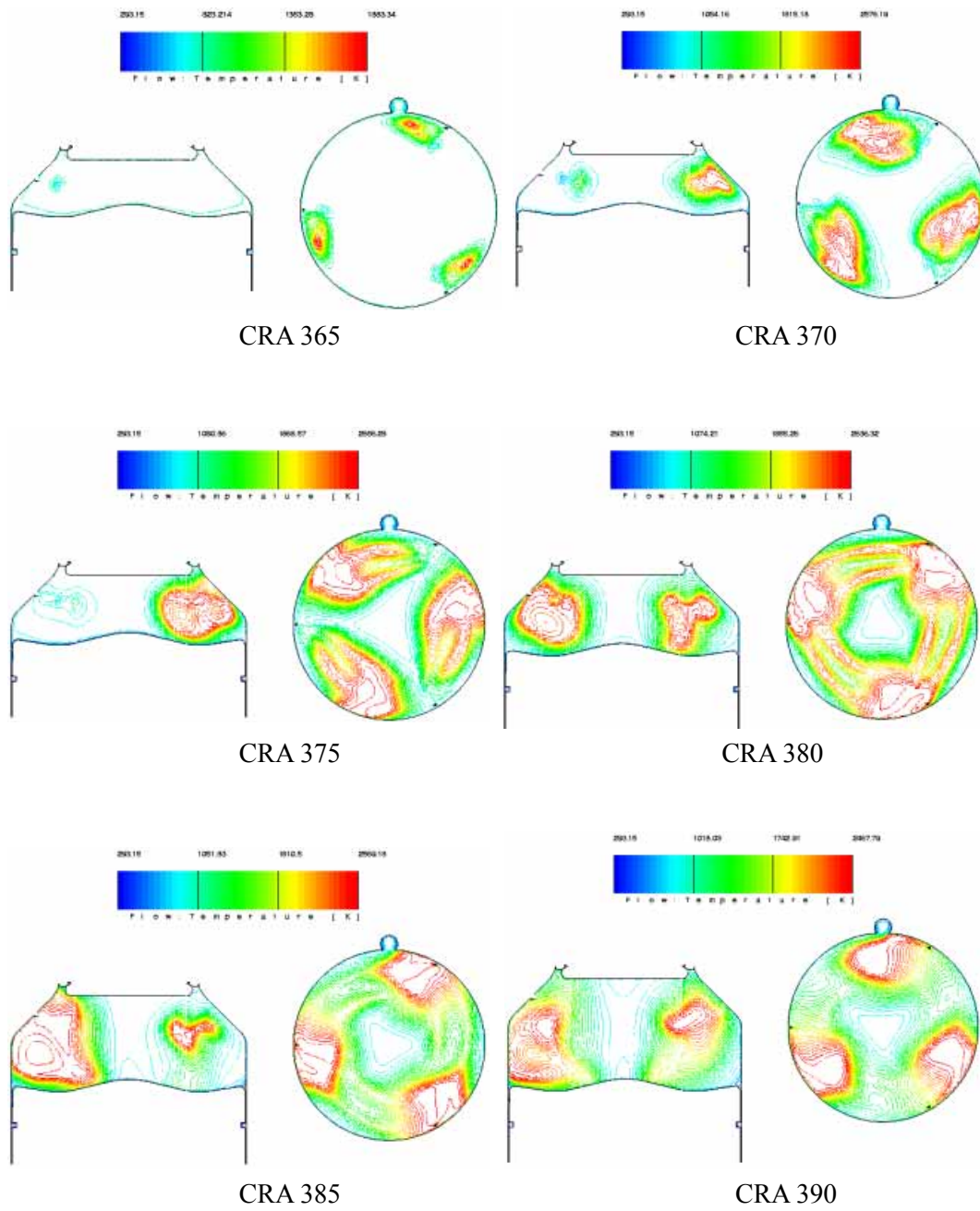


Fig. 26 Temperature at NOx-A Type Atomizer

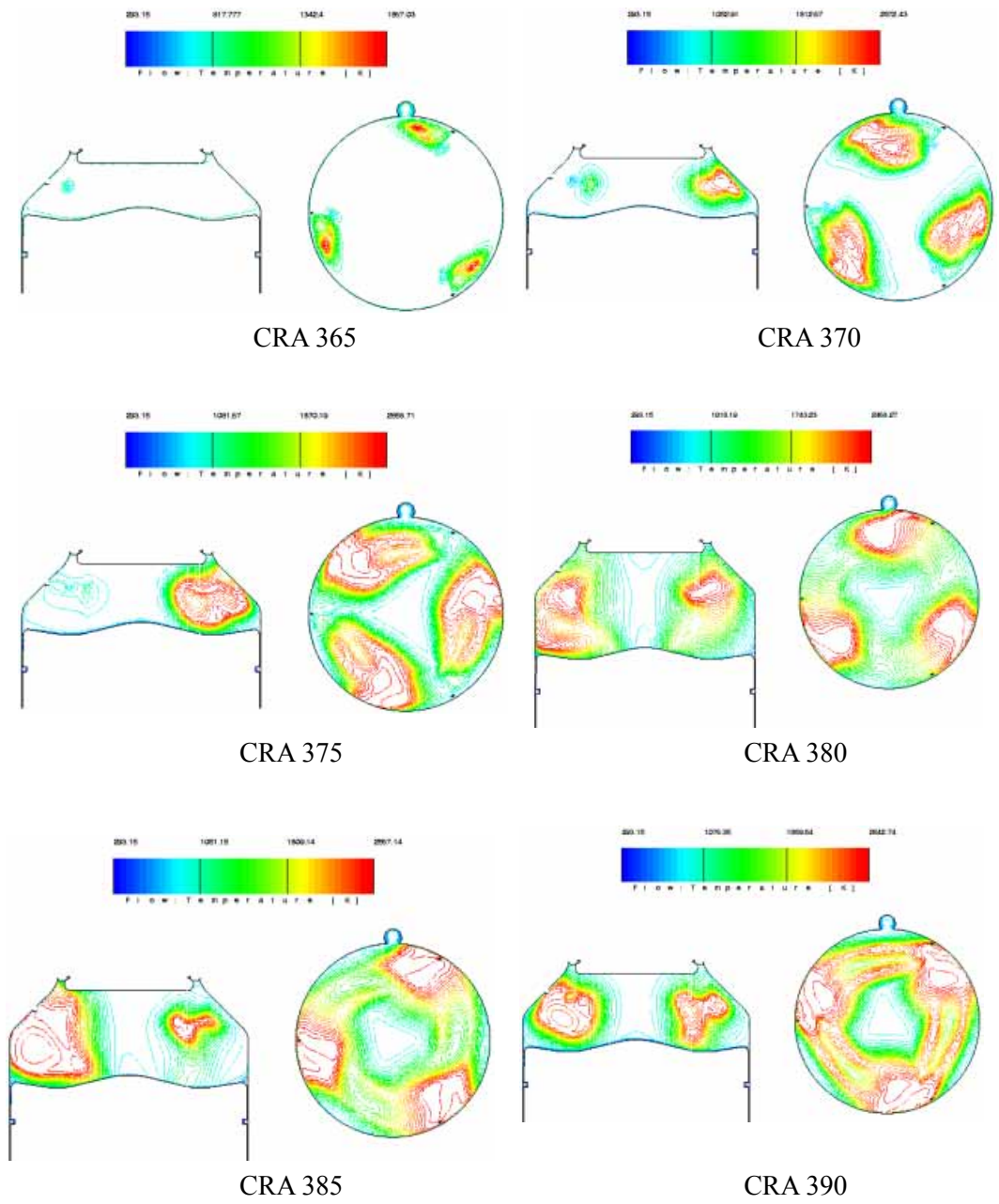


Fig. 27 Temperature at NOx-B Type Atomizer



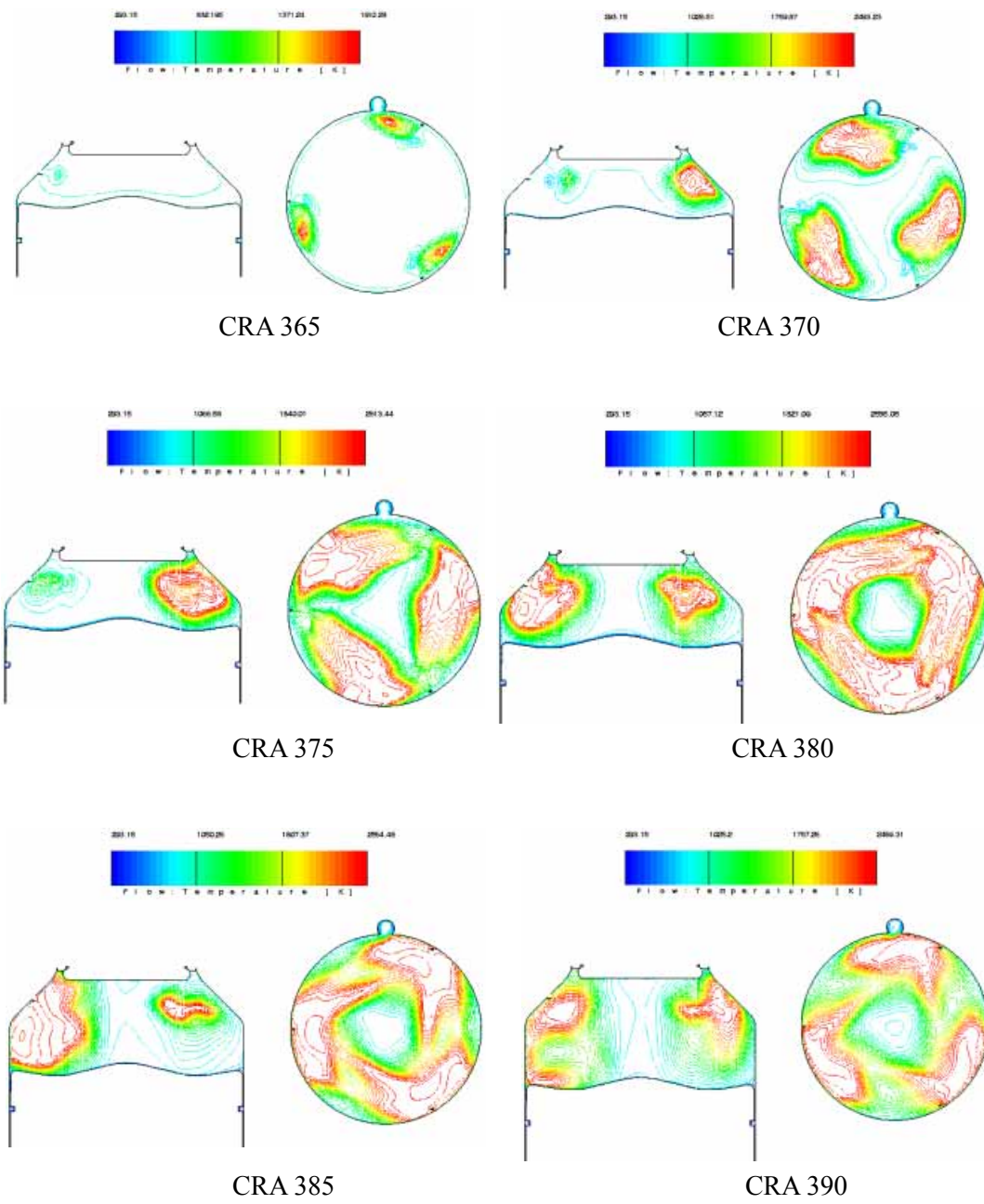


Fig. 28 Temperature at Fuel-C Type Atomizer

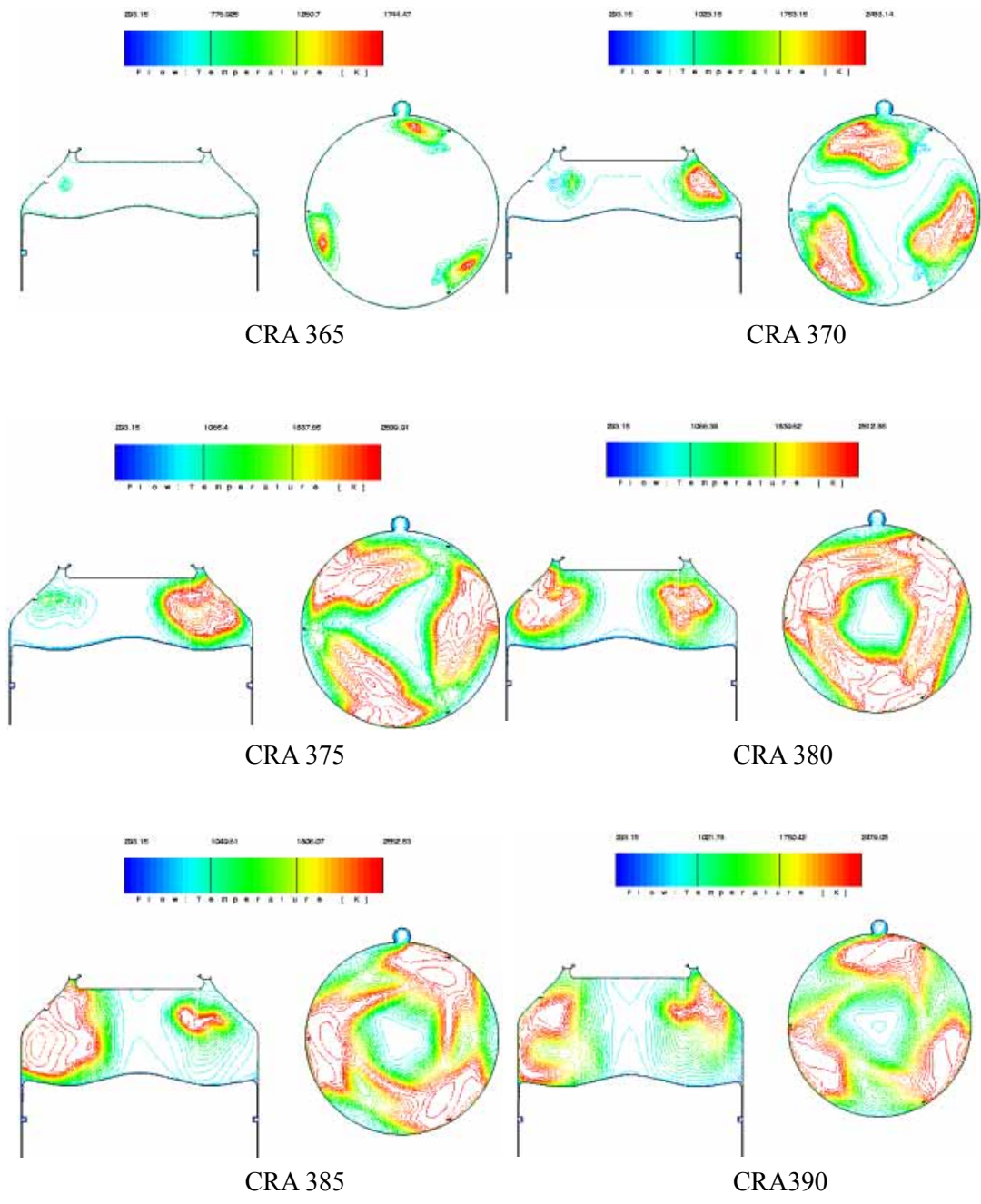


Fig. 29 Temperature at Fuel-D Type Atomizer

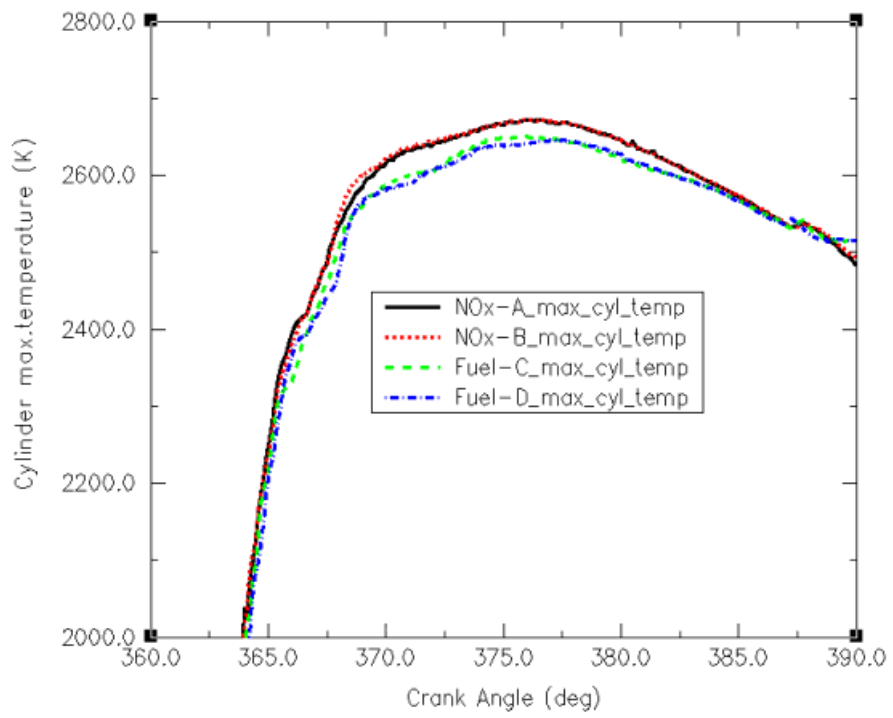


Fig. 30 Calculated Maximum Temperature for Various Atomizer Types



### 4.3 Atomizer 형상에 따른 연소 & Emision 해석

Fig. 31 ~ Fig. 34 는 연소실 유동장내 기연가스비를 크랭크각도에 따라 나타내었다. 앞에서 설명한 온도분포와 비슷하게 Atomizer 분공 크기가 상대적으로 큰 Fuel-C & Fuel-D 형상 Atomizer 가 좀더 넓은 범위의 기연가스영역을 나타내고 있다. 특히 CRA 375° ~ CRA 385° 의 경우 그 기연가스 영역의 면적이 확실히 차이가 난다. 각 형상 CRA 380° 의 경우 수직방향의 계산 결과를 보면 Fuel-C & Fuel-D 형상 Atomizer 의 경우 실린더 커버 벽면 쪽으로 기연가스가 넓게 퍼져 있으며 이러한 결과는 실린더 커버 벽면의 온도를 상승하게 되는 원인이 되기도 한다.

Fig. 35 ~ Fig. 38 은 각 Atomizer 형상들에 대한 NOx 생성비를 나타내고 있다. 온도가 높은 위치에서 NOx 생성비가 높으며 전체적으로 볼 때 NOx-A & NOx-B 형상이 NOx 생성 분포 영역은 Fuel-C & Fuel-D 형상 보다 작지만 전체 발생량을 보면 Fig. 39 에 나타나는 바와 같이 크다. 아직까지 NOx 발생량에 대한 정량적인 수치에 대해서는 계산상의 한계로 인해 측정값과 일치할 수 없다. 하지만 이러한 점을 고려 계산결과와 측정값의 비교를 위해서는 보정계수가 필요하며 실제로 측정치와 계산값을 비교했을 때 Fig. 39 우측 상단에 보이는 바와 같이 NOx-B 형상이 Fuel-C & Fuel-D 형상 보다 크다는 것을 알 수 있다. 따라서 이러한 비교 결과를 바탕으로 NOx 발생량에 대한 정량적인 비교에 있어서는 이번 연구 결과의 신뢰성이 충분하다고 할 수 있다.

Fig. 40 ~ Fig. 43 은 각 Atomizer 들에 대한 Soot 생성비를 나타내고 있다. 일반적으로 Soot 의 생성은 연료의 과농 영역에서 불완전한 연소 현상에 의해 발생한다고 알려져 있으며 이러한 현상은 Soot 발생비에 대한 분포 현황과 Fig. 11 ~ Fig. 14 에 보여주는 당량비의 분포현황에서도 거의 일치한다. CRA 380° 이후 부터는 Soot 산화과정에 의한 Soot 의 소멸 과정을 나타내고 있으므로 Soot 생성비의 단위가 “ - “ 가 된다. Fig. 44 는 연소실내 Soot 생성에 대한 수치를 크랭크 각도에 따라 나타내고 있으며 CRA 380° 이후부터는 NOx 생성비와 반

대의 경향을 나타내고 있다. Atomizer 4 가지 형상에 대한 Soot 생성비는 Fuel-C & Fuel-D 형상이 NOx-A & NOx-B 형상 보다 크다.

Fig. 45 ~ Fig. 48 은 연소실을 구성하는 주요 부품들에 대한 열유속을 크랭크각도에 따라 나타내었다. Fig. 45 는 Fig. 3 에 표시된 경계면 조건에서 배기밸브 스피들 하단면에 대한 열유속을 표시한 것으로서 크랭크 각도 385° ~ 390° 사이에서 열유속값이 최대값을 보이고 있으며 Fuel-C & Fuel-D 형상 Atomizer 가 NOx-A & NOx-B 형상 Atomizer 보다 최고 열유속값이 2 배정도 크게 나타난다. 이러한 원인은 Atomizer 의 크기와 분사방향에 따라 화염의 생성위치와 이동위치가 다르므로 인한 것으로서 Fig. 26 ~ Fig. 29 에 나타난 유동장의 수직방향 온도 분포를 보면 확실하게 알 수가 있다. 실제로 본 연구에서는 해당엔진의 열유속을 측정하지는 않았으므로 계산결과에 대한 정확성을 직접적으로 비교하기는 힘들지만 배기 밸브 스피들 하단부위의 평균 온도 측정결과에서도 Fuel-C & Fuel-D 형상 Atomizer 가 NOx-B 형상 보다 50°C ~ 87°C 정도 큰 값으로 나타나므로 계산 결과의 정확성을 간접적으로 확인 할 수가 있다.

Fig. 46 은 연소실 내부 벽면을 경계면 조건으로 한 실린더 커버에 대한 열유속을 크랭크각도에 따라 나타내었다. 열유속의 최대값은 크랭크각도 380° 부근에서 최대값을 보이고 있으며 위에서 설명한 배기밸브 스피들의 열유속과 동일한 경향을 나타내고 있다. 이러한 원인 또한 연소실 내의 화염분포 형태에 따른 것이다. 실제로 Fig. 26 ~ Fig. 29 의 온도 분포를 보면 Fuel-C & Fuel-D 형상의 화염 분포형태가 NOx-A & NOx-B 형상 보다 연소실 벽면과 배기밸브 스피들쪽으로 치우쳐져 있는 것을 알 수 있다.

Fig. 47 은 피스톤 헤드 상부 표면에 대한 열유속을 크랭크각도에 따라 나타내었다. 열유속의 분포 형태를 보면 NOx-A & NOx-B 형상 Atomizer 는 크랭크각도 380° 까지 점차 증가 후 385° 까지 점차 감소 하였다가 다시 392° 까지 점차 증가한 다음 그후로 감소하는 경향을 나타내고 있으며 Fuel-C & Fuel-D 형상 Atomizer 는 크랭크각도 380° 까지 증가한 다음 그 이후로 감소하는 경향을 보인다. 피스톤 헤드 상부 표면의 평균 온도 측정 값 또한 각 형상별로 10°C 이내의 차이로 미미하다.

Fig. 48 은 연소실내로 돌출되어 있는 Atomizer 에 주위를 경계 조건으로 한 열 유속을 크랭크각도에 따라 나타내었다. 앞서 설명한 Fig. 26 ~ Fig. 29 의 온도 분포를 참고로 하면 고온의 화염이 스월의 영향으로 120 도 간격의 이웃한 화염으로 전파가 되는데 이때 Atomizer 의 크기 및 분사방향에 따라 화염이 Atomizer 주위에 도달하는 시간의 차이가 생기며 이러한 원인으로 인하여 열 유속의 양 또한 차이가 나게 된다.

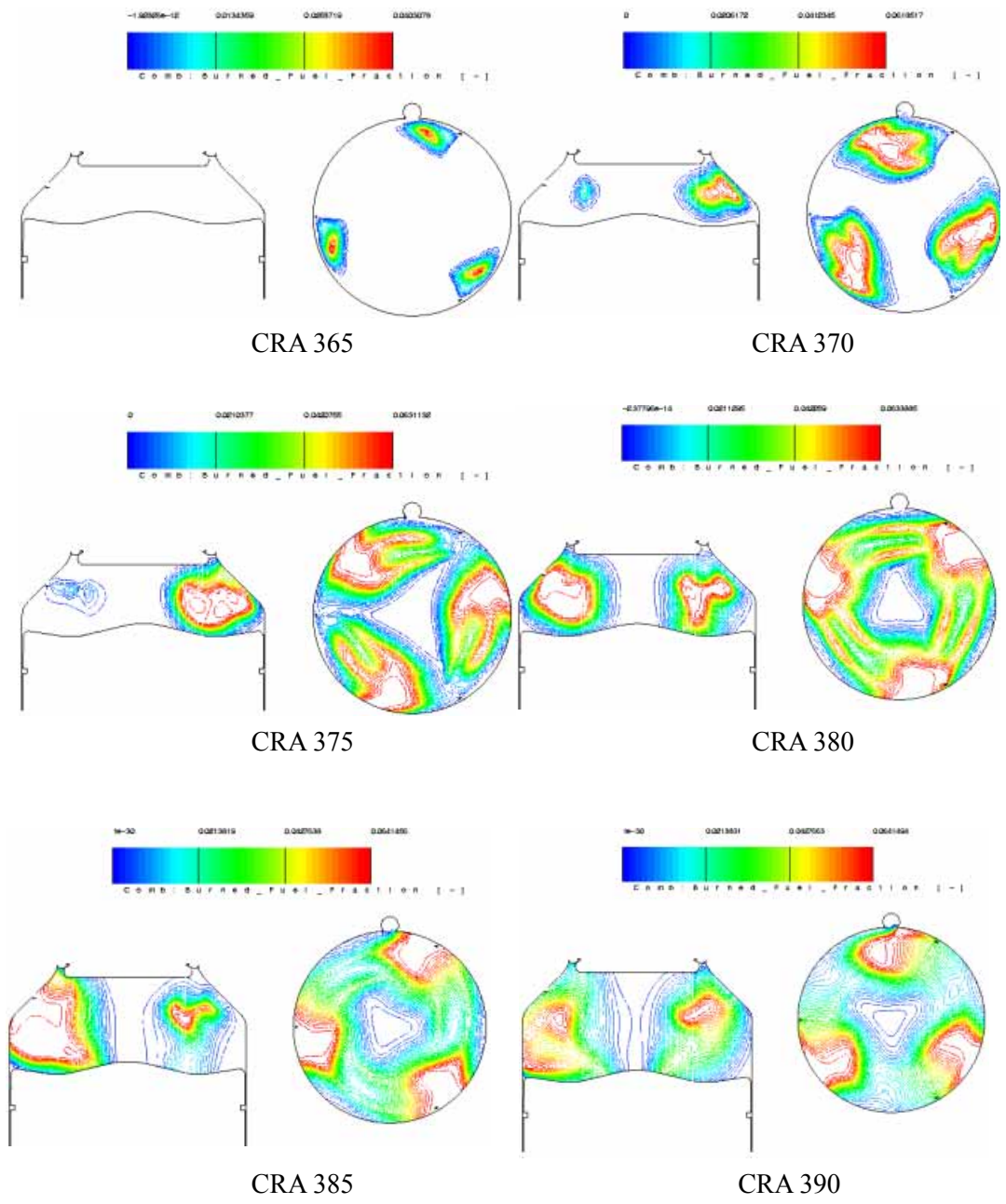


Fig. 31 Burned Fuel Fraction at NOx-A Type Atomizer

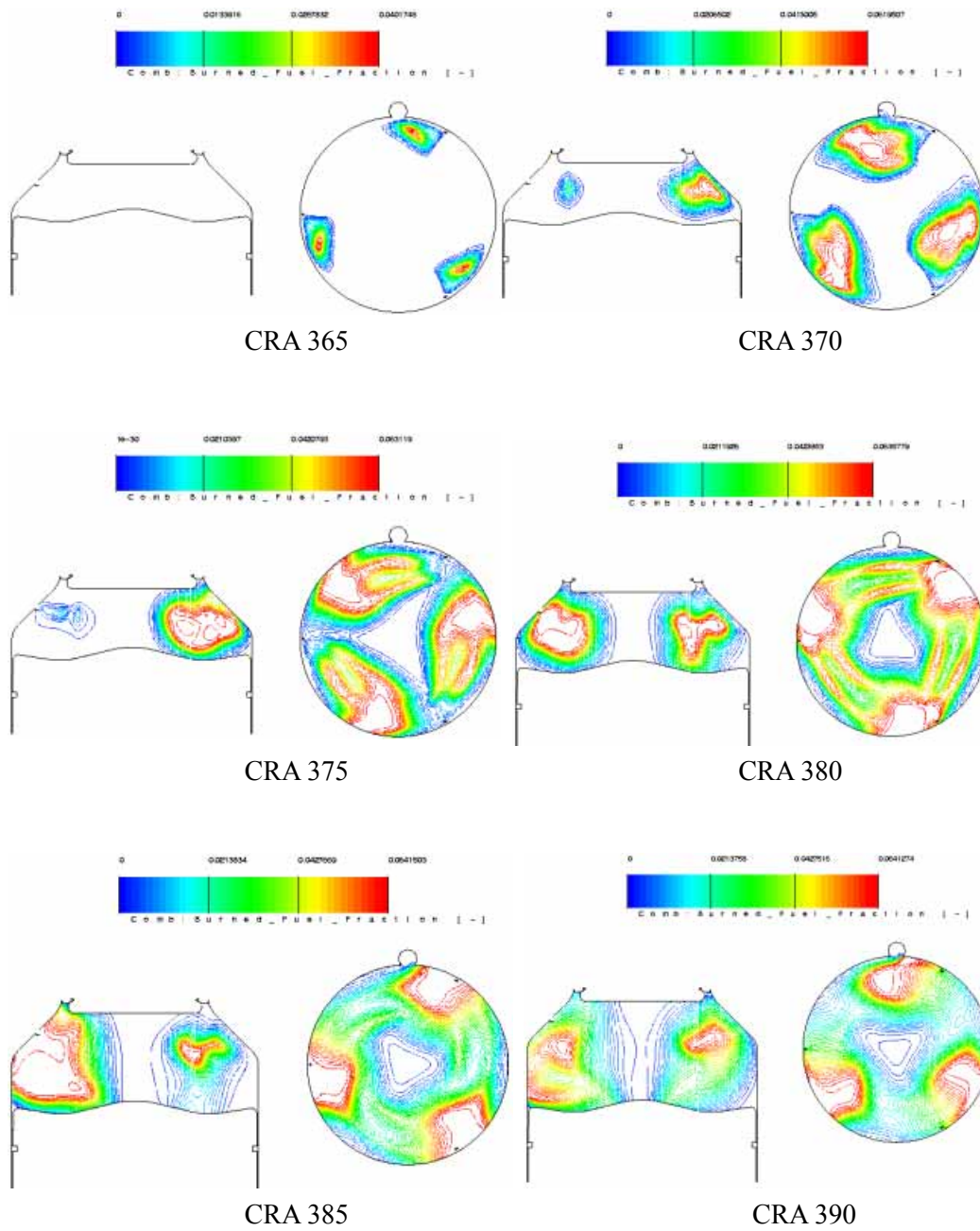


Fig. 32 Burned Fuel Fraction at NOx-B Type Atomizer

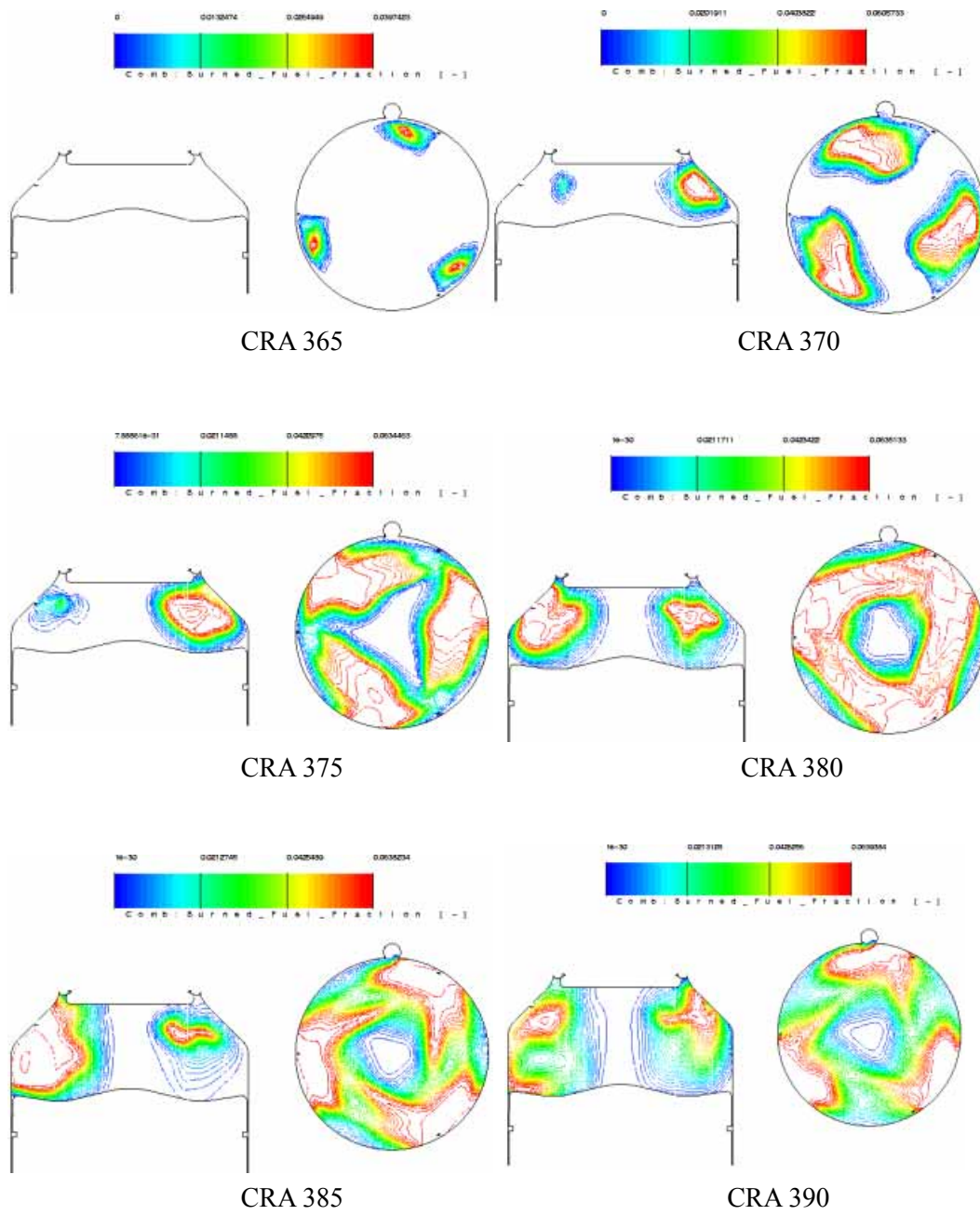


Fig. 33 Burned Fuel Fraction at Fuel-C Type Atomizer

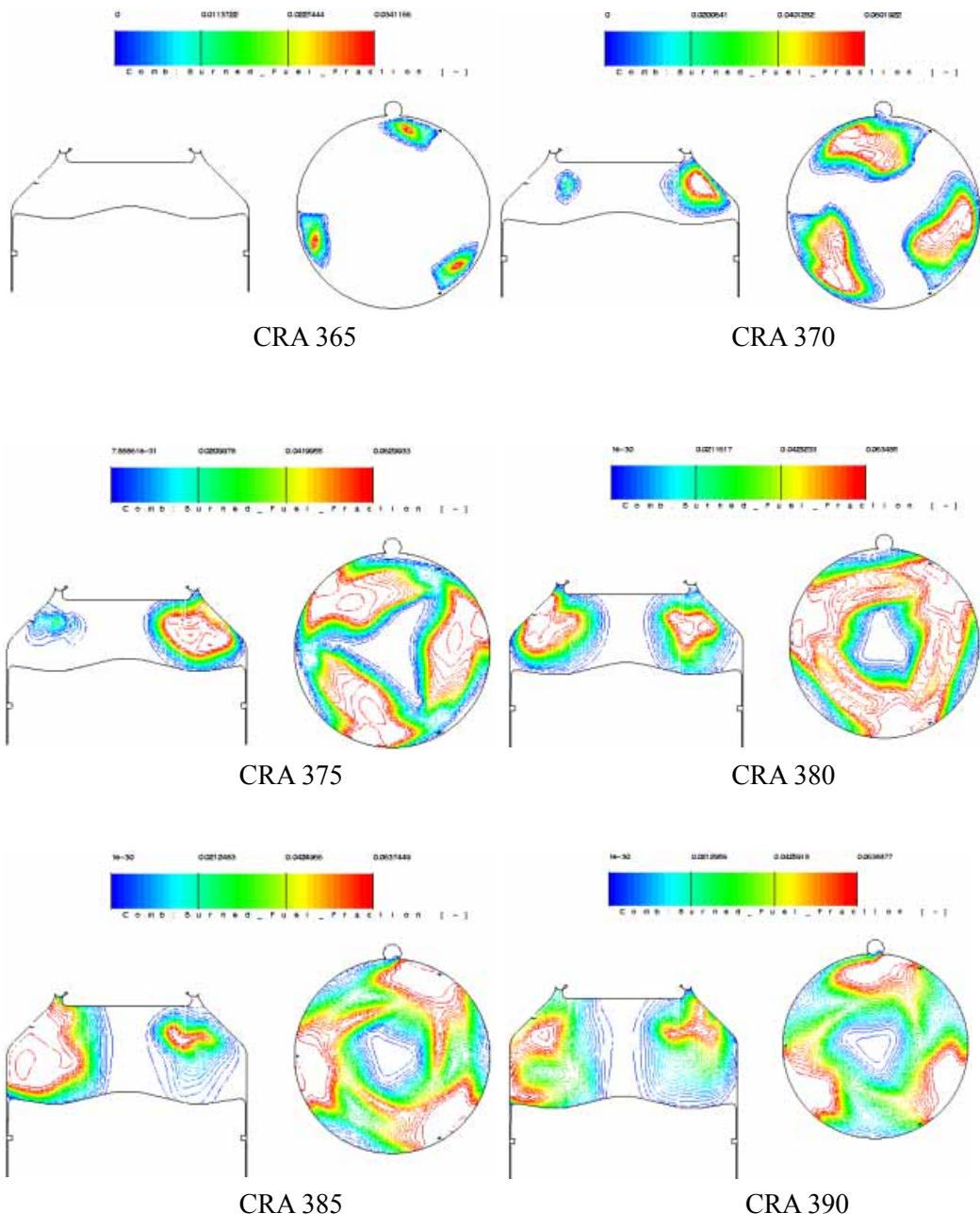


Fig. 34 Burned Fuel Fraction at Fuel-D Type Atomizer



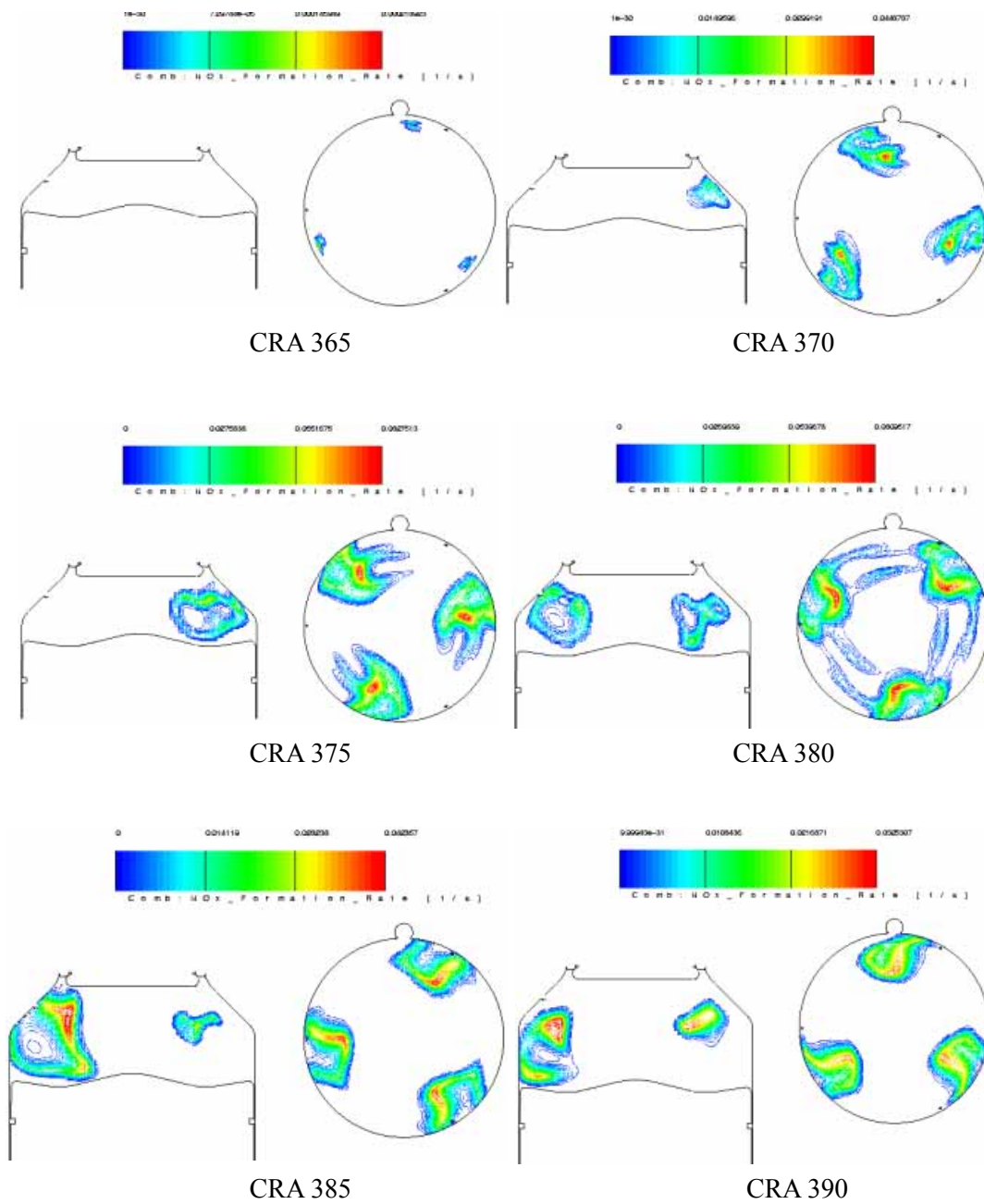


Fig. 35 NOx Formation Rate at NOx-A Type Atomizer



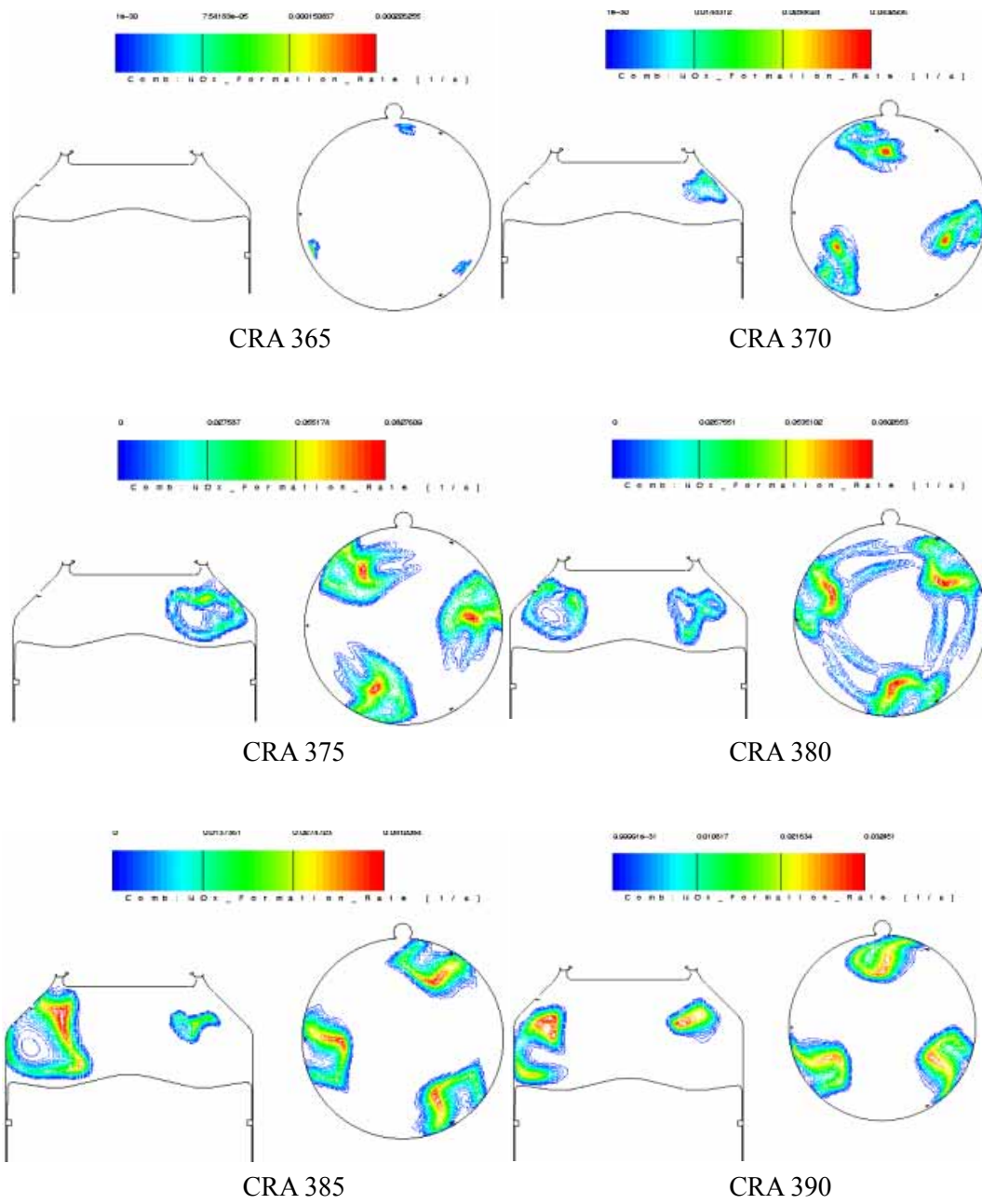


Fig. 36 NOx Formation Rate at NOx-B Type Atomizer

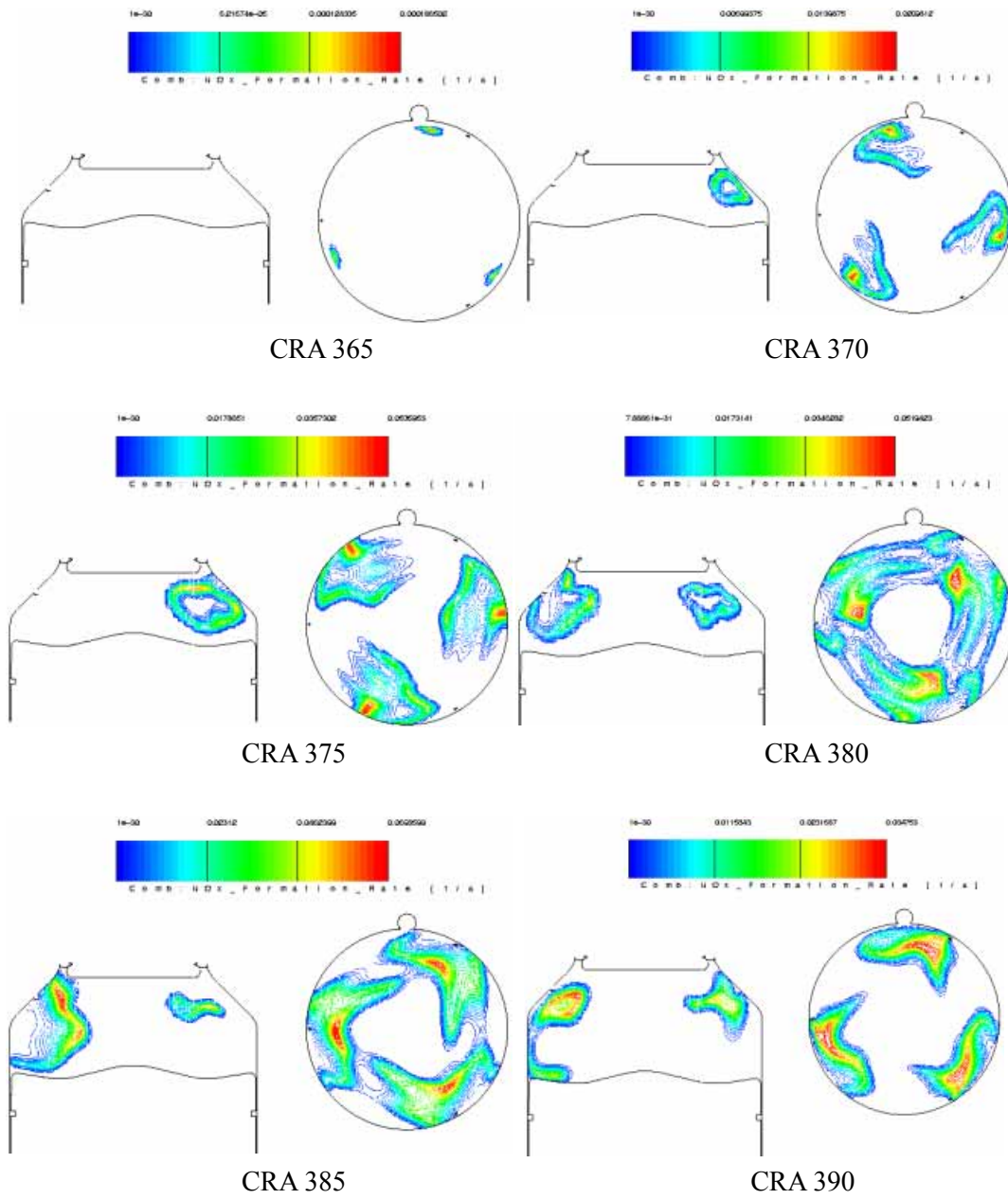


Fig. 37 NOx Formation Rate at Fuel-C Type Atomizer

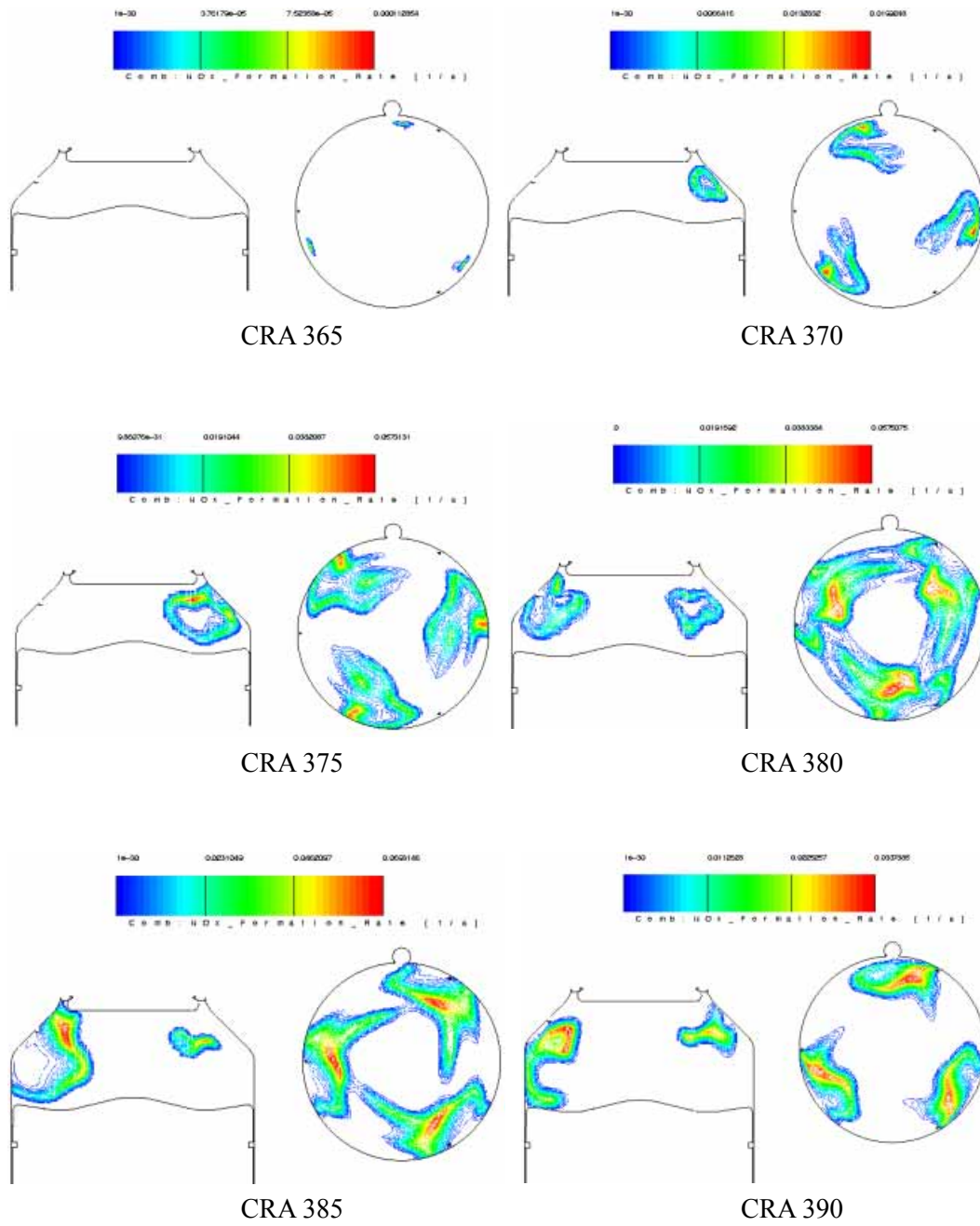


Fig. 38 NOx Formation Rate at Fuel-D Type Atomizer

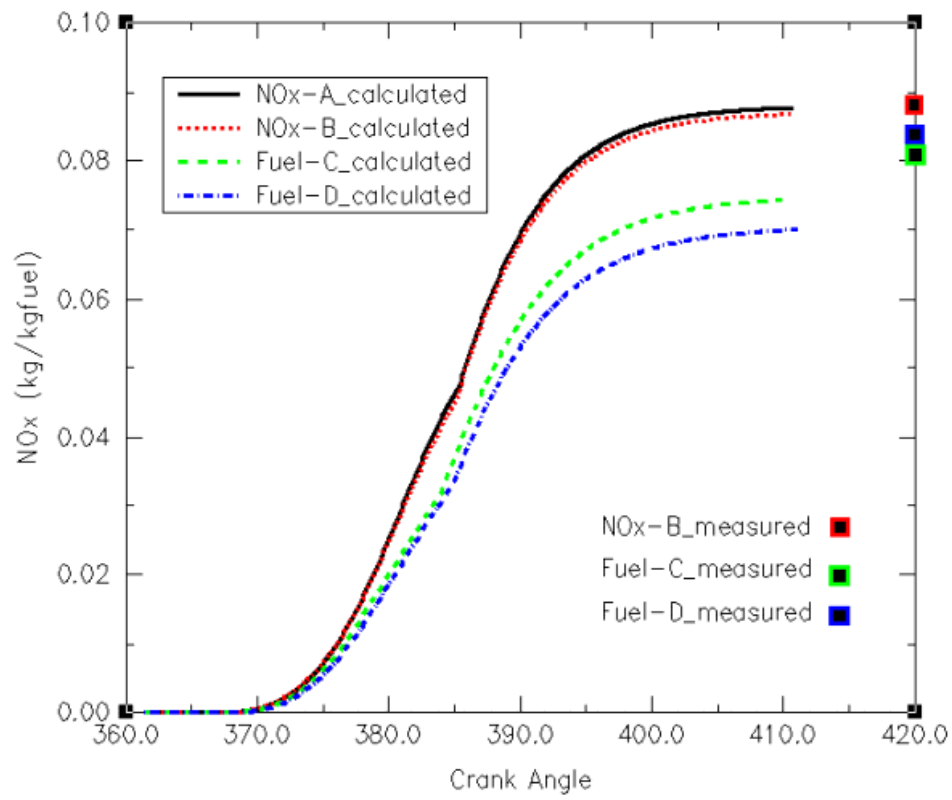


Fig. 39 Comparison Between Measured and Calculated NOx Evolution Amount at Various Atomizer Types

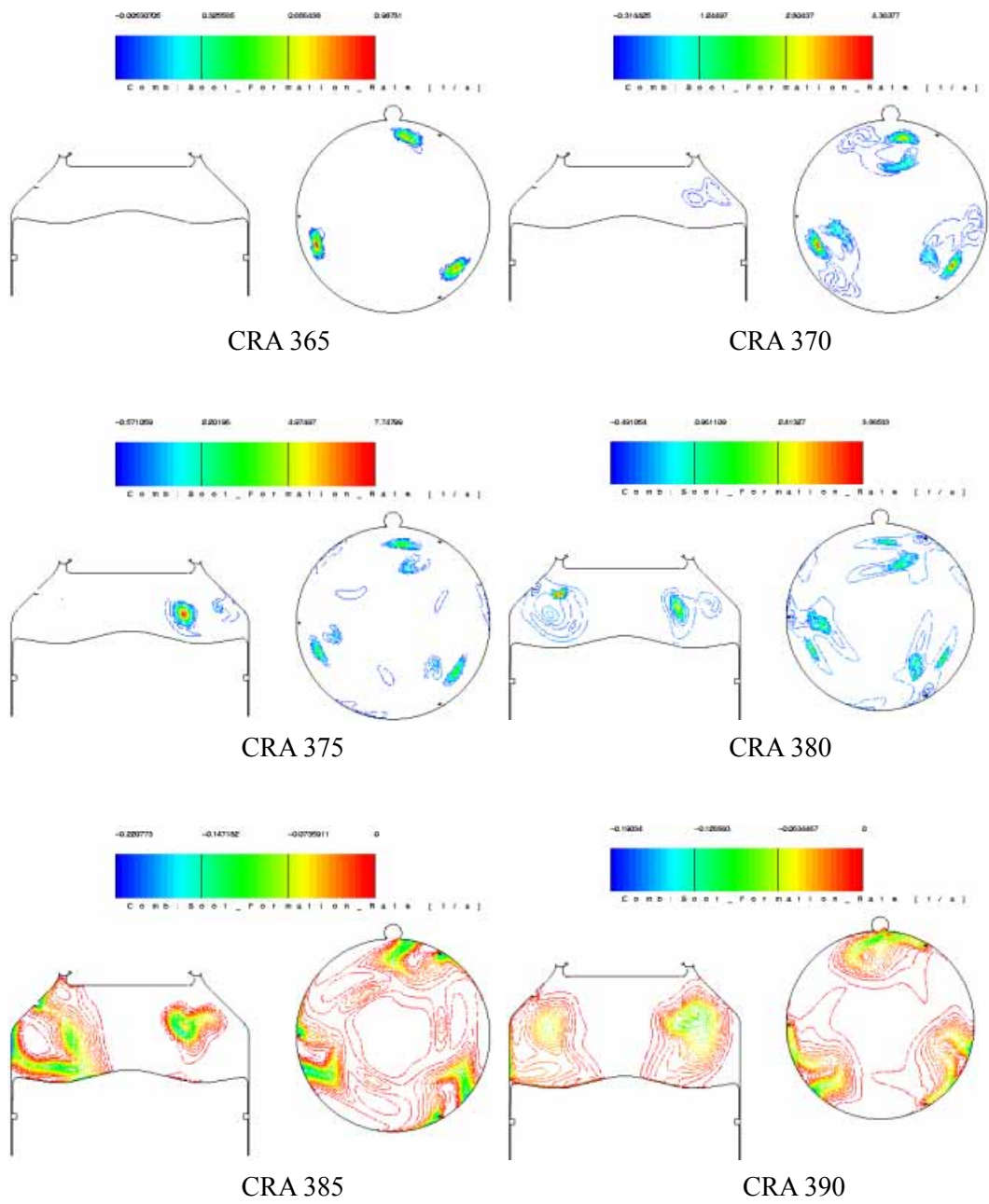


Fig. 40 Soot Formation Rate at NOx-A Type Atomizer

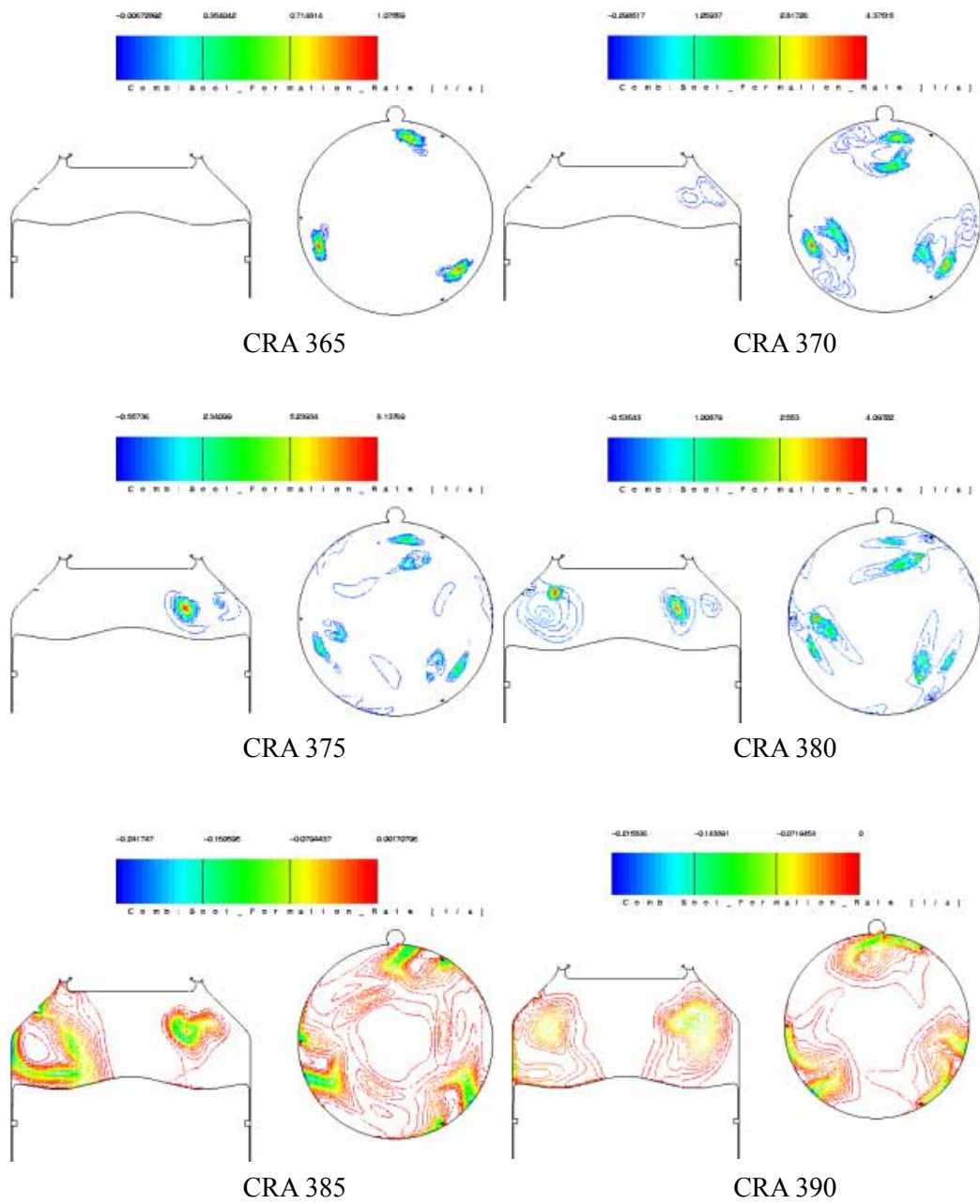


Fig. 41 Soot Formation Rate at NOx-B Type Atomizer



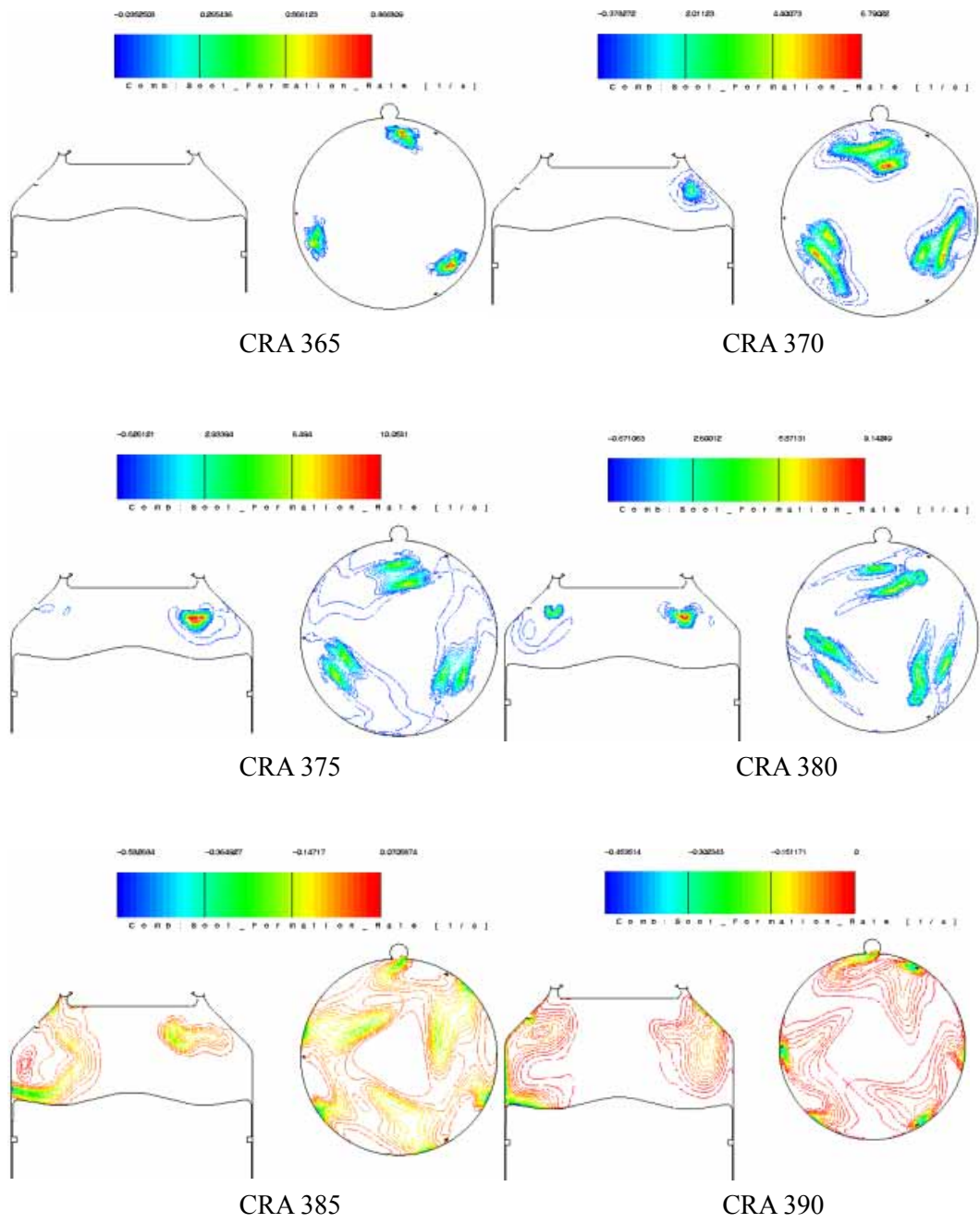


Fig. 42 Soot Formation Rate at Fuel-C Type Atomizer

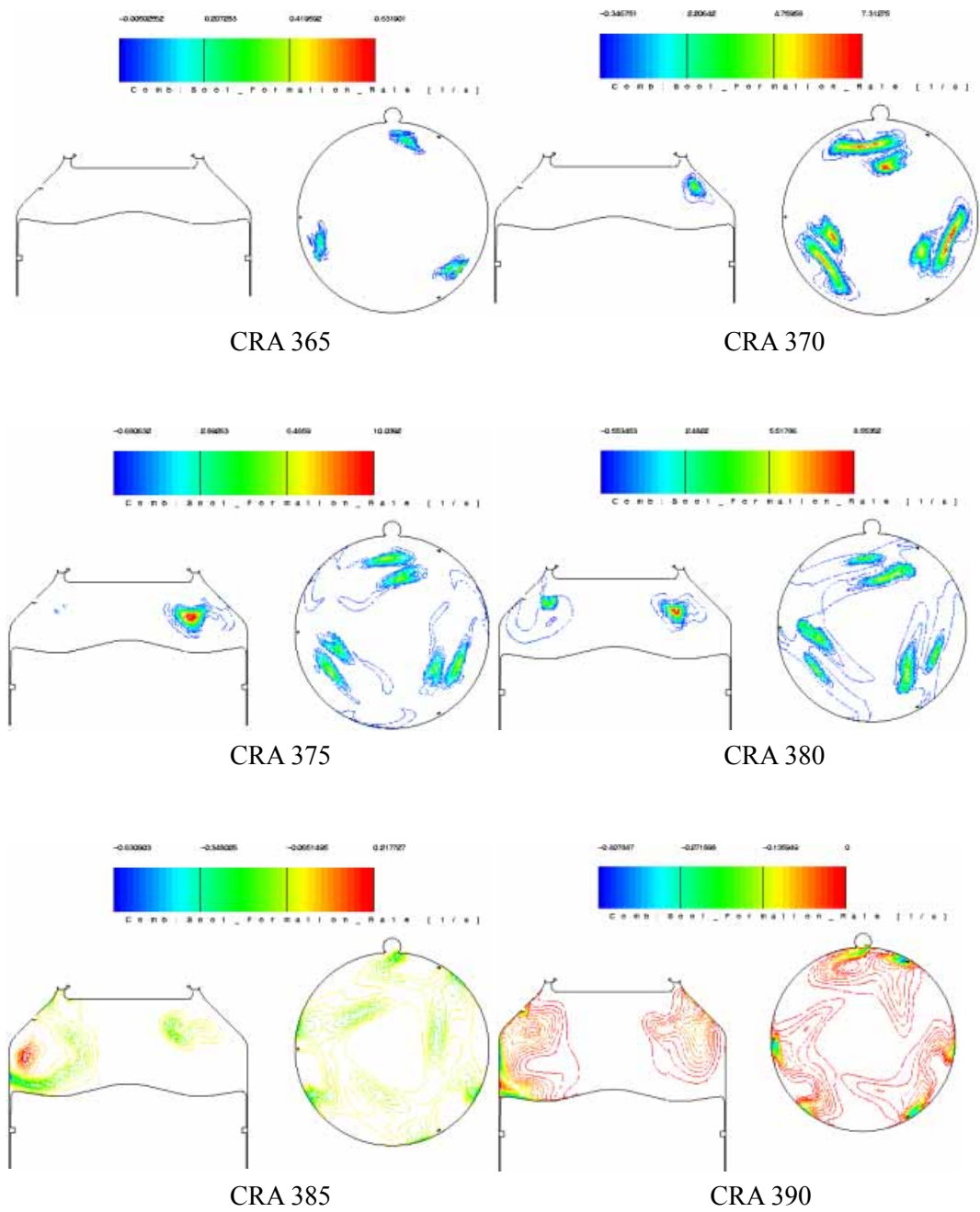


Fig. 43 Soot Formation Rate at Fuel-D Type Atomizer



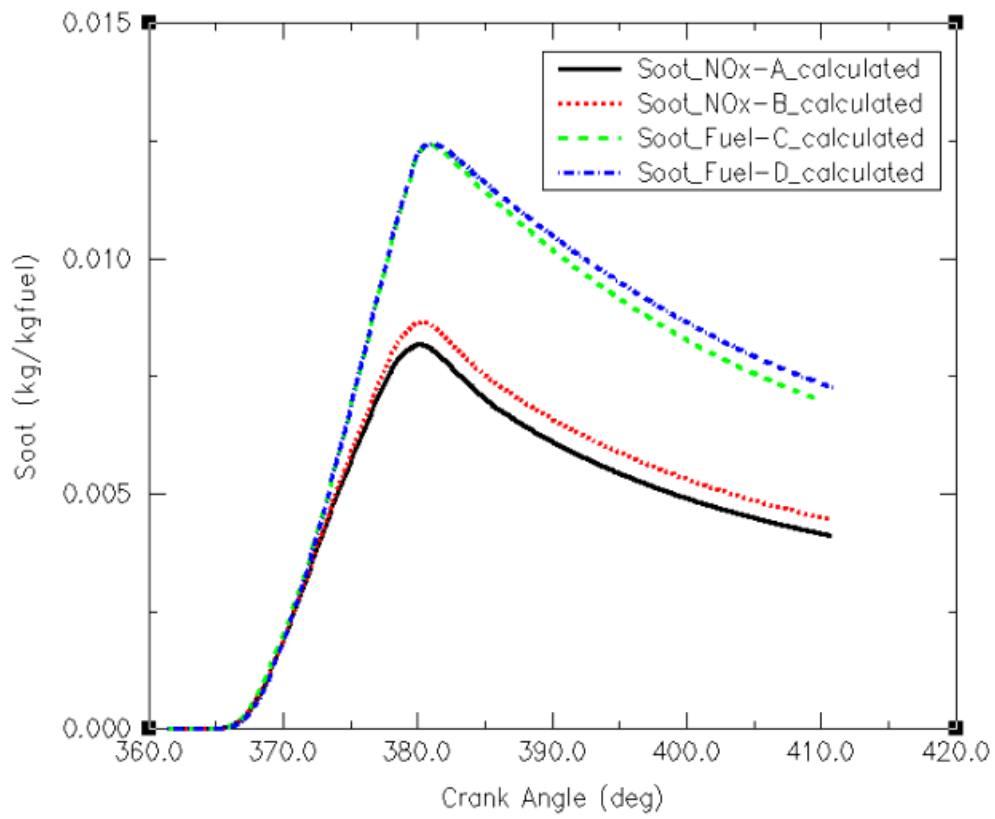


Fig. 44 Calculated Soot Formation Rate for Various Atomizer Types

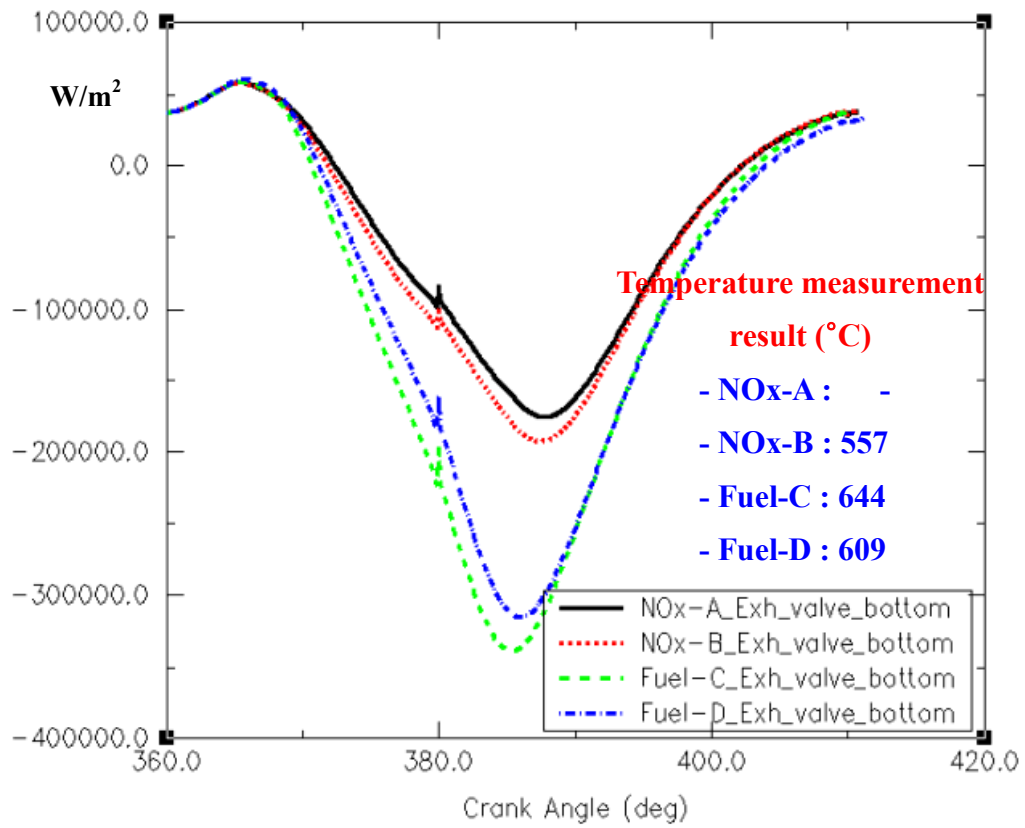


Fig. 45 Comparison Between Measured Temperature Value and Calculated Heat Flux of Exh. Valve Spindle Underside for Various Atomizer Types

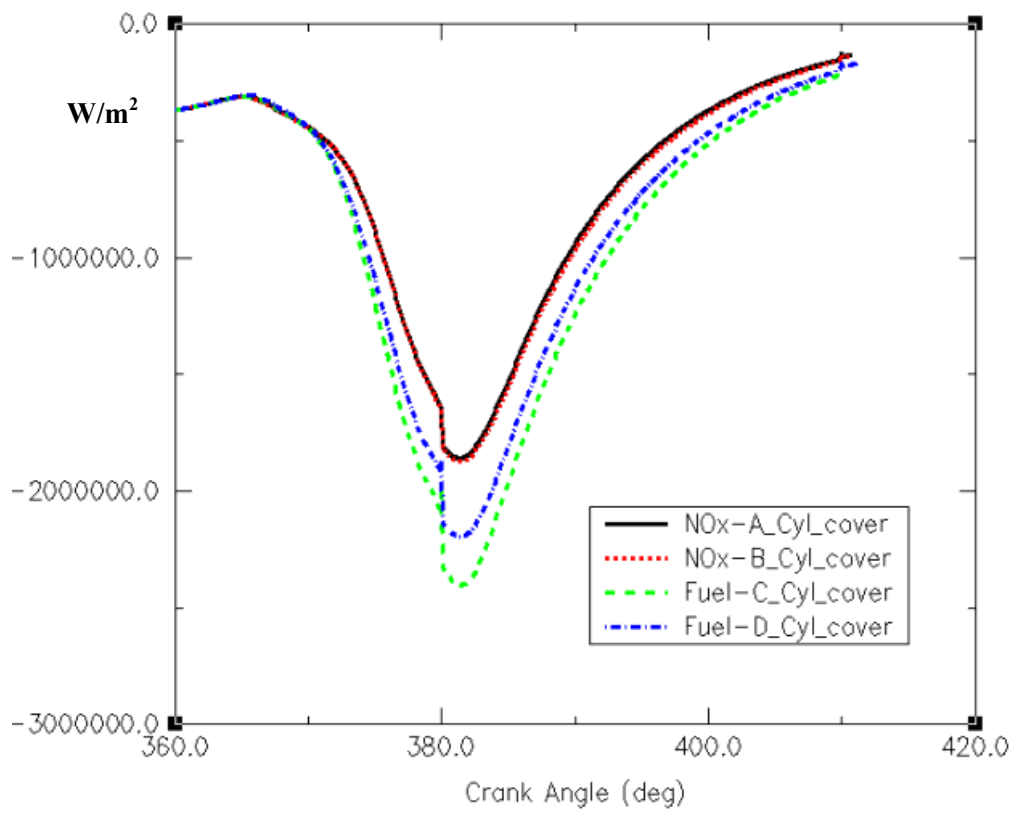


Fig. 46 Calculated Heat Flux of Cylinder Cover for Various Atomizer Types

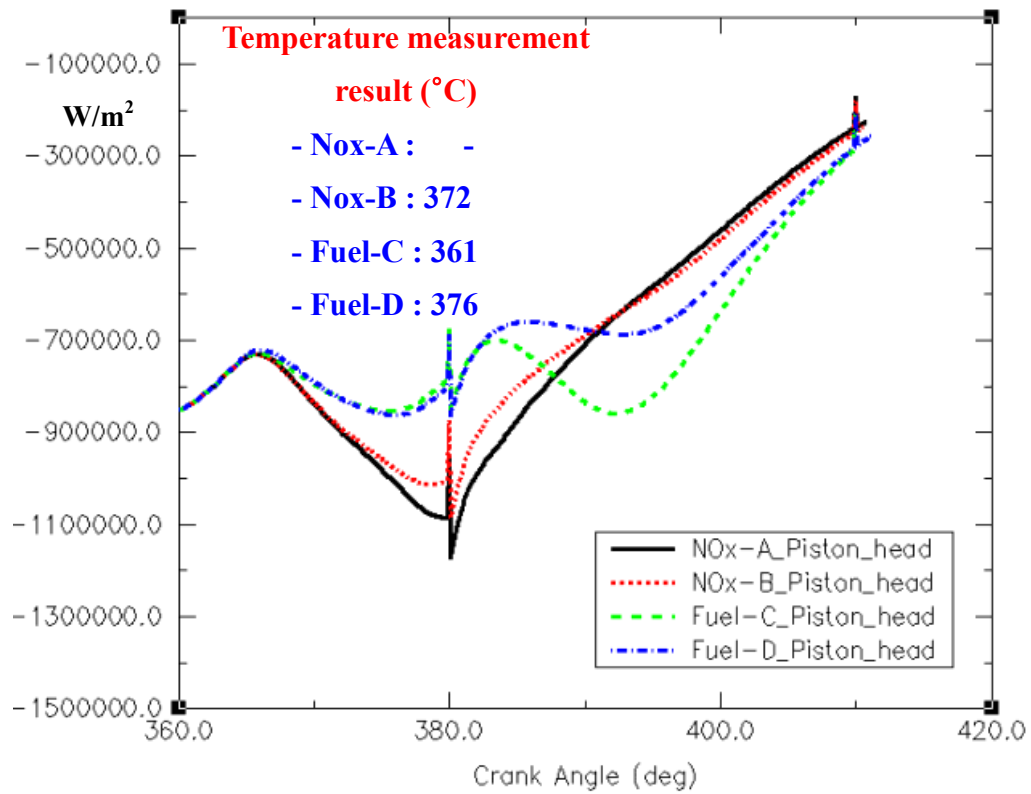


Fig. 47 Comparison Between Measured Temperature Value and Calculated Heat Flux of Piston Crown for Various Atomizer Types

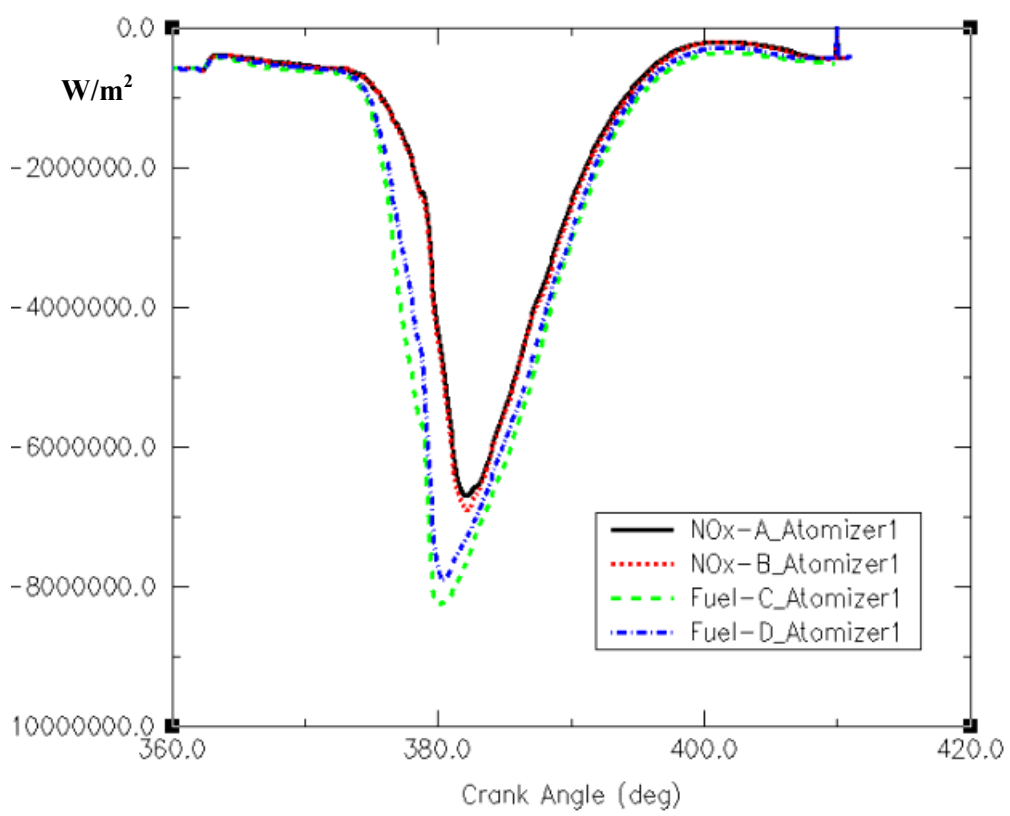


Fig. 48 Calculated Heat Flux of Atomizer for Various Atomizer Types

## 제 5 장 결 론

대형 저속 2 행정 디젤기관에서 Atomizer 의 분사각도 및 분공 크기에 따른 연료의 분무 형태, 연소결과 및 연소실 구성부품들에 대한 열유속에 관한 특성에 대해 파악하고자 엔진 유동 및 연소해석 전용 코드인 FIRE 를 이용하여 연소해석을 하였으며 다음과 같은 결과를 얻었다.

- (1) 소형 엔진과는 달리 연소실 벽면에서의 충돌현상은 없었으며 연료분사가 끝난후 스월의 방향과 같은 방향으로 액적이 분포 된다.
- (2) 연소실 수직방향의 중심부분에서 연소가 시작되며 화염이 실린더 벽쪽으로 팽창한다.
- (3) Atomizer 의 분공 크기가 클수록 연소실내에서의 관통길이가 길어서 연소실 전체의 공기와 골고루 혼합되어 화염의 면적은 넓지만 최고압력 및 최고온도는 Atomizer 분공 크기가 동일한 NOx-A, NOx-B 형상이 더 크게 나타난다.
- (4) NOx & Soot 발생량 또한 연소 온도와 직접적인 관계가 있으며 본 연구에서는 Atomizer 분공 크기가 균일한 형상이 상대적으로 많은 양의 NOx 생성비를 나타내고 있으며 이러한 경향은 측정 결과와 일치한다. Soot 의 생성은 연료가 과농한 지역에서 발생하며 NOx 생성비의 경향과 반대로 Atomizer 분공의 단면적 넓이가 상대적으로 큰 경우에서 더 크게 나타난다.
- (5) 연소실 부품중 실린더 커버와 배기밸브 스프링 아래 부위에서의 열유속은 화염의 형상 및 분포결과에 따라 상대적으로 Atomizer 분공 크기가 클 때

에 크게 나타나며 배기밸브 스피들 아래 부위의 온도 측정 결과와 동일한 경향을 보여준다.

(6) 피스톤 헤드 상면부위의 열유속 계산 결과는 Atomizer 분공 크기에 따라서 상당히 다른 경향을 보여주고 있지만 평균온도 측정결과에서 나타나듯이 전체적인 평균 열유속의 차이는 없다.

(7) 연소실에 돌출된 Atomizer 주위의 열유속 크기는 화염의 전파속도 및 크기에 따라 정해지며 이번 연구결과에서는 Atomizer 분공 크기가 상대적으로 큰 경우가 약 30%정도 크게 나타난다.

결론적으로 대형 저속 디젤 기관의 Atomizer 사양에 따라서도 연소실 압력, 배기배출물 발생량, 연소실 부품들에 대한 열유속등에 있어서 많은 차이가 있음을 알았다. 따라서 디젤 기관의 각 운전 조건 및 Atomizer 형상에 따른 연소 특성을 데이터 베이스화 하여 각각의 특성을 파악하는 것이 최적의 Atomizer 사양 설계에 중요한 요소라 할 수 있다.

## 參 考 文 獻

1. R. D. Reitz and C. J. Rutland, "Development and testing of diesel engine CFD models" Prog. Energy Combust. Sci. Vol.21, pp.173 ~ 196, 1995.
2. Young-Nam Kim, Hee-seok Ahn, Kyoung-min Cho, Woo-tae Kim, and Jas-Kwon Choi "The Computational Investigations of the Intake Port Inclined Angle Variations on the In-cylinder Flow Patterns and the Tumble Ratio in SI Engine" Seoul 2000 FISTA World Automotive Congress, 2000.
3. Time Sebastian Strause, Georg Wolfgang Schweimer and Ulrich Ritscher "Combustion in a Swirl Chamber Diesel Engine Simulation by Computational of Fluid Dynamics" SAE 950280, 1995.
4. R. D. Reitz, N. Ayoub, M. Gonzalez, R. Hessel, S. Kong, J. Lian, C. Pieper, and C. J. Rutland "Improvements in 3-D Modeling of Diesel Engine Intake Flow and Combustion" SAE 921627, 1992.
5. R. D. Reitz and C. J. Rutland "3D-Modeling of Diesel Intake Flow, Combustion and Emission" SAE 911789, 1991.
6. Reinhard Tatschl, Hannes Riediger and Michael Bogensperger "Multidimensional Simulation of Spray Combustion and Pollutant Formation in a Medium Speed Marine Diesel Engine" FISITA World Automotive Congress, France, 1998.



7. Song-Chang Kong, Zhiyu Han, and Rolf D. Reitz “The Development and Application of a Diesel Ignition and Combustion Model for Multidimensional Engine Simulation“ SAE 950278, 1995.
8. German Weisser, Franz X. Tanner and Konstantinos Boulouchos “Modeling of Ignition and Early Flame Development with Respect to Large Diesel Engine Simulation“ SAE 981451, 1998.
9. G. Weisser, F. X. Tanner, K. Boulouchos, J. Kramer, R. Holtbecker “Integrating CRFD-Simulation into the development process of large diesel engines : A status report“ Proceedings of the 22<sup>nd</sup> CIMAC pp. 443-455, 1998.
10. Hiroyuki Endo, Yuji Oda, Masihko Okabe and Katsuhiko Sakaguchi “The Three Dimensional Combustion Simulation for Low Speed Two Stroke Diesel Engine“ 23<sup>rd</sup> CIMAC World Congress Vol.2 pp.665-672, 2001.
11. Sudhakar Das, Phillip J. Houtz and Rolf D. Reitz “Effect of Injection Spray Angle and Combustion Chamber Geometry on Engine Performance and Emission Characteristics of a Large Bore Diesel Engine“ ASME 1999 Spring Technical Conference ICE-VOL.32-1, 1999.
12. B. F. Magnussen and B. H. Hjertager “On mathematical modeling of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion “Symposium on Combustion, pp 719-729, 1977.
13. Mark A. Patterson and Rolf D. Reitz “Modeling the effects of Fuel Spray Characteristics on Diesel Engine Combustion and Emission“ SAE 980131, 1998.

14. Y. M. Kim, Y. D. Kwon, H. J. Kim, and S. W. Kim “Numerical study of Ignition and Combustion process of a Diesel Spray“ SAE 97370003, 1997.
15. F. X. Tanner “Liquid Jet Atomization and Droplet Breakup Modeling of Non-Evaporating Diesel Fuel Sprays“ SAE 970050, 1997.
16. D. T. Montgomery, M. Chan, C. T. Chang, P. V. Farrell and R. D. Reitz “Effect of Injector Nozzle Hole Size and Number on Spray Characteristics and the Performance of a Heavy Duty D.I.Diesel Engine“ SAE 962002, 1996.
17. O’Rourke, P. J. “Statistical Properties and Numerical Implementation of a Model for Droplet Dispersion in Turbulent Gas” J. Comput. Physics 83, 1989.
18. Dukowicz, J. K. “Quasi-steady droplet change in the presence of convection, informal report Los Alamos Scientific Laboratory”, LA7997-MS
19. M.A. Patterson, S.C. Kong, G.J. Hampson, and R.D. Reitz, “Modeling the Effects of Fuel Injection Characteristics on Diesel Engine Soot and NOx Emissions”, SAE Paper 940523, 1994.
20. Liu, A.B., Reitz, R.D. “Modeling the Effects of Drop Drag and Breakup on Fuel Sprays”, SAE 930072, 1993.
21. Halstead, M. Kirsch, L., Prothero, A. and Quinn, O. “A Mathematical Model for Hydrocarbon Auto-Ignition at High Pressures” Proc. Royal Society of London, A246, 1975.

22. Bockhorn, H. ed. "Soot Formation in Combustion : Mechanisms and Models.", 1994.
23. Nagle, J., Strickland-Constable, R.F. "Oxidation of Carbon between 1000 - 2000°C " Proceedings of the Fifth Conference on Carbon, 1994.
24. Zeldovich, Y. B., Sandovnikov, P. Y. and Frank-Kamenetskii, D. A. Oxidation of Nitrogen in Combustion. Translation by M. Shelef, Academy of Sciences of USSR, Institute of Chemical Physics, Moscow-Leningrad, 1947.
25. J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, (McGraw-Hill Book Company, 1988.)
26. AVL, FIRE V7.1a User Guide 1999.