

# 대형 압축 착화 엔진 내 저부하 영역의 가솔린과 디젤의 분무 및 연소 특성

김 동 훈<sup>1,2)</sup> · 김 기 현<sup>3)</sup> · 배 총 식<sup>\*4)</sup>

한국과학기술원 항공우주공학과<sup>1)</sup> · 삼성전자 생산기술연구소<sup>2)</sup> · 신라대학교 융합기계공학부<sup>3)</sup> · 한국과학기술원 기계공학과<sup>4)</sup>

## Combustion and Spray Characteristics of Diesel and Gasoline in Heavy-duty Compression Ignition Engine Under Low Load Condition

Donghoon Kim<sup>1,2)</sup> · Kihyun Kim<sup>3)</sup> · Choongsik Bae<sup>\*4)</sup>

<sup>1)</sup>Department of Aerospace Engineering, KAIST, Daejeon 34141, Korea

<sup>2)</sup>Mechatronics Research Department, Samsung Electronics, 10 Samsung 1-ro 6-gil, Hwaseong-si, Gyeonggi 18381, Korea

<sup>3)</sup>Division of Mechanical Convergence Engineering, Silla University, Busan 46958, Korea

<sup>4)</sup>Department of Mechanical Engineering, KAIST, Daejeon 34141, Korea

(Received 19 July 2017 / Revised 11 May 2018 / Accepted 25 March 2020)

**Abstract** : Gasoline compression ignition(GCI) is a concept that utilizes gasoline instead of diesel in a CI engine for higher efficiency and lower emissions. In this study, experimental and numerical approaches were used to understand the spray and combustion characteristics of gasoline in a heavy-duty CI engine under a low-load condition. Using spray and flame images, GCI was compared with diesel CI in terms of combustion phasing, ignition delay, engine power, and emissions. The distributions of the vapor phases and OH radicals were calculated to investigate the GCI characteristics. The predicted equivalence ratio and combustion temperature were used to plot the operating point on the phi-T map. As a result, it was found that gasoline is more suitable for a lean and well-distributed mixture inside the cylinder due to its high volatility and high resistance to autoignition. Only the premixed flame of GCI was an evidence of low-soot emission. GCI was operating in the region of advanced combustion technologies on the phi-T map.

**Key words** : Compression ignition(압축 착화), Gasoline(가솔린), Diesel(디젤), Spray(분무), Combustion(연소), CFD(전산 유체 해석)

### Nomenclature

CAD : crank angle degree  
CFD : computational fluid dynamics  
EGR : exhaust gas recirculation  
GCI : gasoline compression ignition  
HCCI : homogeneous charge compression ignition  
PCCI : premixed charge compression ignition

### 1. 서 론

최근 몇 십년 동안 디젤엔진의 질소산화물과 입자상 물질을 저감하기 위해 다양한 기술이 적용되었다. 그 중 연소 자체에서 생성되는 배기배출물을 저감하기 위해 질소산화물과 입자상물질 생성 영역을 회피하는 연소를 구

현하는 신연소 기술로서 균질 예혼합 압축착화(HCCI, Homogeneous Charge Compression Ignition) 연소와 예혼합 압축착화(PCCI, Premixed Charge Compression Ignition) 연소가 연구되고 있다.<sup>1)</sup> HCCI 연소는 실린더 내 혼합기를 균질, 희박하게 형성한 후 이를 압축 착화 하는 방식이다.<sup>2,3)</sup> 따라서 연소의 온도가 전체적으로 낮아지게 되고 연료의 농도가 국부적으로 농후한 영역이 감소하게 됨으로써 질소산화물과 입자상 물질을 동시에 저감할 수 있는 연소 기술로 알려져 있다. 하지만 높은 최고 압력으로 인한 소음문제 좁은 운전 영역, 벽면적심현상으로 인한 탄화수소 배출 증가, 그리고 연소상 제어가 어렵다는 측면이 단점으로 알려져 있다. PCCI 연소의 경우 HCCI 연소와의 경계 구분이 모호하나 HCCI 연소보다는 낮은, 기존 디젤 연소보다는 이른 분사 시기를 통해 디젤 HCCI

\*Corresponding author, E-mail: csbae@kaist.ac.kr

<sup>\*</sup>This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium provided the original work is properly cited.

연소의 가장 큰 문제점인 벽면 적심 현상을 줄이고 연소상을 지각시킴으로써 HCCI 연소보다 높은 출력 및 낮은 미연탄화수소 배출량을 얻을 수 있다는 장점이 존재한다.<sup>4)</sup> 하지만 저부하 영역에서는 낮은 온도와 압력 상태에서 연료가 분사되기 때문에 연료 미립화가 어렵다는 점, 짧은 점화 지연 시간으로 인해 공기와 연료가 혼합될 시간이 부족하다는 점 등이 단점으로 알려져 있다. 이는 디젤의 높은 세탄가와 낮은 휘발 특성에 의해 기인된 현상이다. HCCI나 PCCI 연소는 기존 디젤 연소의 단점을 어느정도 개선했다고 평가받고 있으나 연소상 제어의 어려움, 불완전 연소 생성물의 증가, 높은 연소 압력 상승률 등의 단점으로 인해 시장에 즉시 적용하지 못하고 있다. 이러한 단점들을 해결하기 위한 방법 중 하나로 점화 지연 시간을 길게 하고, 연료의 미립화를 향상시킬 수 있는 방법으로 연료의 자발화 특성(Auto-ignitability)을 이용하는 방법이 고안되었다. Aoyama 등<sup>5)</sup>은 PCCI 구현을 위해 가솔린을 포트 분사한 실험적인 연구를 통해 예혼합기 형성에 가솔린이 더 유리함을 확인하였다. Hashizume 등<sup>6)</sup>은 디젤엔진에 세탄가가 다른 두 연료(CN=19, 62)를 연료로서 사용하는 연구를 수행 하였다. 이를 통해 세탄가가 19인 연료가 세탄가가 62인 연료에 비해 점화 지연 시간이 길며 이 때문에 질소산화물과 입자상 물질을 동시에 저감할 수 있다는 것을 실험적으로 확인하였다. 또한 Shimazaki 등<sup>7)</sup>은 세탄가가 낮은 연료가 점화 지연 시간이 길기 때문에 세탄가가 높은 연료에 비해 입자상 물질 배출량이 적다는 것을 실험적으로 확인하였다. Risberg 등<sup>8)</sup>은 착화 특성이 다른 여러 연료를 통해 octane index를 정의하여 착화 저항성이 큰 연료가 HCCI 연소의 운전 영역을 확장할 수 있음을 실험적으로 확인하였다. 그 이외에 DME (Di-methyl ether)와 혼합연소하는 방법이 고안되기도 하였다.<sup>9,10)</sup> 대표적인 저세탄가 연료인 가솔린은 이미 그 공급 인프라가 갖추어져 있어 엔진을 개조하면 그 인프라를 그대로 사용할 수 있기 때문에 경제적인 것이라 여겨지고 있다.

가솔린을 압축 착화 엔진에 사용한 연구로서 Kalghatgi,<sup>11)</sup> Kalghatgi 등<sup>12,13)</sup>과 Hildingsson 등<sup>14)</sup>은 압축 착화 엔진에 가솔린 뿐만 아니라 디젤을 포함한 세탄가가 다른 여러 가지 연료를 적용한 실험을 수행하였다. 실험 결과, 가솔린을 TDC 근처에서 분사하였지만, 디젤 연료에 비해 고부하 조건에서도 훨씬 적은 양의 입자상 물질 배출 결과를 보였고, 이는 가솔린 연료의 낮은 세탄가로 인한 점화 지연 시간 증가하여 연료와 공기의 혼합 시간을 확보하였을 뿐만 아니라 높은 기화 특성으로 인하여 연료와 공기의 혼합이 향상되었기 때문이라 설명하였다. 하지만 저부하 영역에서는 NO<sub>x</sub> 생성은 연료의 옥탄가나 기화

성, 분사압력, 엔진 속도 등에 많은 영향을 받기 때문에 특정 조건에서는 EGR을 사용하지 않으면 오히려 증가하는 경향이 있다고 보고하였다. Weall과 Collings<sup>15)</sup>은 가솔린과 디젤의 혼합 연료를 이용하여 세탄가와 기화 특성에 따른 엔진 성능 실험을 수행하였다. 그 결과 가솔린이 많이 포함된 연료일수록 낮은 배기 특성을 보였다. 이는 긴 점화 지연 시간과 높은 기화 특성으로 인한 연료와 공기 혼합의 향상이 주된 원인으로 설명하고 있다.

최근 컴퓨터 하드웨어 성능 및 수치적 기법의 발달로 수치적 시뮬레이션 기법(Numerical Simulation methodology)을 활용한 내연 기관 해석 사례가 꾸준히 늘어나고 있다. 가솔린을 압축 착화 엔진에 적용한 수치적 해석은 최근에 그 연구 결과가 보고되고 있다. Ra 등<sup>16)</sup>과 Shi 등<sup>17)</sup>은 3차원 전산유체 상용코드인 KIVA 코드를 활용하여 연료 분사 시기, EGR 비율, 부스터 압력, 흡기 온도, Swirl ratio, 노즐 홀 지름 변화에 따라 가솔린의 사용 압축 착화 엔진 성능 변화를 예측하였으며, Smallbone 등<sup>18)</sup>은 가솔린을 사용한 압축 착화 엔진의 배기가스 생성 과정과 연소 안정성을 모사하였다. 또한 Dempsy와 Reitz<sup>19)</sup>은 KIVA 코드를 활용하여 대형 디젤 엔진의 중부하, 고부하 조건에서 가솔린 연료를 사용하였을 때 저연비, 고효율을 나타내는 영역을 찾기 위한 연구를 수행하였다. Shi와 Reitz 등<sup>20)</sup>은 CFD를 최적화 도구로 활용하여 중, 고부하 영역에서 Pilot과 Main 분사 시기, 분사압 및 분사량의 최적 조합을 통한 고효율, 저배기를 달성하였다.

선행 연구를 살펴보았을 때, 가솔린 압축 착화 엔진은 기존 디젤 압축 착화 엔진의 높은 열효율이라는 장점을 유지하면서 질소산화물과 입자상물질을 동시에 저감할 수 있는 방법임을 실험 및 수치적 기법으로 증명하였다. 다만 실험 및 수치적 기법을 동일 엔진에 동시에 적용하여 분석한 사례가 부족하여 가솔린 압축 착화의 기존 디젤 압축 착화대비 차이점을 정성적·정량적으로 비교하기 어렵다. 따라서 본 연구에서는 실험 및 수치적 기법을 활용하여 저부하 영역의 대형 압축 착화 엔진에 가솔린과 디젤의 분무 및 배기 특성을 비교 및 분석하기로 하였다.

## 2. 실험 장치, 실험 조건 및 수치 기법

### 2.1 실험 장치

본 연구에서는 두산 인프라코어에서 제작한 대형 압축 착화 엔진과 기존 디젤 연료 공급 및 분사 장치를 그대로 활용하였다. 6기통 엔진을 연구용 단기통 엔진으로 개조하여 사용하였으며 실험 장치는 Fig. 1과 같다. 엔진의 사양은 Table 1과 같이 보어 100 mm, 스트로크 125 mm이

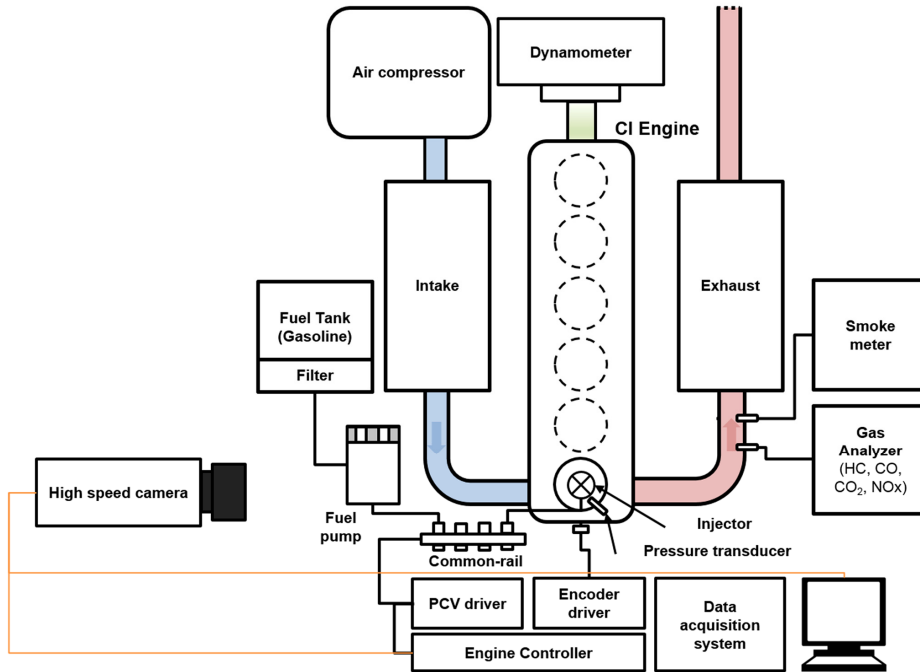


Fig. 1 Experimental setup

Table 1 Engine specification

Engine type	Single-cylinder CI engine
Bore (mm)	100
Stroke (mm)	125
Compression ratio	17.4
Displacement voluem (cc)	980
Fuel injection equipment	Common-rail, Direct injection 8 hole multi-hole injector

고 압축비는 17.4:1이다. 디젤과 가솔린은 연료 탱크에 저장되었다가 펌프와 커먼 레일 등의 연료 공급 장치를 거쳐 인젝터를 통해 연소실 내부로 공급된다. 엔진은 직류 동력계를 이용하여 고정 회전수로 구동하였다. 배기가스 중 입자상물질은 Smoke 미터(Smoker, AVL, 415S)를 활용하였으며, NO<sub>x</sub>, HC, CO, O<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>는 배기가스 분석 장치(MEXA 1500d, HORIBA Ltd.)를 활용하였다. 분무 및 화염 촬영을 위해 가시화 블록을 추가적으로 설치하여 하방 가시화 기법으로 고속 카메라(Vision Research Inc.; Phantom V7.1)를 통해 촬영하였다.

## 2.2 실험 조건

본 연구에서 가솔린과 디젤의 압축 착화 특성을 비교하기 위해 정의한 엔진 실험 조건은 가솔린과 디젤을 각각 압축 착화 엔진에 여러 분사 시기에 분사하여 실험을 진행한 조건들 중 연료별 가장 높은 출력을 나타내는 지점을 선택하였다.<sup>21)</sup> 그렇게 정의된 실험 조건은 Table 2

Table 2 Experimental condition

Description	Specification	
	Gasoline	Diesel
Fuel	Gasoline	Diesel
Engine speed (rpm)	1200	
Injection quantity (mg/stroke)	20	20.1
Injection pressure (MPa)	40	
Injection timing (CAD aTDC)	-12	-10
Intake pressure (MPa)	0.14	
Intake temperature (K)	298	
Coolant temperature (K)	358	
EGR rate (%)	0	

와 같다. 대상 엔진의 대표적인 저부하 조건인 1200 rpm 0.45 MPa IMEP(Indicated Mean Effective Pressure, 도시 평균 유효 압력) 출력을 나타내기 위해 각 연료의 발열량을 고려하여 가솔린 20 mg/stroke를, 디젤 20.1 mg/stroke를 40 MPa의 분사압으로 분사하였다. 가솔린의 안정적인 자발화를 위해 흡기 압력을 0.14 MPa까지 가압하였으며 동일한 조건에서 디젤을 분사하였다. 본 연구에서는 EGR(Exhaust Gas Recirculation, 배기재순환)을 사용하지 않았다.

## 2.3 수치 기법

본 연구에서는 실험 조건과 동일한 조건을 경계조건으로 하여 상용 CFD(Computational Fluid Dynamics, 전산 유체 해석) 코드인 Star-CD(CD-adapco)를 사용하여 Fig. 2

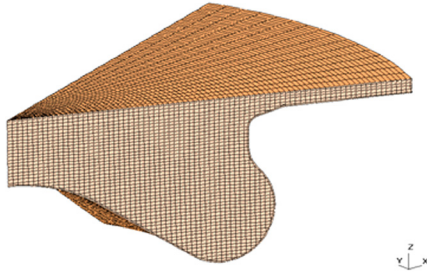


Fig. 2 1/8 sector mesh

와 같이 1/8 sector 격자를 만든 후 가솔린과 디젤의 압축 착화를 해석하였다.

디젤의 Surrogate fuel로서 최근 디젤 압축 착화 해석에 많이 활용이 되고 있는 n-dodecane을 사용하였다. 가솔린 압축 착화를 해석하기 위해서는 최근 연구가 진행되고 있는 87 % iso-octane과 13 % n-heptane의 혼합물을 가솔린 Surrogate fuel로 사용하였다.<sup>20,21)</sup>

주요 사용 모델은 분열 모델은 KH-RT(Kelvin-Helmholtz / Rayleigh-Taylor) 모델을, 난류 모델의 경우 k-epsilon 모델을, 연소 모델의 경우 ECFM-3Z(Enhanced Coherent Flame Model - 3 zone) 모델을 사용하였다. 계산의 시작 시점은 흡기 밸브가 닫히는 214 CAD로 정하였고, 계산의 완료되는 시점은 배기 밸브가 열리는 512 CAD로 정하였다. 모든 변수는 2차 차분 방법을 사용하였으며, 10<sup>-12</sup>로 지정한 온도 변수를 제외한 모든 변수의 Tolerance는 10<sup>-3</sup>으로 설정하였다.

### 3. 실험과 해석 결과의 고찰

#### 3.1 실험 결과

가솔린 압축 착화의 연소압과 열방출율을 디젤 압축 착화와 비교하면 Fig. 3과 같다.

먼저 디젤 압축 착화의 경우 원만한 기울기의 압력 상승률을 보이며 예혼합연소에 이어 확산연소가 일어나는

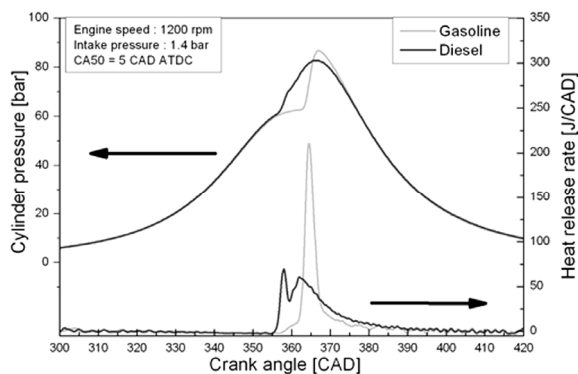


Fig. 3 Cylinder pressure and heat release rate of gasoline and diesel compression ignition

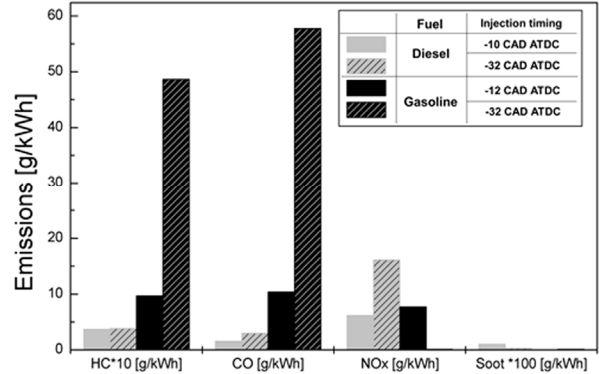


Fig. 4 Emission levels of gasoline and diesel compression ignitions

진행적인 열방출률 곡선을 보여준다. 이제 반해 가솔린 압축 착화의 경우 긴 점화 지연 시간 이후 급격한 기울기의 압력상승률을 보인다. 또한 짧은 기간동안 급격한 열방출률 곡선을 보이는데 이는 긴 점화 지연 기간 동안 예혼합된 혼합기가 짧은 시간동안 급격하게 연소하는 예혼합 연소만 발생하였음을 의미한다. 이러한 각 연료별 연소 현상이 다르기 때문에 배기 배출물 결과 또한 Fig. 4와 같이 상이한 모습을 나타내었다.

Fig. 4는 각 연료별로 최대 출력을 나타내는 분사시기와 비교를 위해 이른 분사시기의 배기 배출물 결과이다. HC와 CO의 경우 가솔린은 낮은 분사시기 조건에서는 디젤의 2~3배 수준의 값을 나타내었으나, 이른 분사시기의 경우 급격하게 증가하는 경향을 보였다. 이는 매우 희박한 예혼합기가 희박 한계 가까운 영역에서 연소가 진행되면서 완전 연소가 이루어지지 않음을 의미한다. NOx 배출의 경우, -10CAD ATDC 근방의 낮은 분사시기에서는 가솔린과 디젤 모두 약 5 g/kWh의 비슷한 값을 보였으나, -32 CAD ATDC의 이른 분사시기에서는 큰 차이를 보였다. 가솔린의 경우 충분한 점화지연기간으로 인해 연료 농도가 희박한 예혼합기가 형성되고 연소되어 NOx배출이 급감하였으나, 디젤은 짧은 점화지연기간 때문에 형성된 상대적으로 농후한 혼합기가 급격하게 연소함으로써 NOx가 급격히 증가하였다. 입자상물질은 저부하 운전 특성상 디젤과 가솔린 모두에서 낮은 배출 특성을 나타내었다. Fig. 5와 Fig. 6은 엔진 내에서 각 연료별로 최대 출력을 나타내는 분사시기 조건에서 분무 및 연소 현상을 촬영한 그래프이다. Fig. 5를 보면 엔진 내에서 가솔린 분무는 디젤 분무와 비교해서 매우 짧은 액상 길이를 보이는 것이 특징이다. 이는 가솔린의 우수한 기화특성에 기인한 것으로 예혼합 혼합기 형성에 유리한 특성이라 할 수 있다. Fig. 6에서 디젤 연소는 검댕의 백열 발광 신호가 나타남에 비하여 가솔린 연소는 상대적으로 짧은 기간동안에 청색 계열의 화학 발광신호를 나타낸

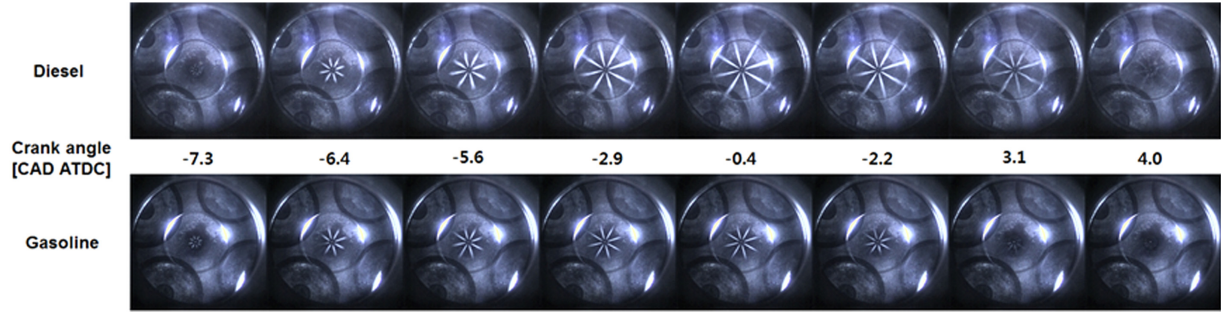


Fig. 5 Microscopic images of diesel and gasoline sprays in a CI engine

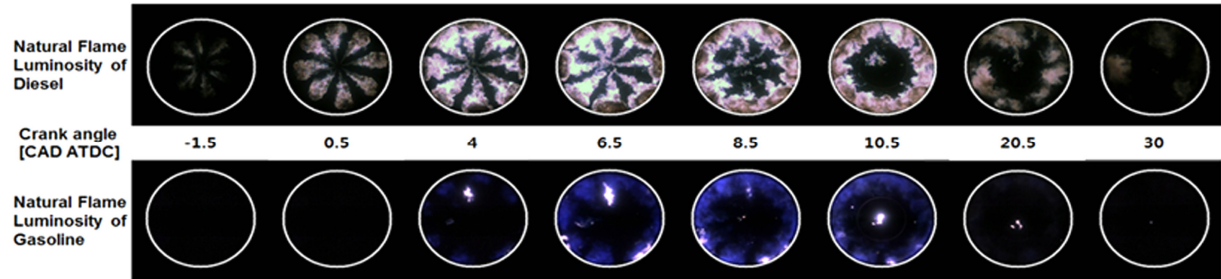


Fig. 6 Flame images of diesel and gasoline in a CI engine

다. 이는 가솔린의 경우 주변 공기와의 활발한 혼합을 통해 희박 예혼합 연소가 발생했음을 의미한다.

### 3.2 수치해석 결과

엔진 내에서 각 연료의 기상 분포의 차이점을 정량적으로 보여주기 위하여 수치 해석을 수행하여 Fig. 7과 같이 기상의 질량 분율을 나타내었다.

Fig. 7을 보면 같은 동일한 분사시기에서 가솔린의 기상이 디젤에 비해 매우 넓게 분포하는 것을 알 수 있으며 이는 가솔린의 우수한 기화특성 및 높은 착화저항 특성이 엔진 내에서 희박한 예혼합기 형성에 유리한 특성을 확인할 수 있다. 이는 앞서 소개한 가솔린과 디젤의 분무 및 화염 이미지 결과를 뒷받침할 수 있는 근거이다.

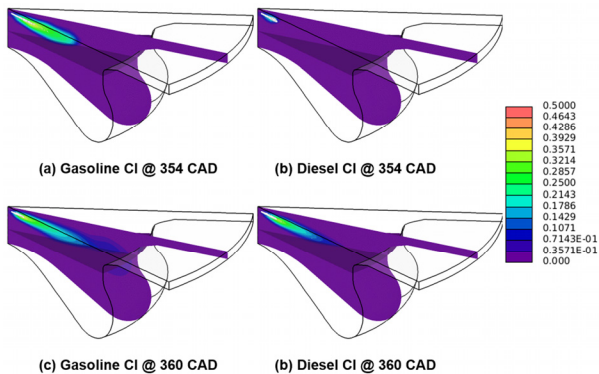


Fig. 7 Distribution of vapor phase for gasoline and diesel in a CI engine

Fig. 8은 각 연료별 OH radical의 분포를 나타내는 그래프이다. Fig. 7의 화염이미지에서 확인할 수 있듯이 디젤 압축 착화가 연소가 먼저 시작되어 확산 화염과 같은 모양으로 연소가 진행됨을 보여주는 반면, 가솔린 압축 착화는 연소가 늦게 시작되면서 예혼합 형태의 화염을 나타내는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 9는 가솔린 압축 착화에서 Crank angle별 당량비-온도 분포를 나타낸 것이다. 가솔린 압축 착화 연소는 기존 디젤 신연소와 같이 NOx와 Soot 생성 영역을 회피하고자 고안된 기술이므로 가솔린 압축 착화 연소가 원하는 연소 영역에서 연소가 일어나는지 파악하는 것이 매우 중요하다. 실제 실험을 통해서 연소실 내 당량비와 온도를 측정하기 매우 어렵기 때문에 본 연구에서는 해석

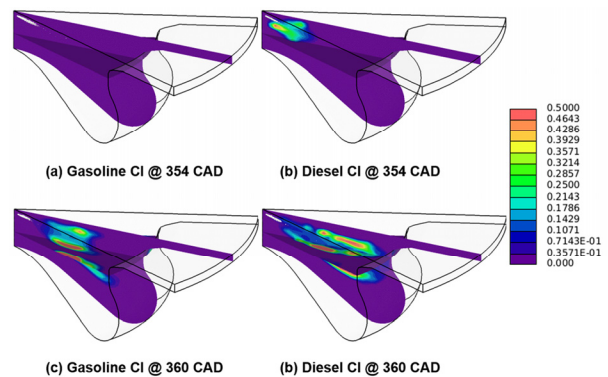


Fig. 8 Distribution of OH radical for gasoline and diesel in a CI engine

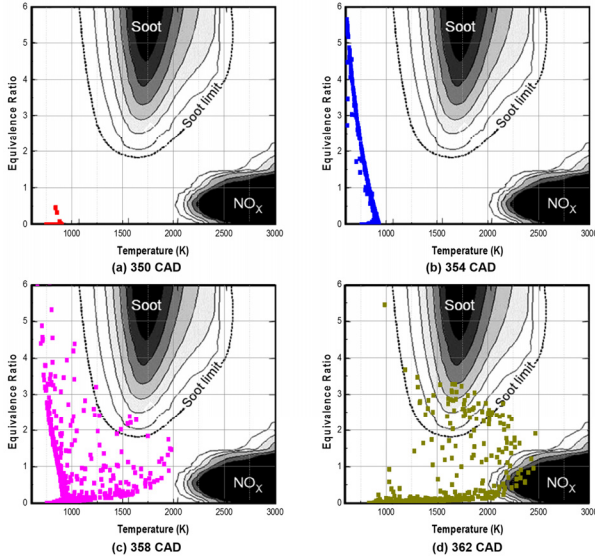


Fig. 9 Equivalence ratio - Temperature of gasoline compression ignition

된 결과를 이용해서 매 Crank angle 마다 연소실 내 당량비와 온도를 계산하여 도시하였다. Fig. 9를 보면 알 수 있듯이 대부분의 연소 영역은 NOx와 Soot 발생 영역을 회피한 연소가 일어난다는 것을 알 수 있다. 다만 매우 급격한 예혼합 압축 착화 연소가 일어나기 때문에 연소 온도가 높아 NOx 배출이 다소 늘어난다는 예측을 할 수 있는데 이는 실험을 통해 얻은 결과와 일치하는 경향이라 할 수 있다.

#### 4. 결론

저부하 영역의 대형 압축 착화 엔진에서 가솔린과 디젤의 압축 착화 특성을 실험적·수치적 기법을 이용하여 비교하였고 아래와 같은 결론을 도출하였다.

- 1) 연소압력과 열방출을 그래프 분석을 통해, 가솔린 연소가 디젤 연소에 비해 예혼합 연소의 비중이 높은 연소 형태를 보임을 확인하였다.
- 2) 분무 및 연소 이미지 취득을 통해 가솔린이 디젤에 비해 더 빨리 기화되고 긴 점화지연기간을 통해 혼합시간이 김을 확인하였다. 이를 통해 희박한 예혼합기를 형성하여 NOx와 Soot 배출은 줄어들었으나 CO와 HC 배출이 증가하였다.
- 3) 수치적 해석을 통해 디젤 분무에 비해 가솔린 분무의 기상영역이 더 넓게 분포함을 확인하였다.
- 4) 당량비-연소온도 해석을 통해 가솔린 연소의 경우 Soot 배출을 최대한 억제하는 영역에서 주로 연소가 진행됨을 확인하였다.

#### References

- 1) N. Dronniou, B. Lombard, T. Colliou, R. Tilagone and B. Reveille, "Dual Mode Engine for Euro VI Heavy-duty 125 Applications," THIESEL 2008 Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engine, 2008.
- 2) F. Zhao, T. Asmus, D. Assanis, J. Dec, J. Eng and P. Najt, Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines: Key Research and Development Issues, SAE, Warrendale, PA, 2003.
- 3) W. Hwang, J. Dec and M. Sjoberg, "Fuel Stratification for Low-load HCCI Combustion: Performance & Fuel-PLIF Measurements," SAE 2007-01-4130, 2007.
- 4) U. Aronsson, O. Andersson, R. Egnell, P. Miles and I. Ekoto, "Influence of Spray-target and Squish Height on Sources of CO and UHC in a HSDI Diesel Engine during PPCI Low-temperature Combustion," SAE 2009-01-2810, 2009.
- 5) T. Aoyama, Y. Hattori, J. Mizuta and Y. Sato, "An Experimental Study on Premixed-charge Compression Ignition Gasoline Engine," SAE 960081, 1996.
- 6) T. Hashizume, T. Miyamoto, A. Hisashi and K. Tsujimura, "Combustion and Emission Characteristics of Multiple Stage Diesel Combustion," SAE 980505, 1998.
- 7) N. Shimazaki, T. Tsuruchima and T. Nishimura, "Dual Mode Combustion Concept with Premixed Diesel Combustion by Direct Injection Near Top Dead Center," SAE 2003-01-0742, 2003.
- 8) P. Risberg, G. Kalghatgi and H. Angstrom, "Auto-ignition Quality of Gasoline-like Fuels in HCCI Engines," SAE 2003-01-3215, 2003.
- 9) K. Yeom, J. Jang and C. Bae, "Knocking and Combustion Characteristics at Rich Limit of Gasoline HCCI Engine," Transactions of KSAE, Vol.14, No.6, pp.9-16, 2006.
- 10) K. Kim and C. Bae, "Operating Characteristics of Dual-fuel Combustion with DME and Gasoline in a Compression Ignition Engine," Transactions of KSAE, Vol.22, No.1, pp.157-164, 2014.
- 11) G. Kalghatgi, "Auto-ignition Quality of Practical Fuels and Implications for Fuel Requirements of Future SI and HCCI Engines," SAE 2005-01-0239, 2005.
- 12) G. Kalghatgi, P. Risberg and H. Angstrom, "Advantages of Fuels with High Resistance to Autoignition in Late-injection, Low-temperature, Compression Ignition Combustion," SAE 2006-01-3385, 2006.

- 13) G. Kalghatgi, P. Risberg and H. Angstrom, "Partially Pre-mixed Auto-ignition of Gasoline to Attain Low Smoke and Low NO<sub>x</sub> at High Load in a Compression Ignition Engine and Comparison with a Diesel Fuel," SAE 2007-01-0006, 2007.
- 14) L. Hildingsson, G. Kalghatgi, N. Tait, B. Johansson and A. Harrison, "Fuel Octane Effects in the Partially Premixed Combustion Regime in Compression Engines," SAE 2009-01-2648, 2009.
- 15) A. Weall and N. Collings, "Gasoline Fuelled Partially Premixed Compression Ignition in a Light Duty Multi Cylinder Engine: a Study of Low Load and Low Speed Operation," SAE 2009-01-1791, 2009.
- 16) Y. Ra, J. Yun and R. Reitz, "Numerical Parametric Study of Diesel Engine Operation with Gasoline," Combustion Science Technology, Vol.181, Issue 2, pp.350-378, 2009.
- 17) Y. Shi, Y. Wang and R. Reitz, "Computational Fluid Dynamic Modelling a Heavy-duty Compression-ignition Engine Fueled with Diesel and Gasoline-like Fuels," International Journal of Engine Research, Vol.11, Issue 5, pp.355-373, 2010.
- 18) A. Smallbone, A. Bhave, A. Coble, S. Mosbach, M. Kraft, N. Morgan and G. Kalghatgi, "Simulation PM Emissions and Combustion Stability in Gasoline/Diesel Fuelled Engines," SAE 2011-01-1184, 2011.
- 19) A. Dempsey and R. Reitz, "Computational Optimization of a Heavy-duty Compression Ignition Engine Fueled with Conventional Gasoline," SAE International Journal of Engines, Vol.4, No.1, pp.338-359, 2011.
- 20) Y. Shi and R. Reitz, "Optimization of a Heavy-duty Compression-ignition Engine Fueled with Diesel and Gasoline-like Fuels," Fuel, Vol.89, pp.3416-3430, 2010.
- 21) K. Kim, Performance Improvement by Stratified Combustion Strategy in Gasoline Direct-injection Compression-ignition Engines, Ph. D. Dissertation Korea Advanced Institute Science & Technology, Daejeon, Korea, 2014.