Transactions of KSAE, Vol. 23, No. 4, pp.402-409 (2015)

Copyright © 2015 KSAE / 137-06
pISSN 1225-6382 / eISSN 2234-0149
DOI http://dx.doi.org/10.7467/KSAE.2015.23.4.402

유사차원해석 모델을 이용한 초희박 조건에서의 가솔린 직분사 엔진 연소 및 배기 예측

이 재 서[1] · 허 강 열[*1] · 권 혁 모[2] · 박 재 인[2]

포항공과대학교 기계공학과[1] · 현대자동차 파워트레인열유동해석팀[2]

Quasi-dimensional Analysis of Combustion and Emissions in a Stratified GDI Engine under Ultra-lean Conditions

Jaeseo Lee[1] • Kang Yul Huh[*1] • Hyuckmo Kwon[2] • Jae In Park[2]

[1]Department of Mechanical Engineering, Pohang University of Science and Technology, Gyeongbuk 790-784, Korea
[2]Powertrain Thermo-Fluid CAE Team, Hyundai Motor Company, 150 Hyundaiyeonguso-ro, Hwaseong-si, Gyeonggi 445-706, Korea

(Received 4 November 2014 / Revised 11 March 2015 / Accepted 17 March 2015)

Abstract : In this study a quasi-dimensional model is developed to predict the combustion process and emissions of a GDI engine under ultra-lean conditions. Combustion of a GDI engine condition is modeled as two simultaneous processes to consider significant fuel stratification. The first process is premixed flame propagation described as burning in a hemispherically propagating flame. The second is diffusion-controlled combustion modeled as mixing of multiple spray zones in the burned gas region. Mixing is an important factor in ultra-lean conditions leaving stratified mixture of developing sprays behind the propagating premixed flame. Sheet breakup and Hiroyasu models are applied to predict the velocity of a hollow cone spray. Validation is performed against measured pressures and NOx and CO emissions at different load and rpm conditions in the test engine.

Key words : Quasi-dimensional analysis(유사차원해석), GDI engine(가솔린 직분사 엔진), NOx(질소산화물), CO (탄소산화물)

Nomenclature

A_f : flame area, m^2
A_{S_T} : constant of turbulent flame speed
C, C_{mix} : constant for mixing
D : model constant for breakup
D_{mu} : molecular diffusivity
D_{tu} : turbulent diffusivity
d_{noz} : spray nozzle diameter, m
h : enthalpy, kJ/kg
L : breakup length, m
l_t : turbulent integral length scale, m
m : mass, kg
$m_{a,end}$: air mass for the homogeneous mixture state, kg
n : constant for flame propagation speed
p : cylinder pressure, kPa
P : probability density function
S_L^0 : laminar flame speed, m/s
S_T : turbulent flame speed, m/s
T : temperature, K
t : time, s
u : spray velocity, m/s

*Corresponding author, E-mail: huh@postech.ac.kr

V : cylinder volume, m^3
V_e : flame propagation speed, m/s
α : constant for flame propagation speed
δ : poppet seat diameter, m
Δp : pressure drop, kPa
η : mixture fraction
θ : spray cone half angle, deg
ρ : density, kg/m^3
σ : surface tension of fuel, kg/s^2
ϕ : equivalence ratio
$[\,]$: species concentration, mol/m^3

Subscripts

a : air
e : equilibrium
f : fuel
g : gas
l : liquid

1. 서 론

최근 지구온난화 및 대기 오염으로 인해 강화된 자동차의 배기 규제와 연료의 가격 상승 등의 문제들로 인하여 고성능, 고효율의 엔진 개발이 요구되고 있다. 가솔린 초희박 직분사 엔진은 throttle 작동에 의한 손실이 없고, 연료의 성층화에 따라 초희박 조건의 연소가 가능하기 때문에 기존의 PFI (Port Fuel Injection)방식의 엔진보다 연료의 소비가 작다.[1] 따라서 가솔린 직분사 엔진은 기존 상용 가솔린 엔진에 비해 높은 성능과 낮은 연료 소비율로 인하여 효율과 배기 특성 향상의 새로운 대안으로 대두되고 있다. 초희박 조건에서의 가솔린 직분사 엔진은 연소실 내에 연료가 직접 분사됨에 따라 점화 위치, 시기 뿐 아니라 공기의 유동과 연료 분무 등에 의해 연소 특성이 결정된다. 이와 같이 복합적인 요소에 의해 제어되는 연소 방식의 엔진을 수치적으로 모사하기 위해서는 일반적으로 형상 정보를 고려할 수 있는 3차원 전산 유체 해법이 적합하지만, 계산 시간과 해석의 어려움으로 효율적이고 정확한 0차원의 가솔린 해석 모델이 필요한 시점이다. 따라서 본 연구에서는 초희박 조건의 가솔린 직분사 엔진의 0차원 해석을 위하여 유사차원해석 모델을 개선하였으며 다양한 운전 조건에서 실험값과 비교하여 검증하였다.

대부분 가솔린 엔진 0차원 연소 모사는 Poulos[2]의 유사차원해석 모델에 기초하고 있다. 화염은 점화 플러그를 중심으로 반구 형태로 전파된다고 가정하고, 혼합기를 화염면에 따라 미연/기연 영역으로 나누어 난류 예혼합 연소 과정을 모사한다. 이때의 연소 속도는 혼합기가 화염으로 유입되는 속도에 의해 결정된다. Han[3]은 이로부터 진전된 형태로서 강한 텀블과 성층화된 EGR (Exhaust Gas Recirculation) 등을 고려한 유사차원해석 모델을 개발하였으며, Rakopoulos 등[4]은 일정한 크랭크 각 간격으로 기연 영역을 나눔으로써 다중 영역 모델을 적용하였다. 그 밖에 HCCI (Homogeneous Charged Compression Ignition) 엔진,[5,6] 가솔린 직분사 엔진[7] 등의 다양한 가솔린 엔진의 0차원 해석에 관한 연구가 진행되고 있다.

가솔린 직분사 엔진의 연소 모사는 연료 분사 및 미립화, 연료의 증발, 공기의 유입 및 연료와의 혼합 그리고 성층화된 혼합기의 연소까지 고려되어야 한다. Watanabe 등[8]은 새로운 연소실 내 난류 모델을 제안하여 연소실의 형상, 밸브 타이밍 등을 고려하여 계산의 정확성을 높였다. 연료의 성층화를 고려하기 위하여 Schmid 등[9]은 미연 영역을 농후 영역, 이론공연비 영역, 희박 영역, 남아있는 공기 영역 등의 4가지 영역으로 나누어 가솔린 엔진 연소를 모사하였으며, Gong과 Rutland[10]는 공기/연료 혼합 모델을 이용하여 혼합기의 불균일성을 고려하여 가솔린 직분사 엔진의 NOx를 예측하였다. 본 연구에서는 유사차원해석 모델을 기반으로 중공 원추형(Hollow cone) 타입의 분사를 모사하기 위한 Hiroyasu 모델[11]과 sheet breakup 모델,[12] 연료 증발 모델[13]을 적용하였으며, 예혼합 연소와 확산 연소를 동시에 고려하기 위한 새로운 연소 모델을 제안하여 초희박 조건에서의 가솔린 직분사 엔진을 모사하고 검증하였다.

2. 지배 방정식 및 요소 모델

본 연구에서는 기존의 유사차원해석 모델[2]을 기반으로 공기/연료의 혼합 및 분무 모델과 새로운 연소 모델을 적용하여 초희박 조건에서의 가솔린 직

분사 엔진 연소 과정을 모사하였다. 실린더 내의 혼합기는 미연/기연 영역으로 나뉘고, 이상기체 상태방정식과 에너지 보존식을 이용하여 연소실 기체의 평균 온도 변화율에 대한 식을 다음과 같이 유도할 수 있다.

$$\frac{dT}{dt}=\frac{B}{A}\left\{\frac{\dot{m}}{m}\left(1-\frac{h}{B}\right)-\frac{\dot{V}}{V}+\frac{1}{Bm}\left(\sum_{in,out}\dot{m}_i h_i-\dot{Q}\right)\right\} - \Delta h/\left(\frac{\partial h}{\partial T}-\frac{(\partial\rho/\partial T)_p}{(\partial\rho/\partial p)_T}\frac{\partial h}{\partial p}\right) \quad (1)$$

where

$$A=C_p+\frac{(\partial\rho/\partial T)}{(\partial\rho/\partial P)}\left(\frac{1}{\rho}-C_T\right) \quad (1\text{-}1)$$

$$B=\frac{1}{(\partial\rho/\partial p)}(1-\rho C_T) \quad (1\text{-}2)$$

$$C_p=\left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_{p,\phi},\ C_T=\left(\frac{\partial h}{\partial p}\right)_{T,\phi} \quad (1\text{-}3)$$

여기서, $\dot{Q}$은 벽에 의한 열손실율($\dot{Q}_w$)과 증발 잠열($\dot{Q}_{fg}$)의 합이고, Δh는 공기와 연료의 혼합으로 발생하는 엔탈피의 변화율이다. 벽과의 열전달은 대류를 통해서만 이루어진다고 가정되며,[2] 증발 잠열은 Borman과 Johnson[13]의 모델에 의해 구하였다.

2.1 분무 및 공기/연료 혼합 모델

중공 원추형(Hollow cone) 타입의 인젝터에서 분사된 연료의 미립화는 Hiroyasu 모델[11]과 sheet breakup 모델[12]을 적용하여 모사하였으며 분무영역은 분사방향으로 분할된다. 각각의 분무영역으로 유입되는 공기량은 운동량 보존으로부터 구하며, 이에 따라 공기와 연료의 혼합율이 결정된다.

2.1.1 분무 모델

노즐에서 연료가 분사될 때 분무의 초기 속도는 연료 분사율($\dot{m}_{inj}$)에 따라 식 (2)와 같이 계산되며, 미립화 시점까지 초기 분사 속도를 유지한다고 가정한다.

$$u_0=u=\frac{\dot{m}_{inj}}{\rho_l A_{noz}} \quad (2)$$

분무의 도달거리(L)와 미립화 후 속도는 다음 식과 같다.

$$L/\delta=D\left[\left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)\left(\frac{\sigma}{\rho_g u^2\delta}\right)\left(\frac{d_{noz}}{\delta}\right)\frac{1}{\tan\theta}\right]^{1/3} \quad (3)$$

$$u=1.48\left(\frac{\Delta p}{\rho_a}\right)^{0.25} d_{noz}t^{-0.5} \quad (4)$$

여기서, D는 모델 상수로 본 연구에서는 Reitz와 Diwakar[12]에 의해 제안된 값인 20을 사용하였다.

2.1.2 공기/연료 혼합 모델

각 분무영역으로 유입되는 공기의 양은 운동량 보존으로부터 다음과 같이 계산한다.[14]

$$m_f u_0=(m_f+m_a)u \quad (5)$$

$$m_a=m_f\left(\frac{u_0}{u}-1\right) \quad (6)$$

$$\dot{m}_{a,cal}=C\dot{m}_a \quad (7)$$

공기 유입율은 보정상수 C를 이용하여 조절된다. 연소실 내의 모든 공기가 분무영역으로 유입된 이후에는 인접한 분무영역 간의 혼합만 있다고 가정되며 그 양은 다음과 같다.

$$\Delta m_a=C_{mix}(m_{a,end}-m_a) \quad (8)$$

여기서, C_{mix}는 보정상수로 분무영역 간의 혼합량을 조절한다.

2.2 연소 모델

연소실 내의 인젝터는 점화 플러그 근처에 위치하여 분사된 연료가 직접 플러그까지 도달한다. 따라서 농후한 조건의 혼합기가 점화 플러그 근처에 생성이 되고, 화염은 농후한 지역에서 희박한 지역으로 전파되고,[15] 공기와 연료가 섞이면서 농후한 조건에서 타지 못하고 남아있던 연료가 연소된다. 이러한 현상을 모사하기 위하여 초희박 조건에서의 가솔린 직분사 엔진 연소는 예혼합 연소와 확산 연소가 동시에 일어난다고 가정되며 이를 통해 공기/연료 혼합기의 성층화을 고려한다.

2.2.1 예혼합 연소

예혼합 화염은 점화 플러그를 중심으로 반구 형태로 전파 된다고 가정되고 화염으로 유입되는 혼합기의 유량은 질량 보존에 의해 화염 전파 속도

(V_e)와 화염 면적 (A_f)으로 나타낸다.

$$\dot{m}_e = \rho_u A_f V_e \tag{9}$$

초기 화염은 층류 화염 속도로 전파되고, 난류에 의해 화염면이 구겨지며 점점 난류 화염 전파속도로 전파된다고 가정한다.[16)]

$$V_e = KS_T + (1-K)S_L^0 \tag{10}$$

$$K = \min\left[\left(\frac{\int S_L / l_t \, dt}{\alpha}\right)^n, 1\right] \tag{11}$$

K는 0에서 1사이의 값을 가지며, K=0일 때 층류 화염 속도, K=1일 때 난류 화염 속도로 화염이 전파하게 된다. α는 난류 화염 속도로 발달하는 시간을, n은 그 경로를 결정하는 상수이다. 층류 화염 속도는 Metghalchi와 Keck의 실험식[17)]을 통해 구하며 난류 화염속도는 아래와 같다.[18)]

$$S_T = \frac{A_{S_T}}{load[\%]} S_L^0 \sqrt{\frac{D_{tu}}{D_{mu}} + 1} \tag{12}$$

여기서 A_{S_T}는 난류 화염 속도를 결정하는 상수이다. 식 (12)와 같이 난류 화염 전파 속도는 층류 화염 속도에 비례한다. 층류 화염 속도는 미연 가스의 온도, 압력, 당량비에 의해 결정되고, 이 때 실린더 전체의 당량비가 아닌 각 분무영역의 평균 당량비를 이용함으로써 화염이 전파됨에 따른 당량비의 변화를 고려하였다. 따라서 예혼합 연소에서 또한 공기와 연료의 혼합이 연소 속도를 결정하는 중요한 요소이다.

2.2.2 확산 연소

확산 연소는 공기/연료의 혼합에 의한 엔탈피 변화를 반영함으로써 모사한다. 식 (7)을 통해 계산된 유입 공기량에 따라 각 분무영역의 혼합분율이 결정되고 이를 통해 공기/연료 혼합분율에 대한 확률밀도함수(P_η)를 구한다. 공기와 연료의 혼합으로 인한 엔탈피의 변화는 식 (13)과 같이 혼합분율 확률밀도함수의 변화를 통해 계산된다.

$$\Delta h = \sum_\eta \langle h|\eta \rangle P_\eta^t - \sum_\eta \langle h|\eta \rangle P_\eta^{t-1} \tag{13}$$

식 (13)으로 계산된 엔탈피 변화량은 식 (1)의 에너지 보존에 적용되어 공기와 연료의 혼합에 의한 확산 연소를 고려한다.

2.3 배기가스 모델

본 연구에서는 평형 가정을 이용하여 NOx와 CO의 배출량을 예측하였다. 이때의 기연영역의 당량비는 연소실내 전체의 평균 당량비가 아닌 분무영역에서의 평균 당량비를 가진다고 가정함으로써 연료와 섞이지 않고 남아 있는 공기는 연소 반응에서 배제하였다.

2.3.1 NOx 모델

NOx는 아래의 Zel′dovich 메커니즘을 이용하여 예측하였다.

$$N_2 + O \leftrightarrow NO + N \tag{NO1}$$

$$N + O_2 \leftrightarrow NO + O \tag{NO2}$$

$$N + OH \leftrightarrow NO + H \tag{NO3}$$

NO를 제외한 화학종들의 농도는 평형 가정을 통해 구하고 이를 이용한 NO의 생성량은 식 (14)와 같이 구한다.

$$\frac{d[NO]}{dt} = \frac{2R_1\left\{1-\left([NO]/[NO]_e\right)^2\right\}}{1+\left([NO]/[NO]_e\right)R_1/\left(R_2+R_3\right)} \tag{14}$$

where

$$R_1 = k_1^- [NO]_e [N]_e \tag{14-1}$$

$$R_2 = k_2^+ [N]_e [O_2]_e \tag{14-2}$$

$$R_3 = k_3^+ [N]_e [OH]_e \tag{14-3}$$

2.3.2 CO 모델

CO의 생성은 아래의 3가지 반응[19)]과 평형 가정을 통해 구한 화학종들의 농도를 이용하여 식 (15)와 같이 계산한다.

$$CO + OH \leftrightarrow CO_2 + H \tag{CO1}$$

$$CO_2 + O \leftrightarrow CO + O_2 \tag{CO2}$$

$$CO + O + M \leftrightarrow CO_2 + M \tag{CO3}$$

$$\frac{d[CO]}{dt} = \left(R_1 + R_2 + R_3\right)\left(1 - \frac{[CO]}{[CO]_e}\right) \tag{15}$$

where

$$R_1 = k_1^+ [CO]_e [O_2]_e \quad (15\text{-}1)$$

$$R_2 = k_2^- [CO]_e [O_2]_e \quad (15\text{-}2)$$

$$R_3 = k_3^+ [CO]_e [O]_e [M]_e \quad (15\text{-}3)$$

3. 엔진 제원 및 운전 조건

Table 1에는 시험 엔진의 제원을 나타냈으며, 엔진 속도와 부하를 달리한 운전 조건은 Table 2에 나타냈다. 검증 케이스는 총 10개로, 800 ~ 3600 rpm의 엔진 속도, 40 ~ 100%의 부하 조건에서 연소실 내의 압력과 배기가스 배출량을 예측하였다.

Table 3은 본 연구에서 개발된 코드 검증 시 사용한 모델 상수를 나타내며, 하나의 상수 집합을 이용하여 총 10개의 운전 조건에 대해 검증을 하였다. 단, C_{mix}의 경우, 점화 후에도 분사가 이루어지는 조건에서는 0.055보다 큰 값을 사용하였다. Table 3의 모델 상수는 본 연구에서 검증된 엔진 운전 조건에 대한 최적의 값으로 다른 엔진에 대한 검증을 위해서는 새로운 모델 상수를 찾아야 한다.

Table 1 Engine specifications

Bore × Stroke (mm)	96 × 87
Displacement volume (cm^3)	630
Injector hole type	Hollow cone

Table 2 Operating conditions

Case #	Speed [rpm]	Load [%]	Φ	# of injection
1	800	50	0.50	2
2		100	0.85	3
3	2000	40	0.34	2
4		70	0.57	3
5		100	0.74	3
6	3600	40	0.32	2
7		70	0.52	3
8		100	0.66	3
9	1600	80	0.58	3
10	2800		0.62	3

Table 3 Model constants

Constant	Value	Definition
C	1.25	Air/fuel mixing, eq. (7)
C_{mix}	0.055 ~ 0.085	Mixing among Zones, eq. (8)
α	0.1	Flame propagating velocity, eq. (11)
n	0.5	Flame propagating velocity, eq. (11)
A_{S_T}	30	Turbulent burning velocity, eq. (12)

4. 유사차원해석 코드 구조

Fig. 1은 본 연구에서 개발한 유사차원해석 코드의 구조를 나타낸다. 실험값으로 주어진 흡기 포트의 압력과 실린더 내부의 압력의 차이로 흡입되는 공기량이 결정되고, 연료 분사 시작 시점부터 공기와 연료의 혼합 계산이 시작된다.

초희박 조건에서 가솔린 직분사 엔진의 화염은 점화 플러그 근처의 농후한 영역에서 희박한 영역으로 전파되고, 공기와 연료가 섞이면서 농후한 조건에서 타지 못하고 남아있던 연료가 연소 된다. 이러한 현상을 모사하기 위하여 본 연구에서는 예혼합 연소와 확산 연소를 동시에 고려할 수 있는 새로운 연소 모델을 제안하였다. 예혼합 연소는 화염 전파 속도와 화염 면적을 이용하여 모사하였으며 확산 연소는 공기/연료의 혼합에 의한 엔탈피 변화를 반영함으로써 모사한다.

점화 후에는 분무영역의 평균 당량비에 의해 예혼합 화염 전파 속도가 결정되며, 공기/연료 혼합의 진행에 따른 각 분무영역의 당량비 변화를 이용하여 P_η와 Δh를 구한다. 이렇게 얻은 화염전파속도,

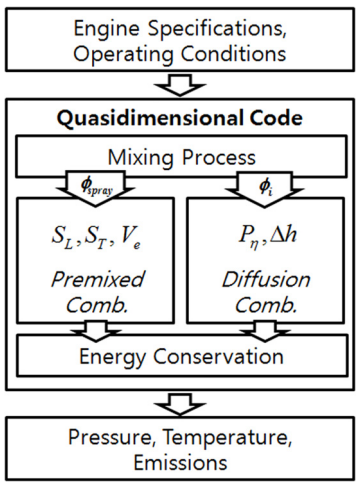

Fig. 1 Structure of quasi-dimensional code for a stratified GDI engine

Δh를 에너지 보존식에 적용하여 실린더 내의 압력, 미연/기연 영역의 온도를 구하고, 배기 모델을 통해 NOx 및 CO의 양을 예측한다.

5. 결과 및 고찰

Fig. 2는 엔진 속도와 부하에 따른 예측된 압력 선도와 실험을 통해 측정된 최고 압력값을 나타내었고 모든 경우에서 측정치와 유사한 결과를 얻었다. 보안 문제로 모든 결과들은 3600 rpm, 100% 부하 조건의 실험값으로 정규화 되었다.

Fig. 3은 각 조건에서의 연료의 연소율을 보여준다. 계산을 통해 예측된 50%, 90%의 연료가 연소되었을 때의 크랭크 각은 측정된 값과 대체적으로 일치하는 결과를 보인다. 최고 압력값과 그 시기, 연소율은 화염 전파 속도에 의해 결정된다. 따라서 화염 전파 속도가 층류에서 난류 화염 전파속도로 변하는 시간과 경로를 결정해 주는 상수, α와 n에 따라 압력선도 또한 변하게 된다. α값이 증가하면 최고 압력값은 감소하고 그 시기는 늦어지게 된다. 본 연구에서는 Table 3에서와 같이 모든 운전 조건에서 α는 0.1, n은 0.5를 적용하였다.

Fig. 4는 각 운전 조건에서 NOx의 측정값과 예측값을 나타내었다. 대체적으로 예측된 NOx의 양은 측정값과 일치하는 결과를 보이나, 점화 후에도 연료의 분사가 이루어지는 2번, 8번의 경우에는 실험의 경향을 재현하지 못하였다. 연소가 진행되고 있는 상태에서 새로운 연료가 분사가 되는 경우, 갑작스럽게 연료가 농후한 조건이 형성이 된다. 따라서 이와 같은 결과는 평형 가정으로부터 계산된 NOx

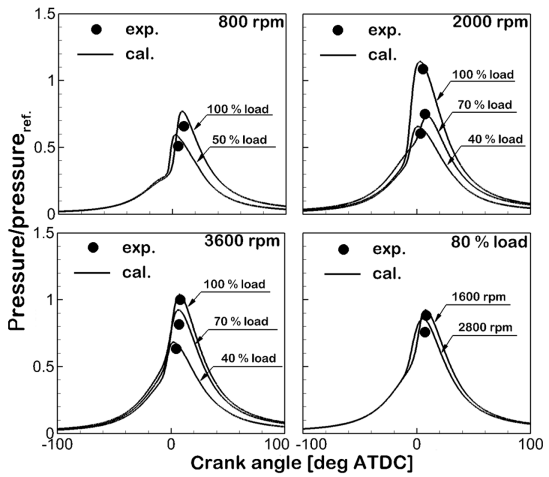

Fig. 2 Measured (symbols) and calculated (lines) pressure

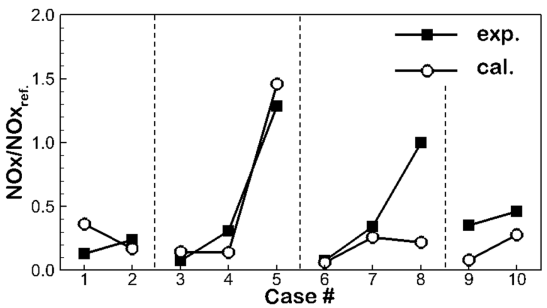

Fig. 4 Measured (square) and calculated (circle) NOx

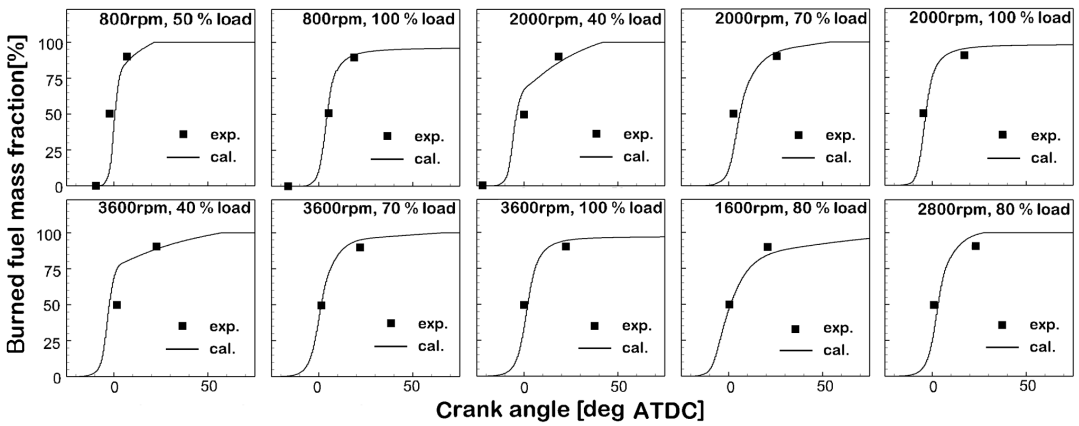

Fig. 3 Measured (symbols) and calculated (lines) burned fuel mass fraction

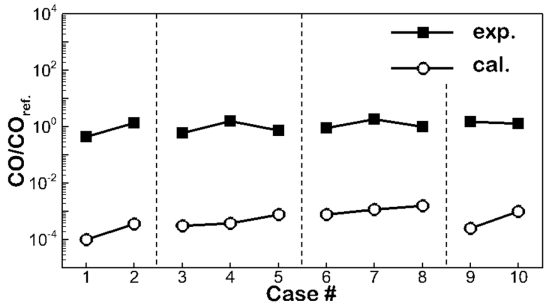

Fig. 5 Measured (square) and calculated (circle) CO

생성 반응에 참여하는 화학종들의 농도들의 부정확성 때문으로 판단된다. NOx의 양은 같은 엔진속도에서 부하가 증가할수록 증가하는 경향을 보인다. 이는 부하가 증가함에 따라 연소실 내의 압력이 증가하고, NOx 생성의 중요한 요소인 온도 또한 증가하기 때문이다.

CO의 측정값과 예측값은 Fig. 5에 비교하여 나타내었다. CO의 경우 NO와 다르게 일정한 경향을 보이지는 않으며, 측정값보다 매우 작게 예측하는 경향을 보인다. 이는 혼합기를 시간에 따라서 변하는 하나의 당량비를 표현함으로써 공간적인 불균일성과 국부적인 변화를 고려하지 못하는 0차원 모델의 한계로 보인다.

6. 결 론

1) 본 연구에서는 초희박 조건에서의 가솔린 직분사 엔진의 모사를 위해 기존의 유사차원해석모델을 보완, 개선하였다. 공기/연료의 혼합 및 분무 모델과 새로운 연소 모델을 적용하여 가솔린 직분사 엔진의 연소를 모사하고 NOx, CO 등의 배기가스 배출량을 예측하였다.
2) 초희박 조건에서 가솔린 직분사 엔진의 연소는 예혼합 연소와 확산 연소가 동시에 이루어진다고 가정되고, 예혼합 연소는 화염 전파 속도에 따라, 확산 연소는 공기와 연료의 혼합율에 따라 결정된다.
3) 예측된 최고 압력값과 그 시기는 실험과 유사한 결과를 보였으며, 연료의 연소율 또한 측정값과 1 ~ 2 크랭크 각의 오차를 보이며 대부분 일치하는 결과를 보였다.
4) 측정된 NOx는 엔진 부하가 증가함에 따라 증가하는 경향을 보이나, 점화 후에도 연료의 분사가 이루어지는 고부하 조건에서는 이러한 경향을 재현하지 못하였으며 고부하 조건을 제외한 경우 10 ~ 70%의 오차 범위를 보였다. CO는 특별한 경향을 보이지는 않았으나, 예측값과 측정값은 정량적으로 큰 차이를 보인다. 이는 혼합기를 하나의 당량비로 표현함으로써 공간적인 불균일성과 국부적인 변화를 고려하지 못하는 모델의 한계로 보이며, 이에 대한 추가적인 연구가 필요하다고 판단된다.

References

1) H. Baecker, A. Kaufmann and M. Tichy, “Experimental and Simulative Investigation on Stratification Potential of Spray-guided GDI Combustion Systems,” SAE 2007-01-1407, 2007.
2) S. G. Poulos, The Effect of Chamber Geometry on SI Engine Combustion Rates - A Modeling Study, M. S. Thesis, MIT, Massachusetts, 1982.
3) S. Han, Design and Demonstration of Spark Ignition Engine Operating in a Stratified-EGR Mode, Ph. D. Dissertation, MIT, Massachusetts, 1997.
4) C. D. Rakopoulos and C. N. Michos, “Quasi-dimensional, Multi-zone Combustion Modeling of Turbulent Entrainment and Flame Stretch for a Spark Ignition Engine Fuelled with Hydrogen-Enriched Biogas,” Int. J. Vehicle Design, Vol.49, Nos.1/2/3, pp.3-51, 2009.
5) R. Ogink and V. Golovitchev, “Gasoline HCCI Modeling: Computer Program Combining Detailed Chemistry and Gas Exchange Processes,” SAE 2001-01-3614, 2001.
6) R. Ogink and V. Golovitchev, “Gasoline HCCI Modeling: An Engine Cycle Simulation Code with a Multi-zone Combustion Model,” SAE 2002-01-1745, 2002.
7) G. D'Errico and A. Onorati, “An Integrated Simulation Model for the Prediction of GDI Engine Cylinder Emissions and Exhaust Aftertreatment System Performance,” SAE 2004-01-0043, 2004.

8) K. Watanabe, S. Ito and T. Tsurushima, "A New Quasi-dimensional Combustion Model Applicable to Direct Injection Gasoline Engine," SAE 2010-01-0544, 2010.
9) A. Schimd, M. Grill, H. Berner, M. Bargende, S. Rossa and M. Böttcher, "Development of a Quasi-dimensional Combustion Model for Stratified SI-engine," SAE 2009-01-2659, 2009.
10) J. Gong and C. Rutland, "A Quasi-dimensional NOx Emission Model for Spark Ignition Direct InJection (SIDI) Gasoline Engines," SAE 2013-01-1311, 2013.
11) H. Hiroyasu, T. Kadota and M. Arai, "Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions (Part 1: Combustion Modeling)," JSME, Vol.26, No.214, pp.569-575, 1983.
12) R. D. Reitz and R. Diwakar, "Effect of Drop Breakup on Fuel Sprays," SAE 860469, 1986.
13) G. L. Borman and J. H. Johnson, "Unsteady Vaporization Histories and Trajectories of Fuel Drops Injected into Swirling Air," SAE 620271, 1962.
14) J. Kwon, J. Seo, D. Lee and K. Y. Huh, "Zero-dimensional Simulation of Diesel Engine Combustion and Emissions Based on CMC Model and Skeletal Reaction Mechanism," SAE 2011-01-0845, 2011.
15) S. J. Kim, Y. N. Kim and J. Y. Lee, "Analysis of the In-cylinder Flow, Mixture Formation and Combustion Processes in a Spray-guided GDI Engine," SAE 2008-01-0142, 2008.
16) D. Lee, I. Han, K. Y. Huh, J. H. Lee, S. J. Kim, W. Kang and Y. Kim, "A New Combustion Model Based on Transport of Mean Reaction Progress Variable in a Spark Ignition Engine," SAE 2008-01-0964, 2008.
17) M. Metghalchi and J. C. Keck, "Laminar Burning Velocity of Propane-air Mixture at High Temperature and Pressure," Combust. Flame, Vol.38, pp.143-154, 1980.
18) D. Lee and K. Y. Huh, "Validation of Analytical Expressions for Turbulent Burning Velocity in Stagnating and Freely Propagating Turbulent Premixed Flames," Combust. Flame, Vol.159, Issue 4, pp.1576-1591, 2012.
19) F. Perini, F. Paltrinieri and E. Mattarelli, "A Quasi-dimensional Combustion Model for Performance and Emissions of SI Engines Running on Hydrogen-Methane Blends," Int. J. Hydrogen Energy, Vol.35, Issue 10, pp.4687-4701, 2010.