

# 수소 예혼합 가솔린 직접분사 엔진의 혼소특성에 관한 수치해석 연구

배재옥<sup>1</sup> · 최민수<sup>1</sup> · 서현욱<sup>1</sup> · 전총환<sup>2†</sup>  
<sup>1</sup>부산대학교 기계공학부 대학원, <sup>2</sup>부산대학교 기계공학부

## A Study of Numerical Analysis on Mixed Combustion Characteristics in a Gasoline Direct Injection Engine with Premixed Hydrogen

JAEOK BAE<sup>1</sup>, MINSU CHOI<sup>1</sup>, HYUNUK SUH<sup>1</sup>, CHUNGHWAN JEON<sup>2†</sup>

<sup>1</sup>Department of Mechanical Engineering, Pusan National University, Busan 609-392, Korea

<sup>2</sup>School of Mechanical Engineering, Pusan National University, Busan 609-392, Korea

**Abstract** >> Gasoline direct injection(GDI) engine has a high thermal efficiency, but it has a problem to increase carbon emissions such as soot and CO<sub>x</sub>. In this study, the objective is to analyze numerically a problem for adding the hydrogen during the intake stroke so as to reduce the injected amount of gasoline in GDI engines. For selection of the base model, the cylinder pressure of simulation is matched to experimental data. The numerical analysis are carried out by a CFD model with the hydrogen addition of 2%, 3% and 4% on the volume basis. In the case of 3% hydrogen addition, the injected gasoline amount is only changed to match the maximum pressure of simulation to that of the base model for additional study. It is found that the combustion temperature and pressure increase with the hydrogen addition. And NO emission also increases because of the higher combustion temperature. CO<sub>x</sub> emissions, however, are reduced due to the decrease of injected gasoline amount. Also, as the injected gasoline amount is reduced for the same hydrogen addition ratio, the gross indicated work is no significant, But NO and CO<sub>x</sub> emissions are considerably decreased. On the order hand, CO<sub>x</sub> emissions of two cases are more decreased and their gross indicated works are higher obtained than those of the base model.

**Key words** : Gasoline direction injection engine(가솔린 직접분사 엔진), Hydrogen(수소), Exhaust emissions(배기 배출물), Numerical analysis(수치해석), Mixed combustion(혼소), Combustion temperature and pressure(연소 온도 및 압력)

### Nomenclature

a : Radius of droplet  
BM : Base model

$\tilde{c}$  : Local burned mass fraction  
CA : Crank angle  
IFSD : Initial flame surface density  
k : Turbulent kinetic energy  
 $\bar{m}$  : Cell mass  
Oh : Ohnesorge number

<sup>†</sup>Corresponding author : chjeon@pusan.ac.kr

[ 접수일 : 2013.11.01 수정일 : 2013.12.01 게재확정일 : 2013.12.31 ]

Copyright © 2013 KHNES

Re	: Reynold's number
$\bar{S}$	: Source term quantifying the evapo-ration in fresh gases
Sc	: Schmidt number
SF	: Stretch factor
We	: Weber number
$\overline{w_x}$	: Combustion source term
$\overline{w_F^{u \rightarrow b}}$	: Source term representing the fuel going through the flame which is not
$\overline{Y_X}$	: average mass fraction of species x
Z	: mixture fraction
$\bar{Z}$	: mean of the mixture fraction
$\tilde{Z}''^2$	: variance of mixture fraction
$\epsilon$	: turbulent dissipation rate
$\Lambda$	: wave length
$\sigma$	: surface tension
$\Omega$	: maximum growth rate of droplet

## Subscripts

b	: burned
F	: fuel
g	: gas
l	: liquid
t	: turbulent
u	: unburned

## 1. 서 론

화석연료의 고갈에 따른 급격한 유가상승과 환경 오염에 따른 지구온난화 문제로 연소단계에서의 열 효율 향상과 배기 배출물 저감에 대해 이전부터 많은 관심을 가지고 다양한 연구 개발이 이루어지고 있다<sup>1-3)</sup>.

이러한 환경 및 에너지 문제 해결에 대한 하나의 대책으로 연료를 연소실 내에 직접 분사하는 가솔린 직접분사(GDI) 엔진이 개발되어 실제로 적용을 하고 있는데, 가솔린 직접분사 엔진은 기존의 흡기포트 분사 방식에 비해 정확한 연소제어를 할 수 있는 장점이 있다. 또한, GDI엔진에서 적용하고 있는 초회박 연소는 성능을 향상시키는 고연비가 가능하기 때문에 엔진소형화의 핵심기술로 사용되고 있다<sup>4,6)</sup>. 그러나 혼합기를 균일하게 형성시키기 위한 시간이 부족하여 국부적으로는 농후한 영역이 발생될 수 있기 때문에, 입자상 물질이 생성될 수 있는 단점을 가지고 있다<sup>7)</sup>.

유럽에서는 2014년부터 시행되는 Euro-6 배기규제에 디젤엔진의 입자상 물질 기준인 0.005g/km을 가솔린엔진에 동일하게 제안하였기 때문에, 이러한 조건을 충족시킬 수 있는 매연 배출물 저감 기술의 필요성이 대두되고 있다<sup>8)</sup>. 따라서 디젤엔진의 대표적 매연후처리장치인 디젤매연저감장치(DPF)를 장착하여 물리적으로 배출량을 저감시키거나, 연소개선을 통해 입자상 물질의 생성량을 저감시키는 방법이 이루어져야 한다<sup>9,10)</sup>.

Tuerner 등<sup>11)</sup>과 Chen 등<sup>12)</sup>은 친환경 액체연료인 에탄올을 가솔린과 적절한 비율로 혼합하여 조건에 따른 연소 및 배기 특성을 실험적으로 연구하였으며, Myung 등<sup>13)</sup>은 연소실 내 혼합기의 균질성 향상을 위해 기체연료인 액화석유가스(LPG)를 포트 분사하여 입자상 물질이 약 30% 저감되었다. Zhao 등<sup>14)</sup>과 Conte 등<sup>15)</sup>은 가솔린엔진에 가연성이 높은 기체연료인 수소를 첨가하여 연소안정성을 높이고 입자상 물질을 저감시켰으며, 또한 고부하 영역에서 점화시기 진각에 따라 THC가 감소하며 NO<sub>x</sub>가 증가하는 결과를 실험적으로 확인하였다.

본 연구에서는 가솔린 직접분사 엔진을 모사한 가변 격자(moving mesh)를 이용하여 가연한계 범위 내에서 수소 첨가율에 따른 연소압력, 연소온도, 열발

**Table 1** The models used in the numerical analysis

Items	Applying Model
Combustion	ECFM
Turbulence	$k - \epsilon$
Droplet breakup	Wave
NOx	Extended Zeldovich
Soot	Lund Flamelet

생물, 도시일 및 배기 배출물을 수치해석적으로 연구하여 가솔린과 수소 혼소특성을 파악하는 것이 목적이다.

## 2. 수치해석

본 연구에서는 상용 프로그램인 AVL FIRE를 이용하여 수치해석을 하였고, 적용된 모델을 Table 1에 표기하였다.

### 2.1 연소 모델

ECFM 모델<sup>16)</sup>은 O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, CO, H<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O, O, H, N 및 OH의 화학종을 고려하여 수송방정식을 계산하며, 그 식은 아래 (1)과 같다.

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{Y}_X}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{v}_i \tilde{Y}_X}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \frac{\mu}{Sc} + \frac{\mu_t}{Sc_i} \right) \frac{\partial \tilde{Y}_X}{\partial x_i} \right] + \bar{w}_x \quad (1)$$

여기서  $\tilde{Y}_X$ 는 화학종 X의 평균 질량분율을 나타는데, 그 식은 아래와 같다.

$$\begin{aligned} \tilde{Y}_F^u &= \frac{\bar{m}_F^u}{\bar{m}} = \frac{\bar{m}_F^u / V}{\bar{m} / V} = \frac{\bar{\rho}_F^u}{\bar{\rho}} \\ \tilde{Y}_F^b &= \frac{\bar{m}_F^b}{\bar{m}} = \frac{\bar{m}_F^b / V}{\bar{m} / V} = \frac{\bar{\rho}_F^b}{\bar{\rho}} \end{aligned} \quad (2)$$

여기서  $\bar{m}_F^u$ 는 흡기에 포함된 연료량을 나타낸다.

$\tilde{Y}_F^u$ 를 계산하기 위해 아래의 수송방정식을 적용한다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \frac{\mu}{Sc} + \frac{\mu_t}{Sc_i} \right) \frac{\partial \tilde{Y}_F^u}{\partial x_i} \right] + \bar{\rho} \tilde{S}_F^u + \bar{w}_F^u \\ = \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{Y}_F^u}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{v}_i \tilde{Y}_F^u}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (3)$$

여기서  $\bar{S}_F^u$ 는 흡기에서 증발된 연료량을 결정하는 생성항이다. 기연가스의 연료 질량분율  $\tilde{Y}_F^b$ 을 계산하기 위해 아래 식 (4)를 도입한다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_i} \left[ \left( \frac{\mu}{Sc} + \frac{\mu_t}{Sc_i} \right) \frac{\partial \tilde{Y}_F^b}{\partial x_i} \right] + \bar{\rho} \tilde{S}_F^b + \bar{w}_F^{u \rightarrow b} \\ = \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{Y}_F^b}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{v}_i \tilde{Y}_F^b}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (4)$$

여기서  $\bar{w}_F^{u \rightarrow b}$ 는 화염이 없는 곳을 통과하는 연료를 나타내는 생성항이다. 기연가스에 포함된 다른 화학종의 질량분율은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\tilde{Y}_{x|b}^b = \frac{\tilde{Y}_x - (1 - \tilde{c}) \tilde{Y}_{x|u}^u}{\tilde{c}} \quad (5)$$

여기서  $\tilde{c}$ 는 국부적으로 연소된 질량분율이다.

### 2.2 난류모델

연료와 공기가 혼합되는 정도는 난류모델의 특정 시간 스케일에 의해 결정되므로 본 연구의 표준  $k - \epsilon$  모델에서는 다음과 같이 표현된다. 여기서  $k$ 는 난류운동에너지,  $\epsilon$ 는 난류 소산율,  $\beta_m$ 는 상수값으로  $\beta_m$ 의 값을 조절하여 혼합량을 결정한다.

$$\tau_m^{-1} = \beta_m \frac{\epsilon}{k} \quad (6)$$

### 2.3 액적분열 모델

본 연구에서는 액적분열에 대한 모델들 중 가장 보편적으로 사용되고 있는 Reitz 등<sup>17)</sup>이 제안한 Wave모델을 사용하였다. Reitz 등은 액체제트와 주위기체와의 상대속도에 의한 공기역학적인 과정에 의해 발생하는 표면의 비안정성을 미립화의 주된 요인으로 검토하여 액체제트의 1차 선형안정성 해석을 사용한 모델을 제안하였다. 액적이 주위 기체와의 상호작용에 의해 변형을 일으킬 최대 성장률  $\Omega$ 와 이때 가장 빠르게 성장하는 액체 표면파의 파장  $\Lambda$ 에 대한 식은 다음과 같다.

$$\frac{\Lambda}{a} = 9.02 \frac{(1+0.45Oh^{0.5})(1+0.4T^{0.7})}{(1+0.87We_l^{1.67})^{0.6}} \quad (7)$$

$$\Omega \left( \frac{\rho_1 a^3}{\sigma} \right)^{0.5} \frac{0.34+0.38We_g^{1.5}}{(1+Oh)(1+1.4T^{0.6})} \quad (8)$$

여기서  $T = Z \cdot We_g^{0.5}$  이며, 식에 사용된 무차원 수는 Ohnesorge수  $Oh = We_l^{0.5}/Re_l$ 와 Reynolds수  $Re_l = Wa/\nu_l$ , Weber 수  $We_{l,g} = \rho_{l,g} W^2 a/\sigma$ 이다.

### 2.4 NO 및 매연 생성 모델

NO는 Thermal NO, Fuel NO 및 Prompt NO 중 엔진의 연소과정 중에 주로 생성되는 Thermal NO만을 고려하였다. 생성과정은 Zeldovich 메커니즘<sup>18)</sup>에 의해 지배를 받는 것으로 가정하여 다음과 같이 나타내었다.



연소의 배기 배출물 중, 대표적 입자상 물질인 매연은 연료가 국부적으로 농후한 영역에서 발생하는 불완전연소의 생성물이다. 매연의 생성모델로 사용된 Lund대학교에서 제안한 Lund flamelet 모델<sup>19)</sup>은 산화제의 스칼라 분산속도, 압력 및 온도의 함수를 이용하여 혼합기 분율과 매연의 체적분율을 계산한다. 스칼라 분산 속도는 혼합기 분산의 변동에 의해 결정된다.

$$\tilde{\chi} = 2\tilde{Z}''^2 \frac{\epsilon}{k} \quad (12)$$

혼합기 분율의 분산을 위한 수송방정식은 아래와 같고,

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu_e}{Sc_{t,z}} \frac{\partial \tilde{Z}''^2}{\partial x_j} \right) + 2 \frac{\mu_e}{Sc_{t,z}} \frac{\partial \tilde{Z}}{\partial x_j} \frac{\partial \tilde{Z}}{\partial x_j} - 2\bar{\rho} \frac{\epsilon}{k} \tilde{Z}''^2 \\ & = \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{Z}''^2}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} u_j \tilde{Z}''^2}{\partial x_j} \end{aligned} \quad (13)$$

혼합기 분율의 분산  $\tilde{Z}''^2$ 는 다음과 같다.

$$\tilde{Z}''^2 = \int_{-\infty}^{+\infty} (Z - \tilde{Z})^2 f(Z) dZ \quad (14)$$

그리고 혼합기 분율의 수송방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial \bar{\rho} \tilde{Z}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{u}_j \tilde{Z}}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \frac{\mu_e}{Sc_{t,z}} \frac{\partial \tilde{Z}}{\partial x_j} \right) \quad (15)$$

혼합기의 분율은 미연, 기연 연료량의 합을 총 연료량으로 나누어 계산한다.

$$Z = \frac{m_u + m_b}{m_{tot}} \quad (16)$$

## 2.5 수치해석 모델 검증

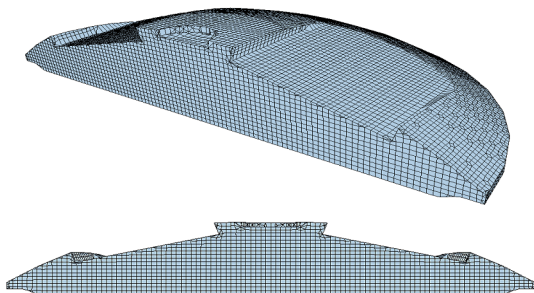
본 연구에 적용된 수치해석 모델의 유효성을 검증하기 위해 Seo 등<sup>20)</sup>의 실험값을 참고하여 동일한 조건하에서 수치해석을 하였다.

엔진의 제원은 Table 2와 같고, 사용된 가변격자

**Table 2** Engine specifications

Items	Specifications
Bore [m]	0.088
Connecting rod length [m]	0.14225
Crank radius [m]	0.04932
Displacement [l]	2.4
Numbers of cylinder [ea]	4
Engine speed [rpm]	2000
Spark timing [degree]	bTDC 12.5
Compression ratio	11.3 : 1
Intake type	NA

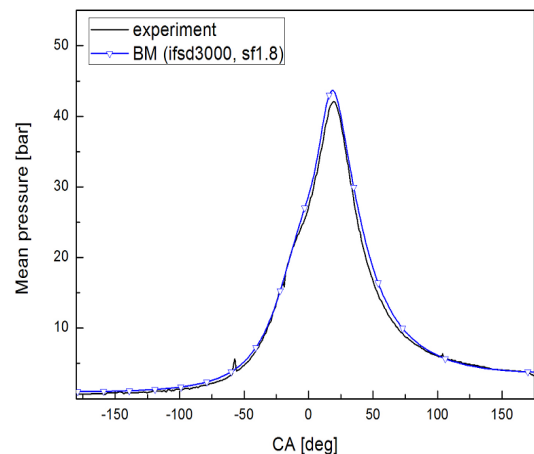
Total number of cells 527760



**Fig. 1** Computational grid at TDC

는 Fig. 1과 같다. 실험값과 동일한 압력곡선을 얻기 위해 각 모델의 상수가 다양하게 변경된 수치해석을 반복 수행하여 모델의 상수를 결정하였다. 연소모델의 IFSD는 3000, SF는 1.8로 설정하였으며, 매칭 결과는 Fig. 2와 같다. 이를 기본 모델(BM)로 선정하여 흡기행정 중에 수소가 첨가되는 가정으로 압축행정 초기(CA 540°) 부터 팽창행정의 말기(CA 900°) 까지 수치해석을 진행하였다.

연소실 내부를 차지하는 기체의 비율은 압축행정 시작 지점(BDC)의 체적을 100% 기준으로 수소와 산소 및 질소로 구분되며, 산소는 수소의 완전연소를 위한 산소(O<sub>2</sub><sup>a</sup>)와 가솔린의 연소를 위한 산소(O<sub>2</sub><sup>b</sup>)로 구별된다. 예를 들어 수소가 2% 첨가된다면, 수소를 제외한 나머지 98%의 체적은 산소와 질소의 비가 21:79가 되도록 산소 20.58%와 질소 77.42%의 분율을 가지며, 연소반응에 사용되는 산소 20.58 % 중, 수소 2%의 완전연소를 위한 산소분율(O<sub>2</sub><sup>a</sup>) 1%와 이를 제외한 19.58%의 산소를 가솔린의 연소반응을 위한 산소분율 (O<sub>2</sub><sup>b</sup>)로 구별한다. 가솔린 분사량은 가솔린과 반응하는 O<sub>2</sub><sup>b</sup>의 몰수를 이용하여 화학양론 (stoichiometric)의 계산을 통해 전체 당량비 0.6을 충족할 수 있도록 결정하였다. 수소 첨가율에 따



**Fig. 2** Comparison of combustion pressure between experimental and simulation results

**Table 3** Numerical analysis properties and conditions according to premixed hydrogen addition ratio

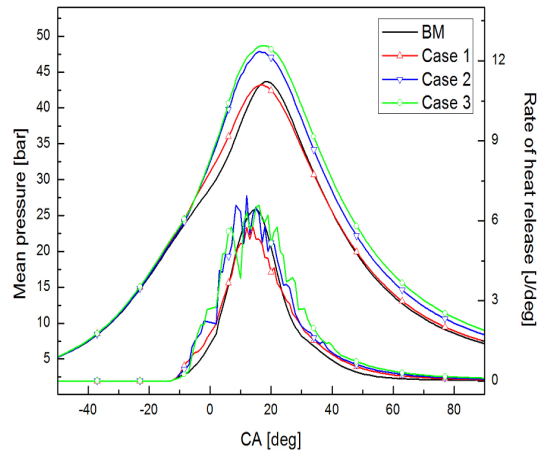
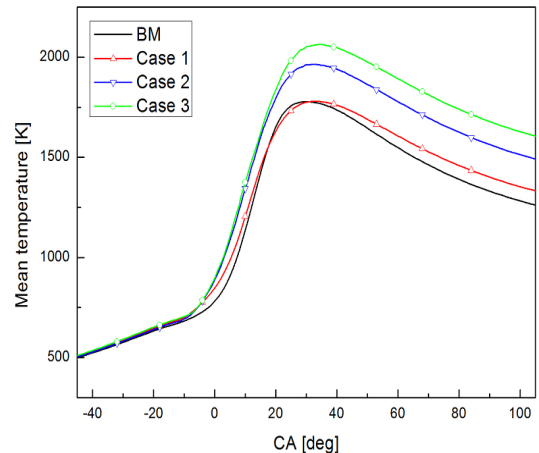
Case	Premixed hydrogen addition ratio [%]	Intake air rate [%]			Ambient density [kg/m <sup>3</sup> ]	Injection amount of gasoline [mg]	End of injection [deg]	Overall $\Phi$	Heating value [kJ/kg]
		O <sub>2</sub> <sup>a</sup>	O <sub>2</sub> <sup><math>\beta</math></sup>	N <sub>2</sub>					
Base	0	0	21	79	1.119	29.61	585	0.6	44000
1	2	1	19.58	77.42	1.098	26.66		0.6	46797
2	3	1.5	18.87	76.63	1.088	25.19		0.6	48347
3	4	2	18.16	75.84	1.077	23.73		0.6	50012
4	3	1.5	18.87	76.63	1.088	23.64		0.56	48615

라 가솔린의 분사량이 다르므로 분사시작 시점을 변경하고 분사 종료시점을 고정하여 예혼합시간을 동일하게 설정하였다. 또한 동일한 압력과 위치에서 연료가 분사될 수 있도록 분사구경, 분사 각도 등의 분사조건을 고정하였다. 수소의 첨가율은 가연한계<sup>21)</sup>를 고려하여 4% 이하로 설정하였으며, 1% 첨가조건은 효과가 미비할 것으로 예상되어 제외하였다. 각 수치해석 조건 및 특성 값은 Table 3에 나타내었다.

### 3. 결과 및 고찰

Fig. 3는 크랭크 각도에 따른 수소 첨가 비율별 압력 및 열발생률을 나타낸 그림이고, Fig. 4는 실린더 내부의 평균온도를 나타낸 것이다. 수소가 첨가된 조건에서 BM에 비해 압력이 가파르게 상승하고 최대 압력 또한 높게 나타났다. 이것은 수소를 첨가한 조건이 BM에 비해 불꽃점화 이후 온도의 상승과 화염 전파속도가 빠르기 때문인 것을 Fig. 5의 단면도에서 확인할 수 있다. 그러나 수소의 가연한계가 고려되어 첨가분율이 최대 4% 이하의 조건으로 제한되었기 때문에 수소 첨가량에 따른 점화지연특성은 나타나지 않았다.

수소 첨가율 증가에 따른 실린더 내부의 평균온도는 높게 나타났다. 수소가 첨가된 조건에서 질소산화물이 생성될 수 있는 온도조건을 팽창행정 말기까지 유지함으로써 Fig. 6과 같이 질소산화물의 생성량이 증가함을 확인할 수 있다<sup>22)</sup>. 수소 첨가율에 따른

**Fig. 3** Comparison of combustion pressure and heat release rate for various premixed hydrogen addition ratios**Fig. 4** Comparison of combustion temperature with respect to crank angle for various premixed hydrogen addition ratios

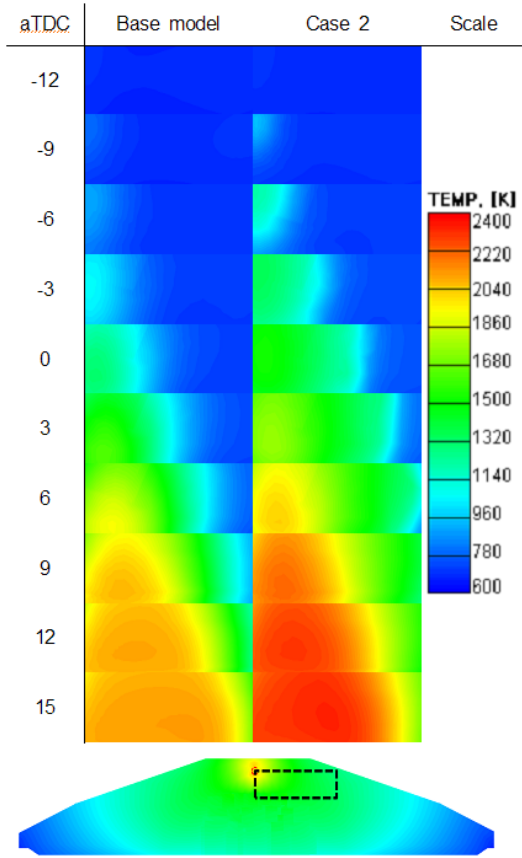


Fig. 5 Cross sections of combustion temperature for base model and case 2 at various crank angles

매연의 생성량 증가는 미비하였으며 BM조건과 거의 유사한 값을 나타내었다.

Fig. 7은 수소 첨가율 별 일산화탄소와 이산화탄소의 생성량을 나타내었다. 수소 첨가율이 증가할수록 이산화탄소의 발생량은 감소하였지만, 일산화탄소의 발생량은 다소 증가하는 경향을 보였다. 이것은 역수성가스 전환반응의 영향으로, 실린더 내부의 이산화탄소와 수소의 화학 반응에 의해 일산화탄소와 수증기가 생성되었기 때문이며, 이 반응은 다음과 같이 표현된다.

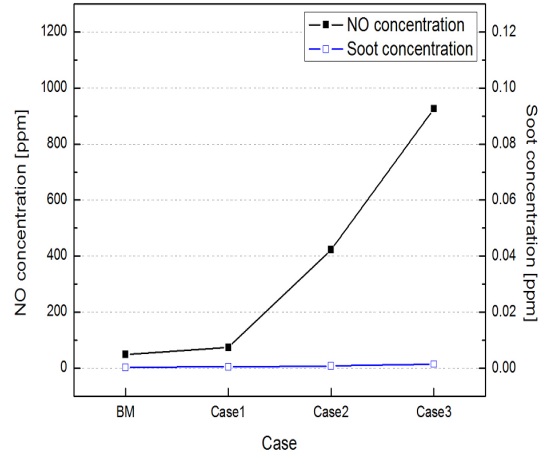
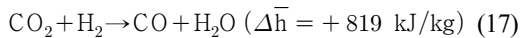


Fig. 6 Effect of premixed hydrogen addition ratio on NO and soot emissions

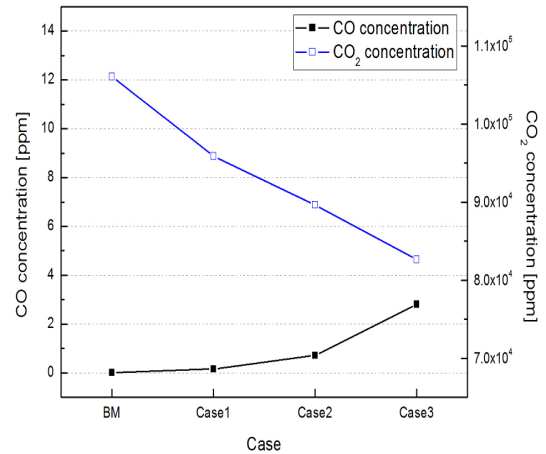
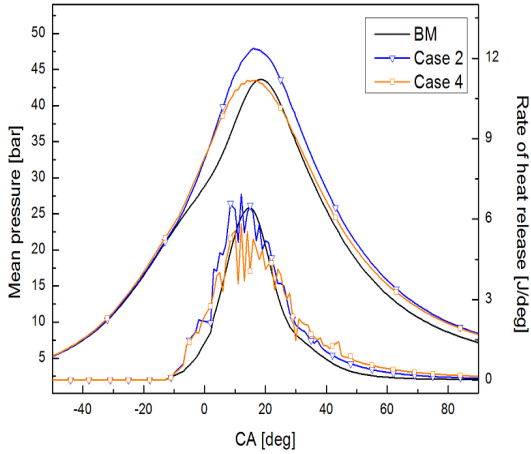


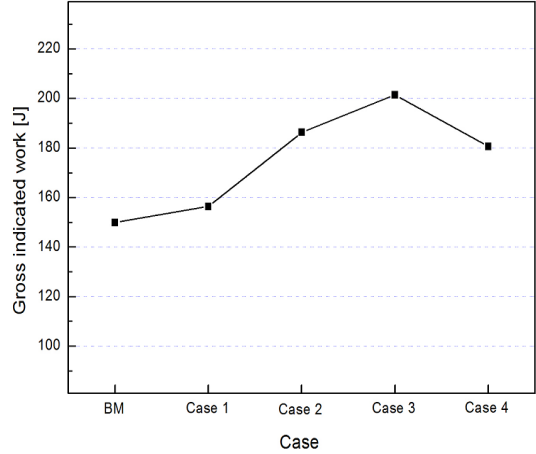
Fig. 7 Effect of premixed hydrogen addition ratio on CO and CO<sub>2</sub> emissions

일정한 당량비 조건에서 수소의 첨가 비율이 높아 질수록 탄화수소계 연료인 가솔린의 분사량은 줄어들는다. 따라서 연료의 산화반응 후 생성되는 탄소산화물의 총 생성량은 감소하지만, 이산화탄소의 일부가 역수성가스 전환반응에 의해 일산화탄소로 전환되어 이산화탄소의 생성량은 더욱 감소하며 일산화탄소의 생성량은 미량 증가하게 된다<sup>23,24)</sup>.

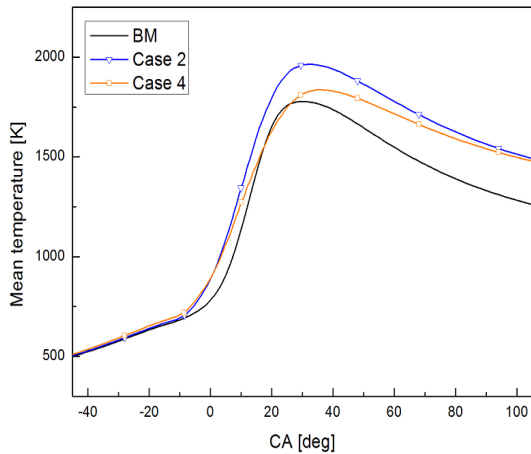
총 연료소비율과 배기 중의 탄소산화물 발생량을 더 많이 감소시키고 최대압력을 BM 수준으로 낮추기 위해 당량비 고정 조건 중 Case 2를 선택하여 가



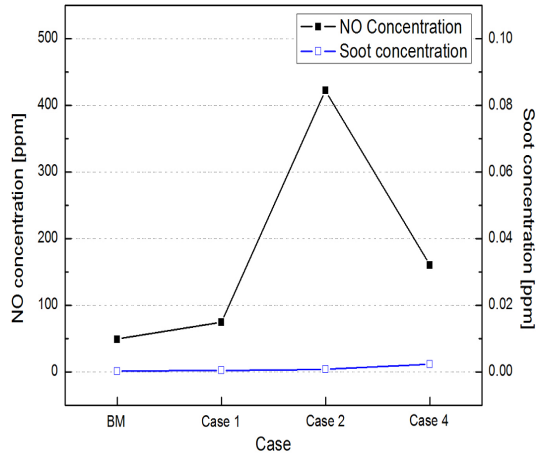
**Fig. 8** Comparison of combustion pressure and heat release rate with the variation of equivalence ratio at the same premixed hydrogen addition ratio



**Fig. 10** Comparison of gross indicated work calculated by heat release rate for various premixed hydrogen addition ratios



**Fig. 9** Comparison of combustion temperature with the variation of equivalence ratio at the same premixed hydrogen addition ratio



**Fig. 11** Comparison of NO and soot emissions for various premixed hydrogen addition ratios

솔린의 분사량을 감소시킨 Case 4를 추가하여 수치 해석을 하였다.

Fig. 8는 BM, Case 2 및 Case 4의 연소압력과 열 발생률을 나타낸 것이고, Fig. 9는 실린더 내부의 평균온도를 나타낸 것이다. 당량비를 희박한 조건으로 설정한 Case 4의 최대압력과 최고온도는 Case 2에 비해 낮아졌으며 최대압력이 BM에 유사함을 확인할 수 있다.

Fig. 10에는 각 조건의 열발생률 데이터를 가지고 계산된 총도시일을 나타내었다. 당량비 고정 조건에서 수소 첨가율이 증가할수록 총도시일도 증가하였고, 당량비가 낮아진 Case 4의 총도시일은 Case 2에 비해 약간 감소하였지만 BM보다는 큰 값을 보였다.

Fig. 11에는 Case 2와 Case 4의 질소산화물 및 매연 생성량을 나타내고 있는데, 그림에서 질소산화물은 Case 2에 비해 대폭 감소하였으며, 매연은 미세하게 증가하였지만, 증가폭이 작아 매우 낮은 수치를



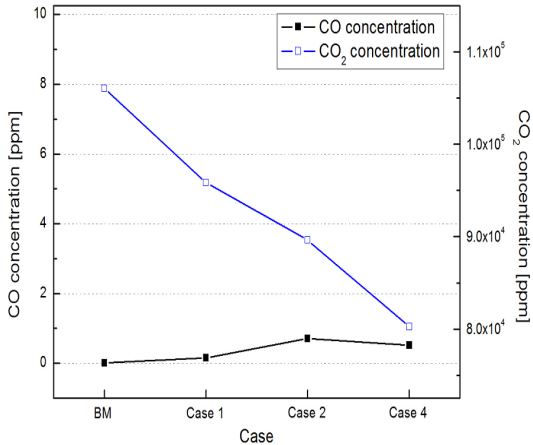


Fig. 12 Comparison of CO and CO<sub>2</sub> emissions for various premixed hydrogen addition ratios

나타내고 있음을 알 수 있다.

Fig. 12에는 Case 2 와 4에 대한 일산화탄소 및 이산화탄소 생성량을 나타내고 있는데, 그림에서 Case 4의 이산화탄소 생성량은 수치해석 조건 중 최저치를 나타냈고, 일산화탄소 생성량은 Case 2에 비해 다소 감소하였음을 알 수 있다. Case 2와 Case 4의 수소 첨가율은 동일하지만, Case 4의 가솔린 분사량이 적기 때문에 연소과정 중에 생성되는 이산화탄소의 생성량이 보다 더 감소되었다. 따라서 역수성가스 전환반응으로 환원되는 이산화탄소의 절대량 감소로 인해 일산화탄소의 생성량도 다소 줄어드는 경향을 나타내고 있다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 가솔린 직접분사 엔진에 수치해석을 통해 수소 첨가율에 따른 연소압력, 연소온도, 열발생률, 도시일 및 배기 배출물 특성을 조사하고 고찰하여 다음과 같은 주요한 결과를 얻었다.

- 1) 점화시기를 BM과 동일하게 하고 수소를 첨가했을 때, 수소의 빠른 연소속도로 인해 연소압력 곡선이 BM보다 급격하게 상승하며 연소압력이 최

대 5bar 정도 증가하였다.

- 2) 수소 첨가율이 증가할수록 실린더 내부의 최고연소온도가 최대 16% 정도 상승하며, 이러한 영향으로 질소산화물의 생성량이 19배 정도 증가하였다. 그러나 매연 생성량의 증가는 극소량이었다.
- 3) 당량비의 고정 조건에서, 수소 첨가율이 증가할수록 가솔린의 분사량이 줄어들어 연소반응에 관여하는 탄소원자의 수가 감소하기 때문에, 연소 후 생성되는 탄소산화물은 최대 25%까지 저감되었지만, 일산화탄소는 역수성가스 전환반응의 영향으로 증가되었다.
- 4) 수소가 첨가에 따른 발열량의 증가로 총도시일은 BM에 비해 최대 30% 이상 더 증가되었다.
- 5) 동일한 수소 첨가율에 있어서 최대압력이 BM과 거의 동일하도록 당량비를 낮춘 경우에 총 도시일은 0.03% 정도 감소되었지만, 질소산화물 및 탄소산화물의 생성량은 60%와 10% 정도로 크게 감소되었고, 매연은 극소량 증가하였다.

#### 후 기

본 연구는 2012년도 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제(No. 20124010203230-11-1-000)입니다. 또한, 본 연구는 AVL-UPP 지원에 의하여 수행되었기에 각각 감사를 드립니다.

#### References

1. W. J. Lee, S. R. Lee and C. E. Lee, "A Numerical Study on Combustion Characteristics of HCCI Engine with Stratification Condition of EGR Exhaust Gases," Transactions of KSAE, Vol. 19, No.6, pp. 46-52, 2011.
2. I. Gravalos, D. Moshou, T. Gialamas, P. Xyradakis, D. Kateris and Z. Tsiropoulos, "Emissions Characteristics of Spark Ignition Engine

- Operating on Lower and Higher Molecular Mass Alcohol Blended Gasoline Fuels,” *Renewable Energy*, Vol. 50, pp. 27-32, 2011.
3. X. Gu, Z. Huang, J. Cai, J. Gong, X. Wu and C. Lee, “Emission Characteristics of a Spark-ignition Engine Fuelled with Gasoline-n-butanol Blends in Combination with EGR,” *Fuel*, Vol. 93, pp. 611-617, 2012.
  4. C. W. Park, S. D. Kim, H. S. Kim, H. C. Oh and C. S. Bae, “The Effect of Multi-ignition Strategy on the Combustion and Emission Characteristics in a Ultra Lean Burn GDI Engine,” *Transactions of KSAE*, Vol. 20, No. 3, pp. 106-112, 2012.
  5. C. W. Park, S. D. Kim, H. S. Kim and Y. Moriyoshi, “Stratified Lean Combustion Characteristics of a Spray-guided Combustion System in a Gasoline Direct Injection Engine,” *Energy*, Vol. 41, No. 1, pp. 401-407, 2012.
  6. D. H. Han, S. K. Han, B. H. Han and W. T. Kim, “Development of 2.0 L Turbo-charged DISI Engine for Downsizing Application,” *SAE Technical Paper*, 2007-01-0259, 2007.
  7. H. R. Kim, J. W. Song, H. S. Han, K. Y. Yoon and C. B. In, “GPF Development for GDI Engine Application to meet EURO-6 Regulation,” *Proceedings of 2011 KSAE Annual Conference*, pp. 434-439, 2011.
  8. European Parliament, Council, “Regulation (EC) No 715/2007 of the European Parliament and of the Council of June 20, 2007 on Type Approval of Motor Vehicles with Respect to Emissions from Light Passenger and Commercial Vehicles (Euro 5 and Euro 6) and on Access to Vehicle Repair and Maintenance Information,” <http://eurlex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=CELEX:32007R0715:EN:NOT>, 2011.
  9. T. W. Chan, E. Meloche, J. Kubsh, D. Rosenblatt, R. Brezny and G. Rideout, “Evaluation of a Gasoline Particulate Filter to Reduce Particle Emissions from a Gasoline Direct Injection Vehicle,” *SAE Technical Paper*, 2012-01-1727, 2012.
  10. M. Sjoberg, L. Edling, T. Eliassen, L. Magnusson and H. E. Angstrom, “GDI HCCI : Effects of Injection Timing and Air Swirl on Fuel Stratification, Combustion and Emissions Formation,” *SAE Technical Paper*, 2002-01-0106, 2002.
  11. D. Turner, H. Xu, R. F. Cracknell, V. Natarajan and X. Chen, “Combustion Performance of Bioethanol at Various Blend Ratios in a Gasoline Direct Injection Engine,” *Fuel*, Vol. 90, pp. 1999-2006, 2011.
  12. L. Chen, R. Stone, and D. Richardson, “A Study of Mixture Preparation and PM Emissions Using a Direct Injection Engine Fueled with Stoichiometric Gasoline/Ethanol Blends,” *Fuel*, Vol. 96, pp. 120-130, 2012.
  13. C. L. Myung, J. W. Kim, K. H. Choi, I. G. Hwang and S. S. Park, “Comparative Study of Engine Control Strategies for Particulate Emissions from Direct Injection Light-duty Vehicle Fueled with Gasoline and Liquid Phase Liquefied Petroleum Gas(LPG),” *Fuel*, Vol. 94, pp. 348-355, 2012.
  14. H. Zhao, R. Stone and L. Zhou, “Analysis of the Particulate Emissions and Combustion Performance of a Direct Injection Spark Ignition Engine Using Hydrogen and Gasoline Mixtures,” *Hydrogen Energy*, Vol. 35, pp. 4676-4686, 2010.
  15. E. Conte and K. Boulouchos, “Hydrogen-Enhanced Gasoline Stratified Combustion in SI-DI Engines,” *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 130, pp. 1-9, 2008.
  16. O. Colin, A. Benkenida and C. Angelberger, “3D Modeling of Mixing, Ignition and Combustion Phenomena in Highly Stratified Gasoline Engines,” *Oil & Gas Science and Technology*, Vol. 58, No.1, pp. 47-62, 2003.
  17. R. D. Reitz and R. Diwakar, “Effect of Drop Breakup on Fuel Sprays,” *SAE Technical Paper*, 860-469, 1986.
  18. V. Rao and D. Honnery, “A Comparison of Two NO<sub>x</sub> Prediction Schemes for Use in Diesel Engine

- Thermodynamic Modelling,” *Fuel*, Vol. 107, pp. 662-670, 2013.
19. A. S. Dederichs, “Flamelet Modelling of Soot Formation in Diffusion Flames,” Ph. D. Dissertation, Lund University, Lund, 2004.
  20. J. H. Seo, H. Y. Kim, J. W. Bae and J. T. Chung, “Numerical Studies on the Combustion and Liquid Fuel Films Characteristics with the Dependence on Injection and Spark Timing of GDI Engine,” SAE Technical Paper, 2011-28-0060, 2011.
  21. K. L. Cashdollar, I. A. Zlochower, G. M. Green, R. A. Thomas and M. Hertzberg, “Flammability of Methane, Propane and Hydrogen Gases,” *Journal of Loss Prevention in the Process Industries*, Vol. 13, pp. 327-340, 2000.
  22. D. Iverach, K. S. Basden and N. Y. Kirov, “Formation of Nitric Oxide in Fuel-lean and Fuel-rich Flames,” *Symposium (International) on Combustion*, Vol. 14, pp. 767-775. 1973.
  23. R. M. Navarro, M. A. Pena and J. L. G. Fierro, “Hydrogen Production Reactions from Carbon Feedstocks: Fossil Fuels and Biomass,” *Chem. Rev.*, Vol. 107, pp. 3952-3991, 2007.
  24. X. Lu and T. Wang, “Water-Gas Shift Modeling of Coal Gasification in an Entrained-Flow Gasifier,” *Proceedings of the 28th International Pittsburgh Coal Conference*, Paper 45-1, 2011.