

과급 직분사 FFV 엔진의 연료에 따른 혼합기 유동에 관한 해석적 연구

이 태 용¹⁾ · 조 용 석²⁾ · 유 준 상¹⁾ · 최 종 근¹⁾ · 정 한 샘¹⁾ · 민 병 혁³⁾ · 서 주 형³⁾

국민대학교 자동차공학전문대학원¹⁾ · 국민대학교 자동차공학과²⁾ · 현대자동차 가솔린엔진성능시험1팀³⁾

Numerical Study on Gasoline and Ethanol Mixture Characteristics of a TGDI FFV Engine

Taeyong Lee¹⁾ · Yongseok Cho^{*2)} · Junsang Yoo¹⁾ · Jong Geun Choi¹⁾ · Hansaem Jeong¹⁾ ·
Byounghyounk Min³⁾ · Juhyeong Seo³⁾

¹⁾Graduate School of Automotive Engineering, Kookmin University, Seoul 02707, Korea

²⁾Department of Automotive Engineering, Kookmin University, Seoul 02707, Korea

³⁾Engine Performance Test Team 1, Hyundai Motor Company, 150 Hyundaiyeonguso-ro, Namyang-eup, Hwaseong-si, Gyeonggi 18280, Korea

(Received 3 July 2019 / Revised 21 April 2020 / Accepted 21 April 2020)

Abstract : The ongoing pursuit of reducing CO₂ by using alternative fuels is a driving force in the production of flex fuel vehicles (FFVs) worldwide. In the case of gasoline direct injection(GDI) FFV engines, however, the mixture quality in the cylinder directly affects the combustion characteristics. In addition, engine performance significantly deteriorates due to the poor mixture quality. In this study, numerical analysis was performed on the vaporization of fuels in the cylinder with varying engine speeds and loads. The results of the numerical analysis showed that the vaporization rate of ethanol in the cylinder is lower than that of gasoline due to the differences in fuel properties. In the case of gasoline, the vaporization process is completed before the spark onset and there is no significant influence on the combustion characteristics. In the case of ethanol, it is considered possible for particulate matters to be produced massively due to incomplete vaporization under the conditions of increased loads and engine speeds. This result is intended to be utilized as a basic data for the fuel injection control strategy in the development of FFV engines.

Key words : TGDI engine(터보 가솔린 직분사 엔진), Injector(인젝터), Breakup length(분열길이), Spray angle(분무 각도), Flexible fuel vehicle(혼합 연료 차량)

Subscripts

- FFV : flex fuel vehicle
- GDI : gasoline direct injection
- TGDI : turbo gasoline direct injection
- DPM : discrete phase model
- ATDC : after top dead center
- SST : shear stress transport

1. 서론

2008년 이후 전 세계적으로 이산화탄소 규제 시행이 논의됨에 따라 저탄소, 친환경 차량의 개발과 보급이 시

급한 실정이다. 자동차의 연비향상 및 이산화탄소 저감을 위해 다운사이징, 하이브리드, 소재별 경량화 기술 등이 적용하고 있다. 화석연료의 고갈과 대기오염의 심각성을 고려해볼 때 연료전지, 전기, 수소와 같은 대체에너지를 이용하는 자동차의 시장점유율이 높아질 것으로 전망한다.¹⁾ 하지만 지금까지의 에너지 소비동향을 감안할 때 화석 연료로부터 쉽게 벗어나지 못할 것으로 보인다. 수송부분에서는 대체연료로 재생이 가능하면서 기존의 화석연료 시스템에 큰 변화를 초래하지 않는 바이오 연료가 큰 주목을 받고 있다.^{2,3)}

이처럼 현재 세계 각국은 대기환경 문제의 심각성을 인식하고 환경규제를 강화하고 있으며, 친환경 차량 개

*Corresponding author, E-mail: yscho@kookmin.ac.kr

^{*}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.

발 및 대체연료 보급을 활발히 진행 중이다.⁴⁾ 브라질의 경우 20%의 바이오에탄올을 가솔린에 의무적으로 혼합하도록 법제화 되어 전체 휘발유 차량의 91%가 FFV인 것으로 알려져 있다.⁵⁾

에탄올 연료는 가솔린에 비해 옥탄가가 높으며, 발열량은 소폭 낮은 특성을 가지고 있다. 또한, 증기압은 가솔린 대비 에탄올 연료가 낮다(가솔린: 55~70 kPa, 에탄올: 40 kPa 이하).

FFV 엔진은 가솔린과 바이오 에탄올을 다양한 비율로 혼합한 연료를 사용하기 때문에 연료 조성에 따라 엔진 제어를 다르게 해야 한다. 에탄올의 함량을 연료센서로 감지하여 운전 시 필요한 연료량과 점화시기 등을 최적 제어하여 주행하게 하는 연구가 활발히 수행되고 있다.

특히 GDI 방식의 경우, 실린더 내부 유동 특성에 따라 연소 특성이 달라지기 때문에 연료에 따른 혼합기 유동 특성에 대한 연구가 필요하다. 따라서 본 연구에서는 1.0L TGDI FFV 엔진의 혼합기 유동 특성을 실제 엔진 실험 데이터를 바탕으로 수치해석을 이용해 분석하였다.⁶⁾

2. 해석 모델 및 해석 조건

2.1 해석 대상

Fig. 1은 실린더와 흡기포트를 형상을 나타낸다. 흡기 과정에 대한 해석을 진행하기 위해 배기포트는 제거하였고, 형상 단순화 작업을 통해 격자 질을 향상시켰다. Fig. 2는



Fig. 1 3D modeling of cylinder and intake port

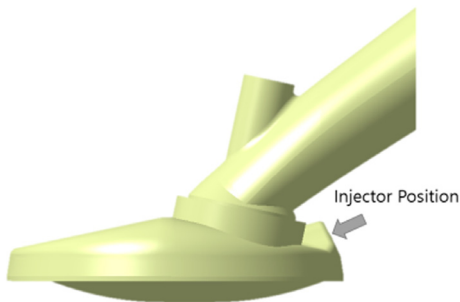


Fig. 2 DPM injection position

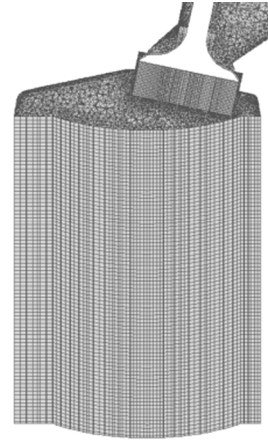


Fig. 3 Dynamic mesh grid

DPM Injection 위치를 나타내고 있다. 인젝터의 위치는 실제 엔진의 위치와 동일하게 설정하였고, 분사방향은 인젝터 위치의 한 점에서의 벡터 값으로 설정하였다.

격자는 ANSYS Workbench를 이용하여 생성하였고, 실제 실린더 제원을 바탕으로 Dynamic Mesh를 적용하였다. 흡기밸브는 1°~180° ATDC 동안 열려있도록 설정하였고, 엔진 회전속도는 2,000 rpm, 2,800 rpm으로 설정하였다.

2.2 해석 모델

난류 모델은 실린더 내부 유동을 관찰하기 위하여 k- ω SST 모델을 사용하였다. 그리고 연료의 분사는 DPM 모델을 사용하여 액적을 분사하고 연료의 기화율을 계산하였다.

2.3 지배방정식

본 연구에서는 수치해석을 위해 ANSYS Fluent를 사용하였다. k- ω 난류 모델의 지배방정식은 다음과 같다.⁷⁾

$$\frac{\partial q_T}{\partial t} + \frac{\partial (f_{T_j} - f_{T_{vj}})}{\partial x_j} = S_{kw} \quad (1)$$

$$q = [\rho k, \rho w]^T \quad (2)$$

$$f_{T_j} = [\rho u_j k, \rho u_j w]^T \quad (3)$$

$$f_{T_{vj}} = [(\mu_l + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j}, (\mu_l + \sigma_w \mu_t) \frac{\partial w}{\partial x_j}]^T \quad (4)$$

S_{kw} 는 난류운동에너지(k)와 비소산율(w)의 원천항으로, 구배로 표현되는 대류나 확산과 달리 종속변수의 국부 값에 의해 결정되며, 지배방정식의 물리현상을 반영한다.

k- ω SST 모델은 벽면 근처에서는 정확한 Wilcox k- ω 모델을 사용하고, 경계층 외부에서는 자유류 의존

성이 적은 $k-\epsilon$ 모델을 사용한다.⁸⁾ 교차 확산항 P_{cd} 는 다음과 같다.

$$P_{cd} = (1 - F_1) \times CD_{kw} \quad (5)$$

F_1 은 교차 확산항의 작동을 결정하는 Blending 함수로 아래와 같이 정의된다.

$$F_1 = \tanh \left[\left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho\sigma_{\omega} k}{CD_{kw} y^2} \right] \right\}^4 \right] \quad (6)$$

$$CD_{kw} = \max \left(2\rho\sigma_{\omega} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right) \quad (7)$$

여기서 y 는 가장 가까운 벽까지의 거리를 나타내고 있으며, F_1 은 벽면 경계층 내부에서는 1이 되고 벽면으로부터 떨어진 자유 전단류(Free Shear Layer)에서는 0이 된다.

2.4 지배방정식

2.4.1 기초해석 조건

가솔린과 에탄올의 물성치 차이로 인한 기화특성을 비교하기 위해 두 연료의 분사조건을 동일하게 설정하여 해석을 진행하였다. 2,000 rpm, 60 N·m 조건의 가솔린 연료 제어 값을 기준으로 해석을 진행하였다. 기초해석 조건은 Table 1에 정리하였다. 해석에서 사용한 가솔린의 물성치는 이소옥탄의 것으로 사용하였다.

Table 1 Basic numerical analysis conditions

Item		Value	
Fuel		Gasoline	Ethanol
Engine speed (rpm)		2,000	
Load (N·m)		60	
Injection	Mass flow rate (mg/s)	0.4375	
	Temperature (K)	313.15	
	SOI1 / EOI1 (deg. ATDC)	46° / 67°	
	SOI2 / EOI2 (deg. ATDC)	95° / 102°	
Port	Pressure inlet (pa)	55,259	
	Temperature (K)	298.15	

2.4.2 해석 조건

본 해석에서는 엔진 부하와 회전속도에 따른 혼합기 유동을 분석하였다. 실제 FFV 엔진에서 가솔린과 에탄올을 동일한 작동 조건에서 각각 다르게 제어 한다. 따라서 실제 엔진 작동 조건에서의 제어 값들을 반영하여 혼합기 유동특성의 차이를 분석하고자 하였다. 각 해석 조건은 Table 2에 정리하였다.

격자는 Ansys Workbench Mesh를 이용하여 포트 및 실

Table 2 Numerical analysis conditions

Item		Value			
Fuel		Gasoline		Ethanol	
Engine speed (rpm)		2,000			
Load (N·m)		60	90	60	90
Injection	Mass flow rate (mg/s)	0.4375	0.64	0.6945	1.028
	Temperature (K)	313.15	313.15	313.15	313.15
	SOI1 / EOI1 (deg. ATDC)	46°/67°	51°/81°	46°/81°	51°/97°
	SOI2 / EOI2 (deg. ATDC)	95°/102°	107°/116°	95°/105°	107°/121°
Port	Pressure inlet (pa)	55,259	92,307	54,780	86,860
	Temperature (K)	298.15	298.15	298.15	298.15

린더의 격자를 생성하였으며, 총 격자의 수는 약 170만 개, 격자의 품질은 Orthogonal Quality: 0.23, 최대 Skewness: 0.84로 해석에 적합한 품질로 만족시켰다.

3. 해석 결과

3.1 수치해석 검증

DPM Injection 모델의 신뢰도를 확보하기 위해 분무패턴에 대한 실험 결과와 해석 결과를 비교하였다. Fig. 4는 실험장비의 개략도를 나타내고 있다. 인젝터는 TGD I 엔진용 6홀 인젝터를 사용하였고, 실험은 분사압력 250 bar 조건에서 1.5 ms의 분사기간으로 진행하였으며, 10,000 fps로 촬영하였다. 촬영된 영상을 Matlab으로 처리하여 관통거리와 분무각도를 산출하였다.

연료분사 검증 해석의 결과는 Figs. 5 ~ 7에 나타내었다. 분무패턴 검증 해석은 실험과 동일한 조건으로 진행하였으며, Cone Angle과 Velocity 값을 변경하며 실험 결과의 분무패턴과 오차율을 최소화하고자 하였다. 해석 결과 관통거리와 분무각도 모두 오차율 3% 이내로 만족시켜 연료분사에 대한 신뢰도를 확보하였다.

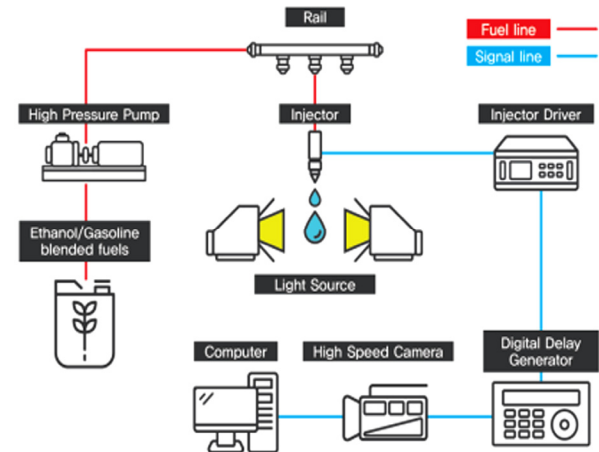


Fig. 4 Schematic diagram of experimental setup

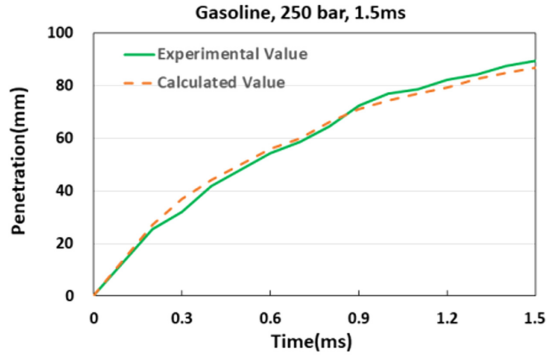


Fig. 5 Penetration distance validation result of gasoline

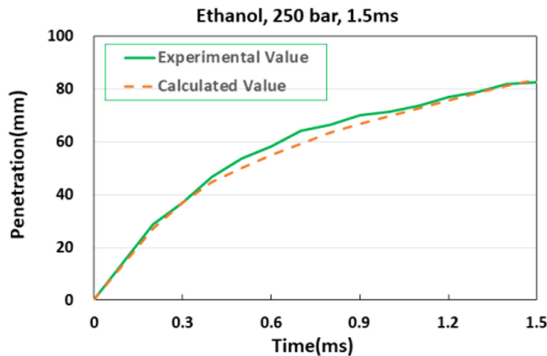


Fig. 6 Penetration distance validation result of ethanol

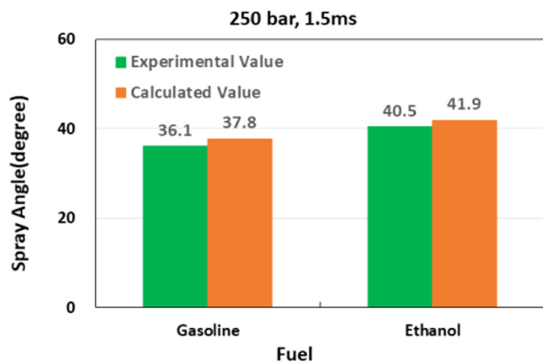


Fig. 7 Spray angle validation result

3.2 기초 해석결과

가솔린과 에탄올의 액적의 유동과 기화된 연료의 질량분율을 Fig. 8에 나타내었다. 가솔린은 분사 초기부터 급격하게 기화되는 반면 에탄올은 기화가 느리게 진행되고 액적이 많이 남아있는 것을 확인하였다. 또한, 가솔린에 비해 에탄올이 피스톤 헤드와 벽면에 액적이 묻치는 경향을 확인하였다. 이를 Fig. 9, Fig. 10과 같이 그래프로 나타내어 두 연료의 기화속도를 비교하여 에탄올의 기화가 더 느리게 진행되는 것을 확인하였다. 그리고 두 연료의 기화가 완료되는 크랭크 각도를 비교하면 가솔린은 177°ATDC, 에탄올은 238°ATDC로 에탄올의 기화가 더

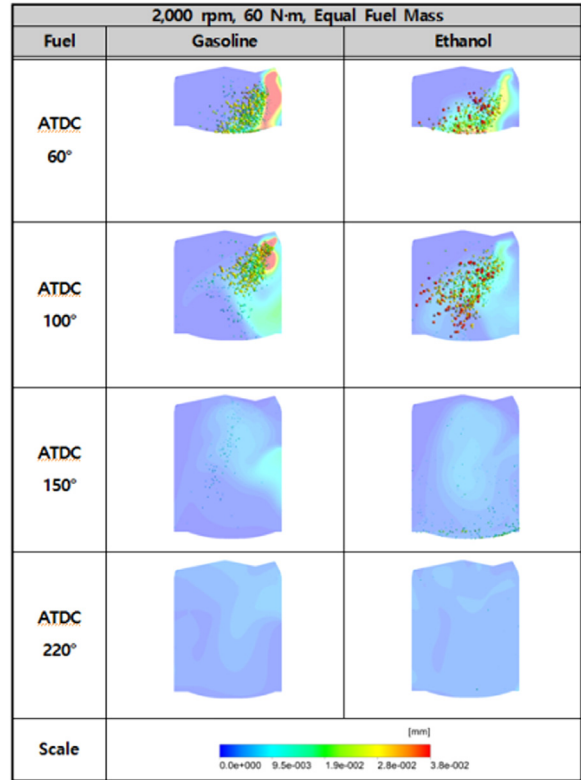


Fig. 8 Contours of evaporated mass fraction of gasoline and ethanol in basic analysis

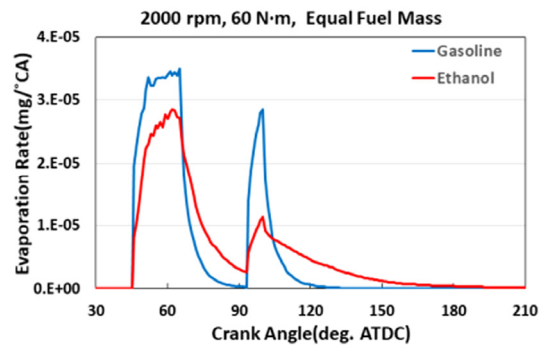


Fig. 9 Evaporation rate of gasoline and ethanol at 2,000 rpm, 60 N·m, Equal fuel mass

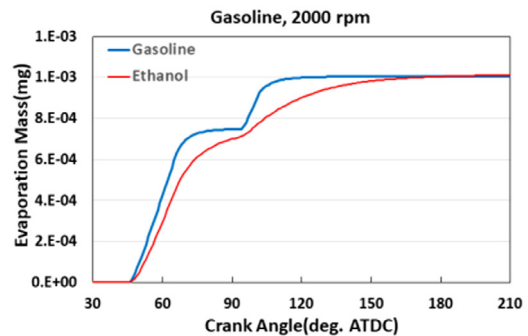


Fig. 10 Evaporated mass of gasoline and ethanol at 2,000 rpm, 60 N·m, Equal fuel mass

늦게 완료되는 것을 알 수 있었다. 따라서 두 연료의 물성치 차이에 의해 에탄올이 가솔린 보다 같은 연료량을 기화시키는데 더 많은 시간이 필요하다는 것을 알 수 있다.

3.3 해석결과

Fig. 11과 Fig. 12는 각각 부하에 따른 가솔린과 에탄올의 액적을 가시화한 그림이다. 가솔린의 경우 부하가 증가함에 따라 연료량이 증가하였지만 연료의 분포는 큰 차이를 보이지 않았다. 반면, 에탄올의 경우 부하가 증가함에 따라 피스톤 헤드와 크레비스 영역 근처에 연료가 뭉치는 현상이 나타났다.

Fig. 13과 Fig. 14는 각각 가솔린의 기화율과 기화량을 나타낸 그래프이다. Fig. 13에서 부하 90 N·m 조건이 부하 60 N·m 보다 기화 속도가 증가했다는 것을 알 수 있다. 또한 기화가 완료되는 기간을 비교하면 60 N·m 조건은 132 °CA, 90 N·m 조건은 117 °CA로 90 N·m 조건이 약 15 °CA가 단축되었다.

90 N·m 조건이 60 N·m 조건보다 연료량이 약 1.4배 증가하였지만 기화가 완료되는 기간이 짧아졌다. 따라서, 부하가 증가함에 따라 가솔린의 기화특성이 개선되는 것을 확인하였다.

Fig. 15와 Fig. 16은 각각 에탄올의 기화율과 기화량을 나타낸 그래프이다. Fig. 14에서 부하 90 N·m 조건이 부하 60 N·m 보다 기화 속도가 증가했다는 것을 알 수 있다. 하지만 기화가 완료되는 기간을 비교하면 60 N·m 조건은 293 °CA, 90 N·m 조건은 압축과정이 끝난 후에도 기화가 완료되지 않는다. 에탄올의 경우 부하가 증가함에 따라 기화 속도는 증가하지만 분사된 연료를 모두 기화시키기에는 더 많은 시간이 필요하다. 결과적으로, 부하가 증가함에 따라 에탄올의 기화특성은 악화된 것으로 판단된다.

Fig. 17과 Fig. 18은 각각 엔진 회전속도에 따른 가솔린과 에탄올의 액적을 가시화한 그림이다. 가솔린의 경우 160 °ATDC에서 2,000 rpm 조건에서는 액적이 관찰되지 않았지만, 2,800 rpm 조건에서는 액적을 관찰할 수 있었다. 에탄올의 경우에도 엔진회전속도가 증가함에 따라 연료의 액적이 증가한 것을 확인하였다. 특히, 220 °ATDC에서 액적 분포는 2,800 rpm 조건일 때, 피스톤 헤드와 크레비스 영역의 액적이 증가하였다.

Fig. 19는 가솔린의 엔진 회전속도에 따른 기화율을 나타낸 그래프이고, Fig. 20은 기화량을 시간을 기준으로 나타낸 그래프이다. 두 조건의 기화속도는 큰 차이를 보이지 않는다. 하지만 기화가 완료되는 기간을 비교하면 2,000 rpm 조건에서 117 °CA, 9.67 ms이고, 2,800 rpm 조건에서 280 °CA, 16.66 ms 이다. 결과적으로, 엔진 회전

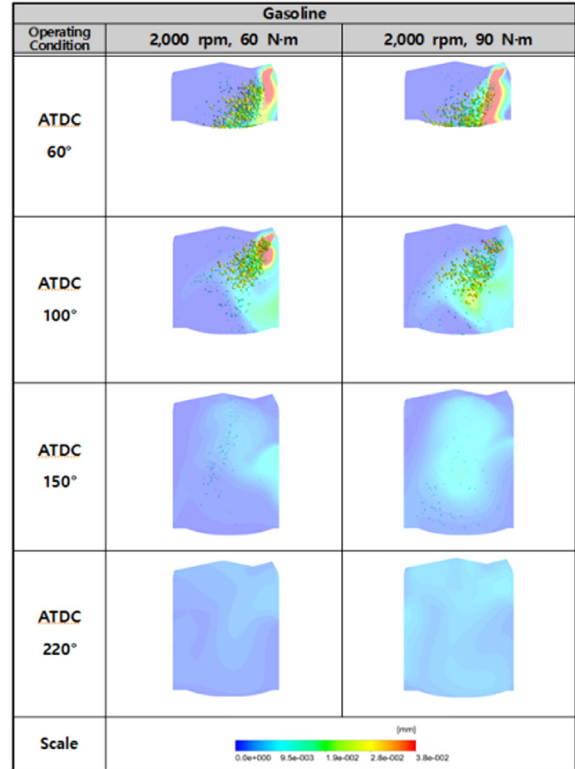


Fig. 11 Contours of evaporated mass fraction of gasoline at 2,000 rpm, 60 N·m, 90 N·m

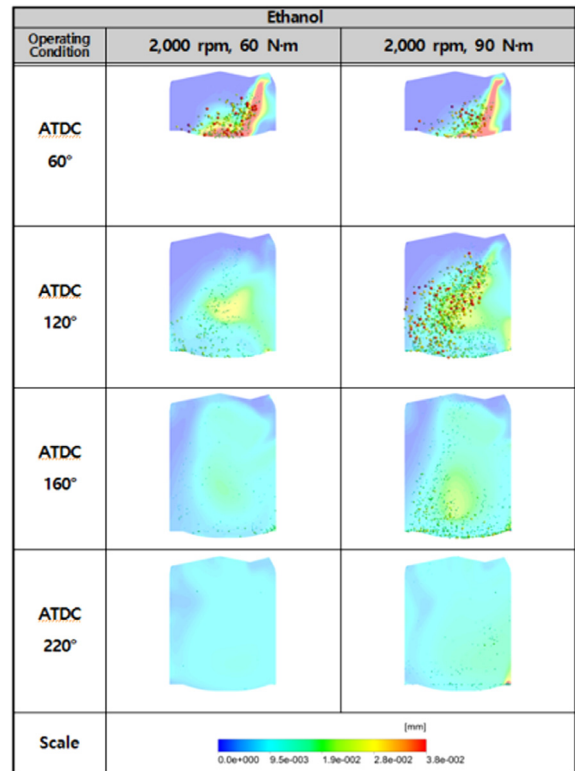


Fig. 12 Contours of evaporated mass fraction of ethanol at 2,000 rpm, 60 N·m, 90 N·m

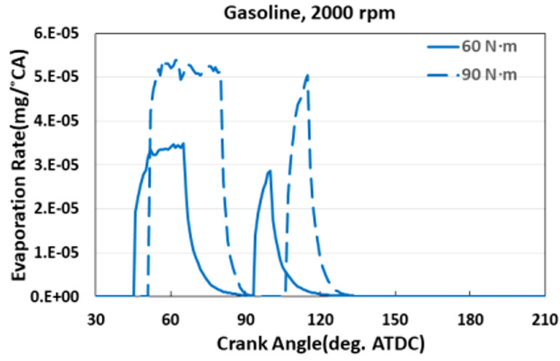


Fig. 13 Evaporation rate of gasoline at 2,000 rpm, 60 N·m, 90 N·m

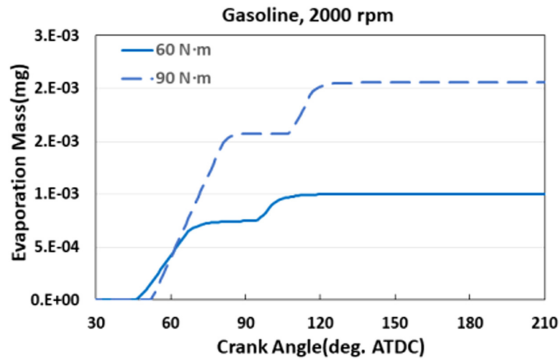


Fig. 14 Evaporated mass of gasoline at 2,000 rpm, 60 N·m, 90 N·m

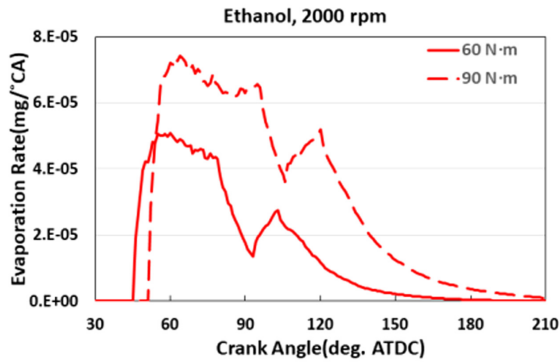


Fig. 15 Evaporation rate of ethanol at 2,000 rpm, 60 N·m, 90 N·m

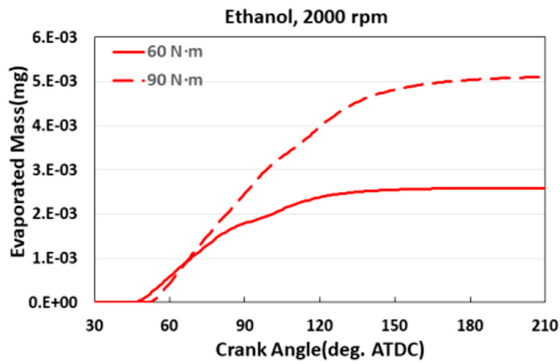


Fig. 16 Evaporated mass of ethanol at 2,000 rpm, 60 N·m, 90 N·m

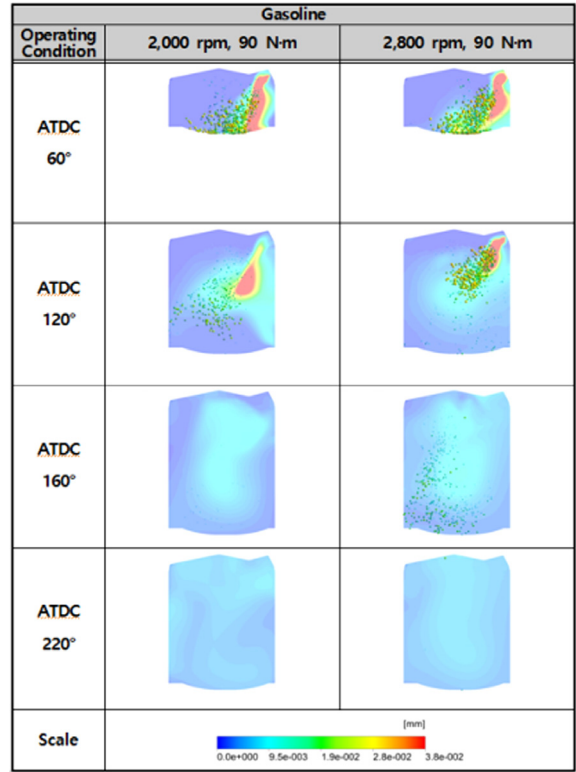


Fig. 17 Contours of evaporated mass fraction of gasoline at 2,000 rpm, 2,800 rpm, 90 N·m

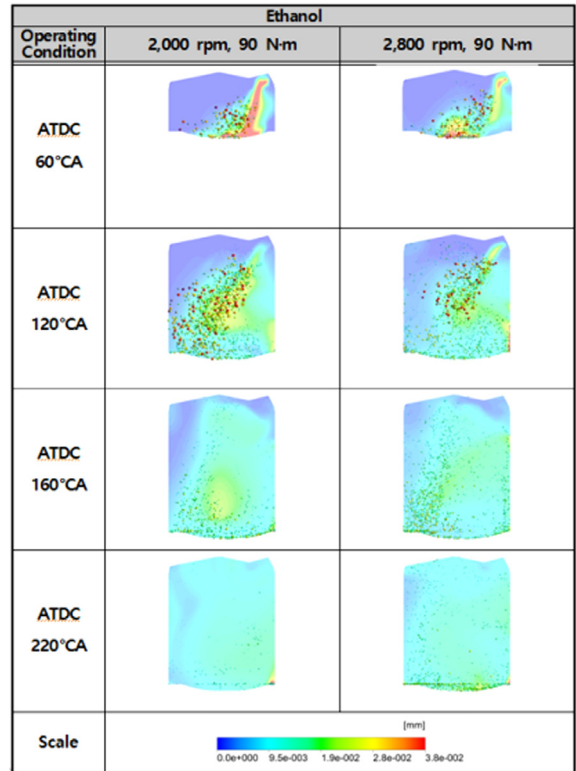


Fig. 18 Contours of evaporated mass fraction of ethanol at 2,000 rpm, 2,800 rpm, 90 N·m

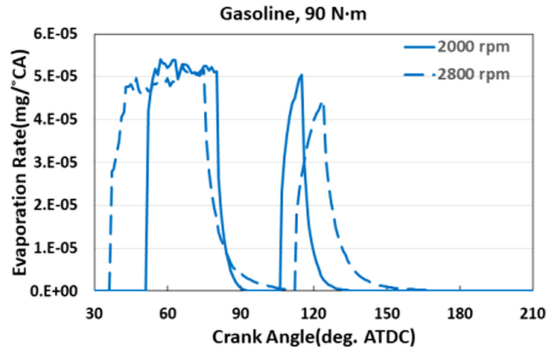


Fig. 19 Evaporation rate of gasoline at 90 N·m, 2,000 rpm, 2,800 rpm

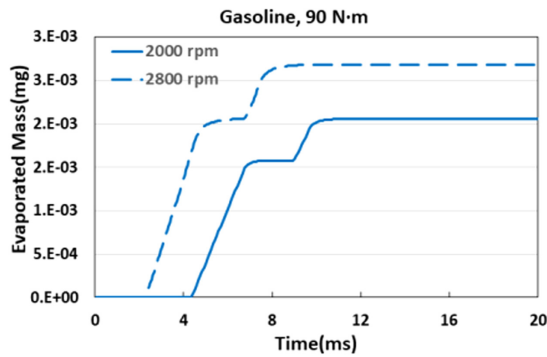


Fig. 20 Evaporated mass of gasoline at 90 N·m, 2,000 rpm, 2,800 rpm in time basis

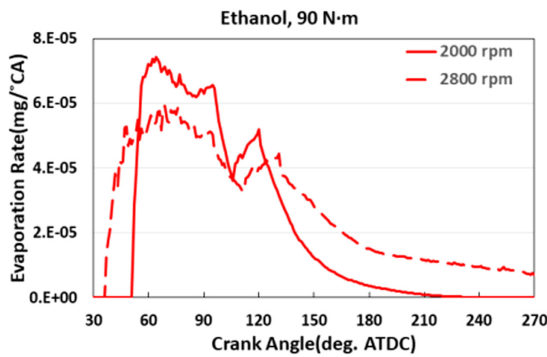


Fig. 21 Evaporation rate of ethanol at 90 N·m, 2,000 rpm, 2,800 rpm

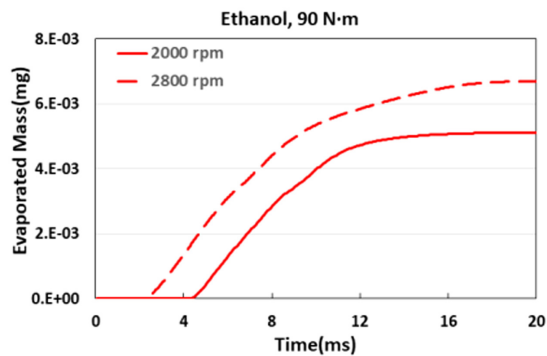


Fig. 22 Evaporated mass of ethanol at 90 N·m, 2,000 rpm, 2,800 rpm in time basis

속도가 증가할수록 가솔린의 기화특성이 악화되는 것으로 판단된다.

Fig. 21은 에탄올의 엔진 회전속도에 따른 기화율을 나타낸 그래프이고, Fig. 22는 기화량을 시간을 기준으로 나타낸 그래프이다. 두 조건의 기화속도는 큰 차이를 보이지 않는다. 하지만 기화가 완료되는 기간을 비교하면 2,000 rpm 조건은 231 °CA, 19.25 ms이고, 2,800 rpm 조건은 압축과정이 끝난 후에도 기화가 완료되지 않는다. 따라서, 엔진 회전속도가 증가할수록 에탄올의 기화특성이 악화되는 것으로 판단된다.

가솔린은 부하와 엔진 회전속도를 변화시켰을 때, 점화시기 이전에 연료가 모두 기화되었다. 하지만 에탄올은 부하가 증가된 조건, 엔진 회전속도가 증가된 조건에서는 연료의 기화가 완료 되지 못했다. 따라서 에탄올을 사용하면 입자상물질이 발생할 가능성이 있는 것으로 판단한다.

4. 결론

- 1) 기초해석 결과, 가솔린과 에탄올의 차이를 확인하였고, 이는 에탄올의 증기압이 가솔린 대비 낮기 때문에 같은 연료량을 기화시키기 위해서는 에탄올이 가솔린 보다 더 많은 시간을 필요로 한다.
- 2) 부하가 증가함에 따라 두 연료 모두 기화 속도는 증가한다. 가솔린은 기화특성이 개선되는 반면, 에탄올은 증가된 연료량에 의해 기화 특성이 악화되어 상반된 결과를 보였다.
- 3) 엔진 회전속도가 증가함에 따라 분사된 연료량은 증가하였지만 기화 속도의 변화는 크지 않았기 때문에 가솔린과 에탄올 모두 기화 특성이 악화되었다.
- 4) 가솔린의 경우 점화시기 이전에 기화가 완료되어 연소특성에는 큰 영향이 없을 것으로 판단한다. 하지만 에탄올의 경우 부하와 엔진 회전속도가 증가된 조건에서 기화가 완료되지 못하여 입자상물질이 발생할 가능성이 있는 것으로 판단된다.

이처럼 본 논문에서 부하와 엔진 회전속도를 변경하며 기화 특성을 파악하였다. 이 결과를 FFV 엔진 개발 시 연료 분사 제어 전략의 기초자료로 활용하고자 한다.

후 기

본 연구는 환경부에서 지원하는 글로벌담환기술 개발사업 연구결과의 일부이며, 관계기관에 감사의 뜻을 전합니다.

References

- 1) D. G. Ko, An Experimental Study on the Combustion and Emission Characteristics of H LPG in a Constant Volume Chamber, M. S. Thesis, Kookmin University, Seoul, 2012.
- 2) E. S. Yim, "Current Status of Renewable Fuel in Transport," Auto Journal, KSAE, Vol.36, No.4, pp. 18-22, 2014.
- 3) REN21(Renewable Energy Policy Network for the 21st Century), Renewable 2015 Global Status Report, p.35, 2015.
- 4) B. Y. Xu, Y. L. Qi, W. B. Zhang and S. L. Cai, "Fuel Properties and Emissions Characteristics of Ethanol-Diesel Blend on Small Diesel Engine," Int. J. Automotive Technology, Vol.8, No.1, pp.9-18, 2007.
- 5) J. L. Kim, "Current Status and Prospect of Bio-ethanol," Auto Journal, KSAE, Vol.32, No.4, pp. 30-35, 2010.
- 6) C. L. Myung, S. H. Lee, Y. G. Shin, S. S. Park and H. S. Lee, "Research and Development of Hyundai FFVs(Flexible Fuel Vehicles)," KSAE Spring Conference Proceedings, pp.169-179, 1992.
- 7) D. C. Wilcox, "Reassessment of the Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models," AIAA Journal, Vol.26, No.11, pp.1299-1310, 1988.
- 8) F. R. Menter, "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications," AIAA Journal, Vol.32, No.8, pp.1598-1605, 1994.