

폐엔진 재제조를 위한 발전용 커먼레일 디젤엔진의 연료분사 타이밍 변경을 통한 성능향상에 대한 수치해석 연구

김승철[†] · 이석영

(주)이노비

인하공업전문대학 기계과

(2018년 6월 7일 접수, 2018년 6월 18일 수정, 2018년 6월 20일 채택)

Numerical Study on Performance Improvement by Changing of Fuel Injection Timing of Common Rail Diesel Engine for using Electric Generation for Waste Engine Remanufacturing

Seung Chul Kim[†] · Suk Young Lee

18-18 Railway Museum Uiwang Gyeonggi-do, Innobe Co., Ltd

Dept. of Mechanical Engineering, Inha Technical College

(Received 7 June 2018, Revised 18 June 2018, Accepted 20 June 2018)

요 약

본 연구 대상인 발전기용 커먼레일 디젤엔진은 폐엔진을 재제조한 것으로서 폐엔진의 연료분사시기는 차량 운전 조건에 적합하도록 설정되어 있다. 그러나 발전기용 엔진은 회전속도가 일정하고 주로 부분부하에서 운전된다. 따라서, 발전용 엔진에 적합한 연료분사시기의 변경이 필요하고 이러한 변경에 필요한 비용과 시간은 가능한 최소 화시켜야 한다. 본 연구에서는 이에 적합한 연료분사시기 변경을 적용하였으며 실제 제작에 따른 시행착오를 줄이기 위해 선행적으로 엔진성능 수치해석을 도입하였다. 해석결과, 발전기용 엔진에 적합한 연료분사시기 변경에 따라 연소 효율성을 높아져서 성능 및 연비가 증가함을 확인하였다.

주요어 : 연료분사시기, 커먼레일 디젤엔진, 발전기, 수치해석

Abstract - The common rail diesel engine used in this study is a remanufactured waste engine. The fuel injection timing of the waste engine is set to be suitable for the operating conditions of the vehicle. However, the engine of a generator is operated at a constant speed and mainly at partial load. Therefore, it is necessary to change the fuel injection timing suitable for the power generation engine, and the cost and the time required for such change must be minimized as much as possible. As a result of the analysis, it was confirmed that the fuel efficiency improves according to the fuel injection timing suitable for the engine for the generator, thereby increasing the performance and fuel efficiency

Key words : Fuel injection timing, Common rail diesel engine, Electric generation, Numerical analysis

[†]To whom corresponding should be addressed.

Tel : 031-8069-8932 E-mail: ksc8932@hanmail.net

1. 서론

매년 국내에서 75만대 이상 배출되며 잔존가치가 50% 이상 남아있는[1] 폐엔진 중에서 발전시스템 구성을 위해 단위발전기용 엔진에 적합한 소형 커먼레일 디젤엔진을 엔진 재제조 과정을 통해 개발하기 위해 차량 운전조건으로 설정된 폐엔진의 연료분사시기를 발전기 운전조건으로 재조정이 이루어지고 있다. 발전기용 운전조건은 회전속도가 일정하게 운전되므로 연료분사시기 튜닝에 따라 성능 및 연비측면에서 효과를 기대해 볼 수 있다. 연료분사시기는 ECU(Engine Control Unit)에서 연료분사 제어용 신호를 보내고 분사노즐에 부착된 솔레노이드 밸브에서 이를 수신하여 연료분사시기 및 분사량 등을 조절하게 된다. 따라서, 발전기 운전조건에 적합하도록 ECU에서 최적화된 연료분사제어 설정이 필요하다[2,3]. 최근에 커먼레일 연료분사계 연구동향은 HSDI(High speed direct injection) 디젤엔진의 열효율 개선을 위한 다양한 측정장비와 기술들이 적용되고 있고[4,5] 디젤엔진 연료분사계를 최적화하는 방법에 대한 연구가 진행되고 있다[6]. 한편, 연료의 다단분사가 이루어지는 커먼레일 연료분사시스템에서 ECU에서 전자제어는 매우 수준이 높은 기술이고 제조비용 절감 및 엔진 재활용 측면에서 설득력이 떨어진다. 따라서, ECU에서 보내는 신호는 그대로 사용하고 엔진 하드웨어의 재조정을 통해 연료분사 시작시기를 잔·지각시킴으로서 발전용 엔진 튜닝과정을 간소화시켰다. 본 연구에서는 발전기 운전조건에 적합하도록 엔진 하드웨어의 재조정값을 찾기 위하여 상용되는 2.9L 커먼레일 디젤엔진을 대상으로 실험과 수치해석을 수행하였다. 수치해석에 사용된 연료분사계는 Lui와 1인이 개발한[7] 모델을 적용하였으며, 이러한 결과값을 엔진해석 상용코드인 GT-Power v2017 (이하 GT-Power)에 입력값으로 취하였다. 또한, GT-Power에서는 연료 분사계 변수에 대해 엔진성능 및 연비를 계산하여 최적화된 연료분사시기를 예측하고자 한다.

2. 수치모델

2-1. 연료분사계 모델

연료분사계의 제원과 개략도는 Table 1과 Fig. 1과 같으며 고압공급펌프, 축압실, 분사노즐 및 파이프의 4

부분으로 나누었으며, 공급펌프, 축압실 및 노즐부의 연속방정식은 다음 식(1)과 같이 나타낼 수 있다. 먼저, 플런저의 변위로 인한 유량은 플런저실 압축성, 딜리버리실로 흐르는 유량, 그리고 딜리버리 밸브의 움직임으로 인한 체적변화의 합과 같고,

$$U_p A_p = \frac{V_p dP_p}{\beta_p dt} + C_d A_d \sqrt{2(P_p - P_d)/\rho} + A_d \frac{dx_d}{dt} \quad (1)$$

플런저실로부터 딜리버리실로 들어온 유량과 밸브 변위에 의한 체적차이는 딜리버리실의 압축성과 파이프로 나간 유량의 합과 같으므로 다음 식(2)와 같이 나타낼 수 있으며,

$$C_d A_d \sqrt{2(P_p - P_d)/\rho} + A_d \frac{dx_d}{dt} = \frac{V_d dP_d}{\beta_d dt} + U_l A_l \quad (2)$$

식(3)에서와 같이 파이프를 통해서 들어온 유량은 축압실의 압축성과 압력조절기로 나간 유량의 합과 같다.

$$U_l A_l = C_{noz} A_{noz} \sqrt{2(P_{noz} - P_{cyl})/\rho} C_{noz} + A_{noz} \sqrt{2(P_{noz} - P_{con})/\rho} + \frac{V_{noz} dP_{noz}}{\beta_{noz} dt} + A_{noz} \frac{dx_{noz}}{dt} \quad (3)$$

또한, 식 (4)와 같이 노즐실에서 콘트롤 밸브실로 들어온 유량은 콘트롤 밸브실 압축성과 스피럴실로 나간 유량의 합과 같다.

$$C_{con} A_{con} \sqrt{2(P_{noz} - P_{con})/\rho} = \frac{V_{con} dP_{con}}{\beta_{con} dt} + C_{sp} A_{sp} \sqrt{2(P_{con} - P_{sp})/\rho} \quad (4)$$

또한, 공급펌프와 노즐부의 운동방정식은 다음 식 (5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$m_{noz} \frac{d^2 x_{noz}}{dt^2} + C_{noz} \frac{dx_{noz}}{dt} + k_{noz} (x_{noz} + x_{noz-ini}) = A_{need} P_{noz} - A_{noz} P_{con} \quad (5)$$

Table 1. Specifications of fuel injection system.

Nozzle type	Mini Sac
Spray Angle	150 deg
Nozzle Hole diameter	0.16 cm
Number of Nozzle Hole	8

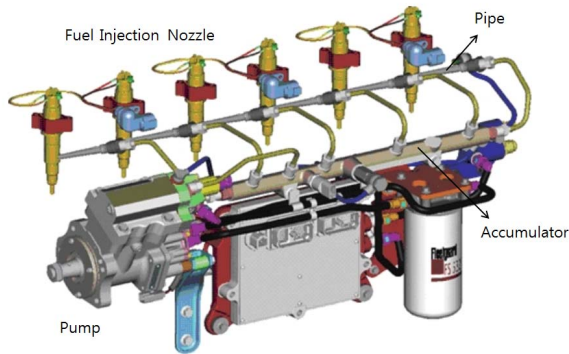


Fig. 1. Component of fuel injection system

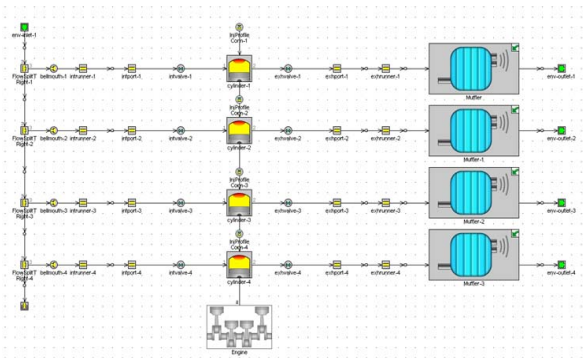


Fig. 2. Engine map using GT-Power program for engine analysis

2-2. 엔진 모델링

해석 대상이 되는 기관의 형상을 Fig. 2와 같이 단순화시켜 계산하였다. 직접 분사식 엔진을 해석하기 위해서는 인젝터를 실린더 내부로 연결하였고 세부적인 입력값으로 분사되는 연료의 양, 분사시작 시기, 분사되는 연료의 온도, 연료의 상태량, 노즐 구멍의 직경, 구멍의 개수 등이 있다. 해석에 사용되는 연소모델은 GT-Power를 사용한 직접분사식 압축착화 기관에서 기본적으로 선택할 수 있는 DI-Diesel Wiebe를 선택하였고 열전달 모델은 Modified Woschni 모델을 선택하였다[8].

3. 연구절차

3-1. 실험방법

Fig. 3과 Table 2의 실험장치를 설치해 실험은 Table 3과 같은 실험조건으로 냉각수 및 오일온도를 80±2℃, 흡기압과 배기압을 각각 -350mmH₂O, 150mmHg의 조건으로 연료분사 시작점 변화에 대하여 부하 조건

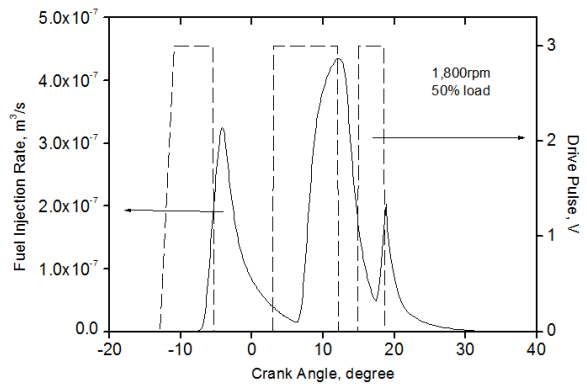


Fig. 3. Results of injection system simulation

Table 2. Engine specifications

Injection Type	Direct Injection
Induction Type	Turbo Charger
Displacement Volume(cc)	2,902
Bore × Stroke(mm)	97.1 × 98
Compression Ratio	17.5
EVO/EVC	BBDC 45°/ATDC 30
IVO/IVC	BTDC 30°/ABDC 45°
Max. Torque(N·m)	333 at 2,200rpm
Max. Power(kW)	110 at 4,100rpm

Table 3. Experimental conditions

Engine Speed(rpm)	1,500, 1,800, 2,400
Load(%)	50, 100
SOI (start of injection)	-30 ~ -10 C.A.,deg

에서 실린더내 압력값을 측정하였다. 엔진 회전수 조건은 세가지로 구분하였다. 먼저, 동남아 전력사용이 50Hz를 기준이므로 극수를 고려하여 1,500rpm으로 정하였고, 국내 및 해외에서 범용적으로 사용되는 60Hz를 사용 조건으로 엔진회전수를 1,800, 2,400rpm으로 정하였다. 연소압력 측정은 피에조식 압력변환기 (AVL, QC32C-E)를 그 끝단이 연소실의 Bowl 가장 자리에 오도록 설치하여 그 출력신호를 연소해석장치

(AVL, D/A 657)에 보내어 기록하였으며 연소압력 데이터는 100사이클을 평균치로 나타내었다.

3-2. 실험과의 비교를 통한 모델 검증

Fig. 3은 본 연구에서 코딩하여 계산된 연료분사계 수치해석 결과를 보여주고 있다. 이러한 연료분사 데이터를 입력값으로 취하여 GT-Power에서 실린더내 시간에 따른 실린더내 압력값을 계산하였다. 또한, 이러한 시뮬레이션 결과값에 대한 검증을 하기 위해 Fig. 4와 같은 실험장치를 통해 실험에서 취득된 실린더 압력을 Fig. 5와 같이 상호 비교를 한 것으로 유사한 경향을 보여주고 있다.

3-3. 연소특성 예측

Fig. 6은 GT-Power 엔진해석을 수행하기 위해 연료

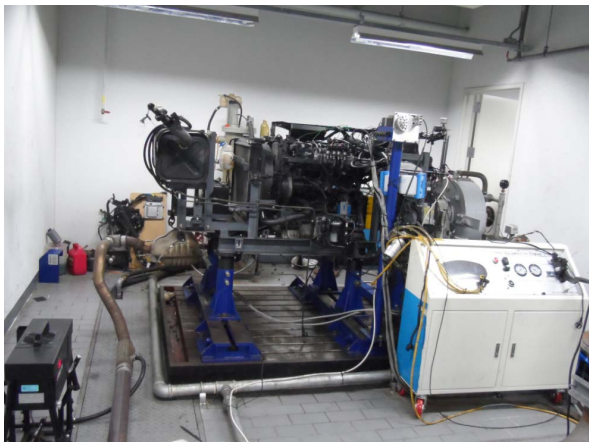


Fig. 4. Experimental apparatus

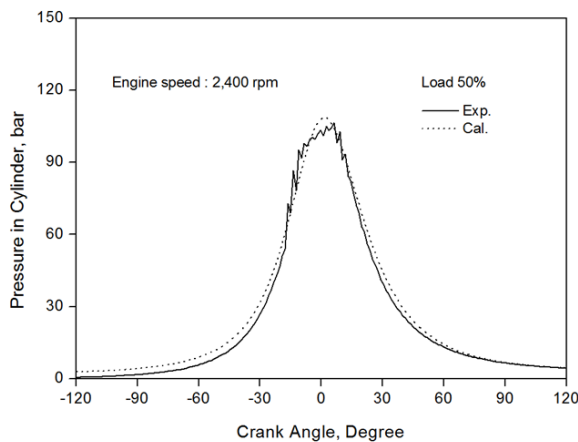


Fig. 5. Comparison of calculation and experiment results

분사 시작점에 대한 입력값의 예를 보여주는 것으로서 이러한 연료분사계 변수가 연소과정을 거쳐 최종적으로 엔진 성능 및 연비에 미치는 영향을 파악하기 위해 앞의 2.1절에서 소개하는 연료분사계 모델과 GT-Power 엔진해석 프로그램을 연동하여 수치해석을 실시하였다.

4. 해석결과 및 고찰

실제로 발전기의 운전조건은 부분 부하에서 운전하고 정속이다. 이에 반해 차량용으로 제작된 엔진의 경우 출력 위주로 연료분사 타이밍을 조정하였고 엔진속도가 계속해서 가변된다. 또한, 커먼레일 디젤엔진의 경우 높은 토오크가 형성되는 2,400rpm 이상의 엔진속도의 범위에서 연료분사 타이밍을 변경하였다. 본 연구에서는 발전기용 엔진운전의 효율성을 높이기 위하여 2,400rpm이하의 운전조건과 정속운전에서 엔진 재제조를 취지에 알맞게 SOI의 최적화를 통해 엔진성능 및 연비 효율을 증가시키고자 하였다.

Table 4는 엔진회전 속도별로 SOI를 변화시키면서 엔진성능과 연비 측면에서 가장 적합한 값을 찾기 위한 입력값과 이러한 입력값으로 계산된 결과값을 함께 보여주고 있다. Fig. 7은 출력과 제동평균유효압력(BMEP, brake mean effective pressure)을 보여주고 있으며 50% 부하조건에서 모든 엔진회전수 범위에서 기존 SOI보다 5°만큼 진각시켰을 때 출력과 BMEP가 최대로 증가되었다. 반대로 기존 SOI보다 지각시켰을 경우 출력과 BMEP보다 급격히 감소되는 것을 알 수 있었다. 100% 부하조건에서는 엔진회전수 1,500, 1,800rpm에서는 기존 SOI에서 출력과 BMEP가 최대가

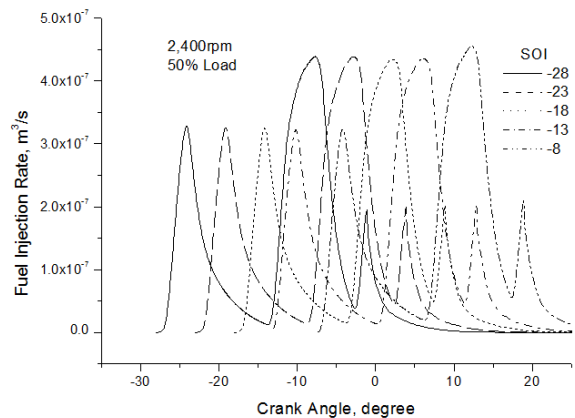


Fig. 6. Fuel injection rate with variable injection timing

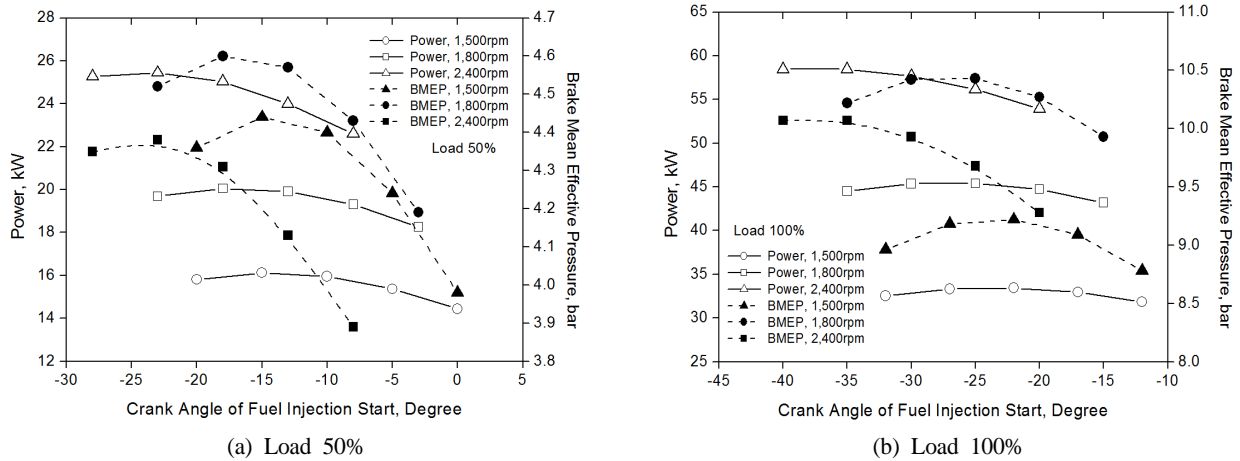


Fig. 7. Comparison power and BMEP with the parameters

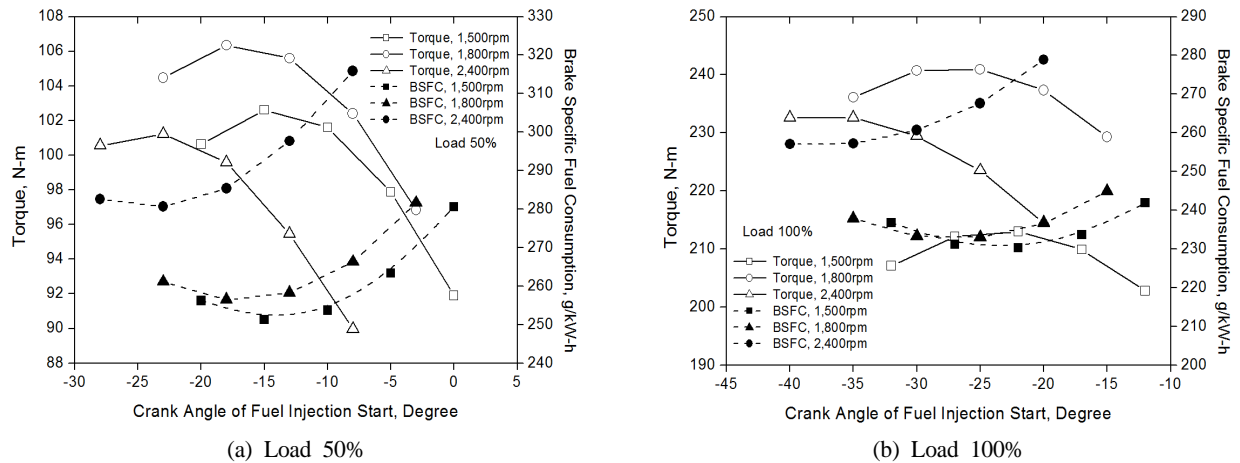


Fig. 8. Comparison torque and BSFC with the parameters

Table 4. Input condition of SOI timing and optimal injection timing calculated among the variations

Load (%)	Speed(rpm)		
	1,500	1,800	2,400
50	-20	-23	-28
	-15	-18	-23
	-10(Base)	-13(Base)	-18(Base)
	-5	-8	-13
	0	-3	-8
100	-32	-35	-40
	-27	-30	-35
	-22(Base)	-25(Base)	-30(Base)
	-17	-20	-25
	-12	-15	-20

□ : Optimization of SOI

되며 2,400rpm으로 엔진회전수를 증가시켰을 경우 기존 SOI보다 10°만큼 진각시킨 -40°에서 최대가 되었다. 100% 부하조건에서도 최대치를 보이는 SOI보다 지각시켰을 경우 출력과 BMEP 모두 감소되지만 50% 부하 조건과 같이 급격하게 감소되지 않았다. 다시 말해, SOI 변화에 따르는 출력과 BMEP 민감도는 50% 부하조건에서 비교적 크다고 할 수 있다. Fig. 8은 토오크와 제동연료소비율(BSFC, brake specific fuel consumption)을 보여주고 있으며 50% 부하조건에서 모든 엔진회전수 범위에서 기존 SOI보다 5°만큼 진각시켰을 때 토오크는 최대값이 계산되고 BSFC는 최소값을 보여주었다. 반대로 기존 SOI보다 지각시켰을 경우 토오크가 급격히 감소되는 것을 알 수 있었다. 100% 부하조건에서는 엔진회전수 1,500, 1,800rpm에서는 기존 SOI에서 토오크와 BSFC가 최적의 값을 보여주

고 2,400rpm의 경우 기존 SOI보다 10°만큼 진각시킨 -40°에서 최적의 값을 보여주었다.

5. 결론

폐차에서 구입한 엔진을 재제조를 통해 발전기용 엔진으로 튜닝하는 과정에서 엔진 성능 및 연비 향상을 위해 기존 차량에 적합한 연료분사시기를 재조정하도록 실험과 수치해석을 수행하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 차량용으로 세팅된 디젤엔진을 정속운전을 하는 발전기용 엔진으로 변경함에 따라 연료분사시기의 재조정이 필요하다.

(2) 50%부하에서 SOI를 5°만큼 진각시켰을 때 엔진 성능과 연비가 향상됨을 확인하였으며 100%부하조건에서는 엔진회전수에 따라 SOI에 대해 변경할 필요가 없거나 10°만큼 진각시키는 것이 바람직하다.

(3) SOI 재조정에 따르는 엔진 성능변화에 대한 민감도는 50%부하 조건에서 상대적으로 증가하였다.

(4) 상기의 분석결과에 따라 본 논문의 연구성과는 엔진 재제조를 위한 연료분사시기 튜닝 시 엔진 성능 및 연비 향상에 기여할 것으로 예측되었다.

감사의 글

본 연구는 2017년도 산업통상자원부 산업기술혁신사업의 연구비 지원으로 수행되었으며, 감사드립니다.

사용기호

A	: Area (m ²)
con	: Control valve
cyl	: Cylinder
d	: Delivery valve
ini	: Initial
l	: Pipe line
m	: Mass (kg)
$need$: Needle valve
noz	: Nozzle
P	: Pressure (Pa)
p	: Plunger

U	: Velocity (m/s)
x	: Displacement (m)

그리스 문자

β	: Bulk modulus of fuel
ρ	: Fuel density (kg/m ³)

References

- [1] <http://www.kadra.or.kr/>
- [2] Kim, S. C., Kim, C. K., 2016, Numerical Analysis for Reduction of Fuel Consumption by Improvement of Combustion Condition in a Common Rail Diesel Engine Generator, KIGAS Vol. 20, No. 4, pp. 58-64
- [3] Kim, S. C., Kim, C. K., 2017, A Numerical Analysis for Fuel Consumption by Improvement of Intake/Exhaust Valve Timing in a Common Rail Diesel Engine for a Generator, Journal of Energy Engineering, Vol. 26, No. 2, pp. 32-38
- [4] Kobayashi Shinji, 1992, NOx Reduction from Diesel Combustion Using Pilot Injection with High Pressure Fuel Injection", SAE Paper 920461
- [5] T. Kamimoto, 1987, Effect of High Pressure Injection on Soot Formation Processes in a rapid Compression Machine to Simulate Diesel Flames, SAE Paper 87610
- [6] M. Milan, 1993, Optimization of the diesel engine injection nozzle, SAE Paper 932467
- [7] Liu Shiling, C. H. John, H. Jacqueline, Chen, Heinz Pitsch, 2004, Effects of strain rate on high-pressure nonpremixed n-heptane autoignition in counterflow", Combustion and Flame, Vol. 137, pp. 320-339
- [8] G. Woschni, 1967, A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine, SAE Transactions, Vol. 76, pp. 3065