



커먼레일 디젤엔진 발전기의 연소상태 개선에 따른 연비절감을 위한 수치해석

†김승철 · 김청균*

홍익대학교 트리보메카, 에너지기술 연구센터
(2016년 6월 28일 접수, 2016년 8월 30일 수정, 2016년 8월 31일 채택)

Numerical Analysis for Reduction of Fuel Consumption by Improvement of Combustion Condition in a Common Rail Diesel Engine Generator

†Seung Chul Kim · Chung Kyun Kim*

Research Center for Tribology, Mechatronics and Energy Technology, Hongik University
(Received June 28, 2016; Revised August 30, 2016; Accepted August 31, 2016)

요약

차량에 사용되는 주엔진은 부하영역 전체에서 효율을 증가시키기 위해 커먼레일 디젤엔진을 사용하고 있다. 그러나, 발전기용 엔진은 아직도 기계적 구성엔진으로 캠으로 구동되는 연료분사밸브가 사용되어지고 있다. 또한, 발전기용 엔진 대부분은 50%이하의 부분부하가 적용되고 있다. 따라서, 전부하에 세팅된 차량용 디젤엔진을 부분부하에서 효율적인 운전을 하기 위해서는 연료분사시기 재조정이 필요하다. 본 연구에서는 시뮬물에 사용되는 엔진발전기의 운용특성을 파악하여 연료분사시기를 재조정함으로써 부분부하 연료소비율을 개선시킨 결과를 연구하고자 한다.

Abstract -The main engine of a vehicle is used an common rail diesel engine for improving the efficiency of the whole load area. However, the generator engines is still used mechanical fuel injection valve drive cams. In addition, most of generator engines is applied a part-load operation of less than 50%. Therefore, diesel engine of vehicle set at 100% load is necessary to readjust in order to perform efficient operation because of part-load operation. In this study, the objective is to report the results of the part-load fuel consumption improvement by injection timing readjust to identify the operational characteristics of a generator engine currently operated in the facilities.

Key words : part-load, common rail, generator engine, fuel consumption.

1. 서 론

기존의 엔진발전기는 대부분이 전동기 제조업체 중심으로 제작되어짐으로 인해 엔진의 효율 향상 측면보다는 발전기(Generator)의 개발이 주된 내용이였다. 이로 인해 현재 시중에 판매되고 있는 중소형 엔진

발전기에 채용되고 있는 대부분의 엔진은 선박용이나 차량용으로 개발된 사양을 그대로 구입해서 장착되고 있는 실정이다. 이는 선박이나 차량에 비해 훨씬 저속, 저부하 상태로 운전되는 발전시스템의 특성으로 인해 장착되는 엔진이 과하게 설계되어 있음을 뜻하며, 효율에 대한 개선의 여지가 충분히 많음을 의미한다. 본 연구에서는 매년 국내에서 75만대 이상 배출되지만 [1] 잔존가치가 50%이상 남아있는 것으로 밝혀진 폐차엔진을 활용하여 발전기에 맞도록 성능과 효율을

†Corresponding author:ksc8932@hanmail.net
Copyright © 2016 by The Korean Institute of Gas

개선하여 에너지소모량을 저감시키고, 비용에 유리한 100kWe급 이상의 발전이 가능한 엔진발전시스템을 연구하고자 한다. 이때 사용되는 엔진은 고효율엔진인 커먼레일 디젤엔진을 사용하며, 대부분이 3L의 소형이므로 이를 모듈 단위엔진발전기로 개발한 후, Fig. 1에서 보여주는 바와 같이 병렬화 패키지로 목표하는 출력전력을 생산하도록 하였다.

엔진을 재제조하여 발전기로 적용한 사례는 거의 없으며 기존의 선박이나 차량용 엔진을 발전기용 엔진으로 개발 사례는 드물게 있으나[2,3] 커먼레일 디젤엔진은 거의 없다. 자동차의 경우 전부하영역에서 효율을 높이기 위하여 전자식 엔진이 사용되고 있으나 발전기는 대부분 운전이 50% 이하의 부분부하 영역에서 사용되고 있다. 따라서 100%부하에 세팅된 발전기 엔진이 부분부하에서 효율적인 운전을 위해서는 연료 분사시기 재조정이 필요하다. 또한, 재제조 폐경유차 커먼레일 엔진이 개발되는 발전기 운전속도는 주로 엔진 토크가 2,000~3,500rpm에서 최대화되는 점에 착안하여 발전기 운전영역을 2,400rpm으로 정하였으며, 이러한 정속 영역에서 최대의 효율과 성능을 얻도록 해야 한다. 이를 위해, 연소제어를 기존 차량에서 발전기에 적합하도록 최적화하는 기술개발이 필요하다.

따라서, 본 연구에서는 발전기 운전조건인 부분부하에 적합하도록 ECU(Engine Control Unit)에서 최적화된 연료분사제어용 신호를 찾기 위하여 상용되는 2.9L 디젤엔진을 대상으로 실험과 수치해석을 수행하였다. 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]. 본 연구에서는 Liu 외 4인이 개발한[7] 커먼레일 연료분사계 모델을 적용하였으며, 이러한 결과값을 엔진해석 상용코드인 ANSYS v16.2 CFX code(이하 ANSYS CFX)에 입력값으로 취하였다. 또한, ANSYS CFX에서는 연료 분사계 변수에 대해 엔진연소에 따른 열효율을 계산하여 엔진발전기에 사용되는 차량용 전자식 디젤엔진 운용특성을 파악하여 부분부하에서 연료분사시기 재조정을 통하여 연료소비량 개선에 관한 결과를 연구하고자 한다.

II. 수치 모델

2.1. 연료분사계 모델

연료분사계는 고압공급펌프, 축압실, 분사노즐 및 파이프의 4부분으로 나누었다.

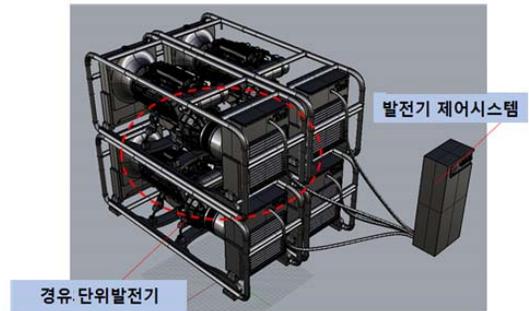


Fig. 1. Parallel package of engine generation.

Table 1. Specifications of fuel injection system.

Type	Common Rail
Nozzle type	Mini Sac
Spray Angle	150 deg
Nozzle Hole diameter	0.16 cm
Number of Nozzle Hole	6

2.1.1 가정

다음과 같은 가정을 하였다.

- 연료분사계의 탄성변형률은 무시하고 파이프내 마찰계수는 일정하다
- 연료의 체적탄성계수와 음속은 파이프내의 잔류 압력을 기준으로 한다
- 연소실내의 압력은 일정하다

2.1.2 지배방정식

- 공급펌프의 연속방정식

플런저의 변위로 인한 유량은 플런저실 압축성, 딜리버리실로 흐르는 유량 그리고 딜리버리 밸브의 움직임으로 인한 체적변화의 합과 같으며, 플런저실로부터 딜리버리실로 들어온 유량과 밸브 변위에 의한 체적차이는 딜리버리실의 압축성과 파이프를 나간 유량의 합과 같다.

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

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

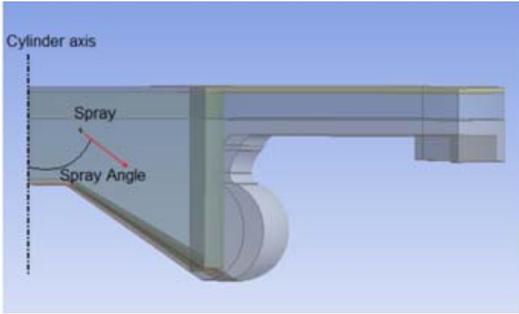


Fig. 2. Combustion chamber modeling.

- 축압실과 노즐부의 연속방정식

파이프를 통해서 들어온 유량은 축압실의 압축성과 압력조절기로 나간 유량의 합과 같으며, 노즐실에서 콘트롤 밸브실로 들어온 유량은 콘트롤 밸브실 압축성과 스펠실로 나간 유량의 합과 같고 파이프로부터 들어온 유량은 콘트롤 밸브실, 연소실로 나간 유량과 노즐실의 압축성, 니들밸브의 변위에 의한 체적변화율의 합과 같다.

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

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

$$U_l A_l = C_{noz} A_{noz} \sqrt{2(P_{noz} - P_{cyl})/\rho} + C_{noz} \frac{V_{noz} dP_{noz}}{\beta_{noz} dt} + A_{noz} \frac{dx_{noz}}{dt} + A_{noz} \quad (5)$$

- 공급펌프와 노즐부의 운동방정식

덜리버리밸브의 관성력, 댐핑력, 그리고 스프링력의 합은 덜리버리 밸브 양쪽에 미치는 힘과 같으며, 니들밸브의 관성력, 댐핑력, 그리고 스프링력의 합은 니들밸브의 양쪽에 미치는 힘과 같다.

$$m_d \frac{d^2 x_d}{dt^2} + C_d \frac{dx_d}{dt} + k_d (x_d + x_{d-ini}) = A_d (P_p - P_d) \quad (6)$$

Table 2. Input conditions in Combustion model

Model	Diesel unsteady flamelet	
Chemistry	Chemkin file	
Boundary	Species composition	O2,N2,CO2,H2O
Injection	Timing and quantity	Calculated Data
	Droplet Diameter(m)	0.1415e-3
	Cone radius(m)	0.0845e-3
Cylinder	Chamber wall temp.(K)	440
	Piston temp.(K)	560
	Gauge pressure(MPa)	0.26
	Cylinder Temp.(K)	404

$$m_{noz} \frac{d^2 x_{noz}}{dt^2} + C_{noz} \frac{dx_{noz}}{dt} + k_{noz} (x_{noz} + x_{noz-ini}) = A_{need} P_{noz} - A_{pilot} P_{con} \quad (7)$$

2.2. 연소모델

연소실내 연소해석을 위해 Fig 2와 같이 3D 모델링을 진행하였고 계산을 위한 격자는 ANSYS CFX에 내장된 격자생성 프로그램을 이용하여 생성하였으며, Table 2에서 보는 바와 같이 연소모델에 필요한 설정을 정하였다. 또한, 현재 정확한 디젤연료에 대한 상세 화학 반응 메커니즘이 없기 때문에 본 연구에서는 디젤연료의 성분을 대신해 디젤과 세탄가가 비슷한 n-heptane의 skeletal 메커니즘이 사용되었다.

III. 연구절차

3.1. 실험방법

본 연구의 실험에 사용된 엔진은 HSDI 디젤엔진으로 제원과 사진은 Table 3과 Fig. 3에서 보는 바와 같다. 해석결과에 대한 검증에 위한 실험으로서 연소실내 압력 측정을 위해 실린더내 압력센서를 장착하였고 360°엔코더를 사용하여 크랭크각도 1°간격으로 1MHz A/D Board로써 압력을 취득하였다. 취득된 압력은 100사이클을 평균한 값을 사용하였고 공기량은 피토투브관으로, 연료량은 질량저울로 측정하였고 Table 4의 조건으로 실험을 수행하였다.

본 연구는 이러한 결과를 토대로 현재 운용되는 차량용 엔진을 대상으로 연료분사시기를 변화시켜 연소상태 분석과 연료소모량의 변화를 조사하였으며, 제한조건은 다음과 같다.

Table 3. Engine specifications

Injection Type	Direct Injection
Induction Type	Turbo Charger
Displacement Volume(cc)	2,902
Bore × Stroke(mm)	97.1 × 98.0
Compression Ratio	17.5
EVO/EVC	BBDC 50°/ATDC 50°
IVO/IVC	BTDC 26°/ABDC 50°
Max. Torque(N·m)	333 at 2,200rpm
Max. Power(kW)	110 at 4,100rpm

Table 4. Experimental conditions

Engine Speed(rpm)	2,400
Load(%)	25, 50
Drive Pulse Timing	712.0-738.2 C.A.,deg



Fig. 3. Experimental engine dynamometer.

(1) 연료분사시기 조정은 모든 부하영역에서 만족할 수 없기 때문에 목표 부하를 정하였으며, 발전기의 부하운용 특성상 50%이하에서 운전되므로 50%부하와 그 절반부하인 25%부하를 기준으로 하였다.

(2) 부분부하에서의 연료소비율의 향상이 목표이기 때문에 배기가스(NOx)의 측정은 고려하지 않았다.

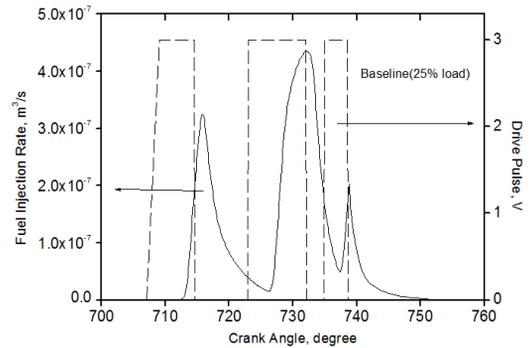


Fig. 4. Results of injection system simulation.

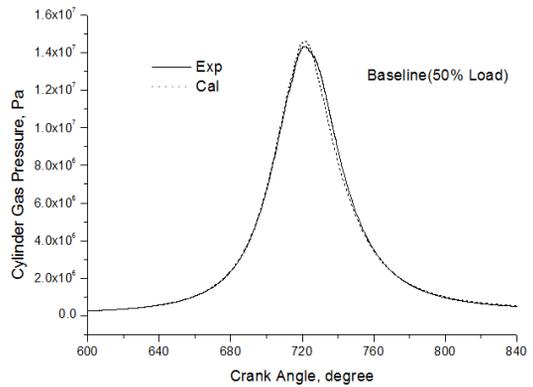


Fig. 5. Comparison of calculation and experiment results.

3.2. 실험과의 비교를 통한 모델 검증

Fig. 4는 본 연구에서 코딩하여 계산된 연료분사계 수치해석 결과를 보여주며 이러한 연료분사 데이터를 입력값으로 취하여 ANSYS CFX에서 실린더내 시간에 따른 연료분사율을 계산하였다. Fig. 5은 연료분사계 프로그램과 ANSYS CFX에서 계산된 결과값에 대한 검증을 하기 위해 실험에서 취득된 실린더 압력을 상호 비교를 한 것으로 유사한 경향을 보여준다.

3.3. 연소특성 예측

Table 5와 Fig. 6은 ANSYS CFX 엔진해석을 수행하기 위해 연료분사시기에 대한 입력값으로서 이러한 연료분사계 변수가 연소과정을 거쳐 최종적으로 연료소비율에 미치는 영향을 파악하기 위해 앞의 2.1절에서 소개하는 연료분사계 모델과 ANSYS CFX 엔진해석 프로그램을 연동하여 수치해석을 실시하였다.

Table 5. Injection timing comparison between 25% and 50% load

Load	Parameter	SOI			Type
		Pilot	Main	Post	
25%	Total	-12	-1.7	13.5	A
		-10	0.3	15.5	B
		-8	2.3	17.5	Base
		-6	4.3	19.5	C
		-4	6.3	21.5	D
	Main	-8	-1.2	17.5	E
		-8	5.8	17.5	F
50%	Total	-12	-1.7	13.5	A
		-10	0.3	15.5	B
		-8	2.3	17.5	Base
		-6	4.3	19.5	C
		-4	6.3	21.5	D
	Main	-8	-1.2	17.5	E
		-8	5.8	17.5	F

Table 6. Calculated BSFC with variable injection timing

Load	Type	BSFC (g/kWh)	Rank
25%	A	54.7	2
	B	53.6	1
	Base	57.6	3
	C	58.7	4
	D	63.8	7
	E	60.8	5
	F	62.1	6
50%	A	89.4	1
	B	92.4	3
	Base	95.0	4
	C	97.1	5
	D	99.9	6
	E	90.7	2
	F	102.4	7

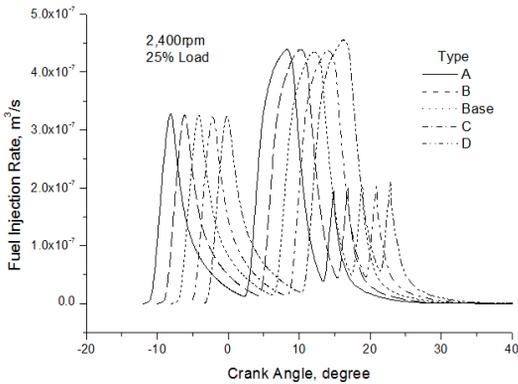


Fig. 6. Fuel injection rate with variable injection timing.

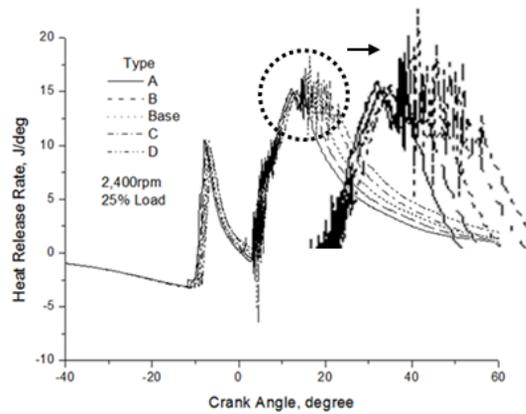


Fig. 7. Heat release rate with variable injection timing.

IV. 해석결과 및 고찰

Fig. 7는 25%부하에서 연료분사시기 조절에 따른 열발생률 선도를 보여주고 있다. 연료분사시기가 진각됨에 따라 열발생률의 피크값이 증가하고 피크의

위치가 TDC와 가까워짐을 확인할 수 있다. 따라서, 100%부하에서 분사시기의 결정은 부분부하에서 연소 조건과 상이하므로 부분부하로 운전되는 엔진은 적합한 연료분사조건으로 재조정이 필요하다고 판단된다. Table 6과 Fig. 8는 3.3절의 Table 5에서 연료분사

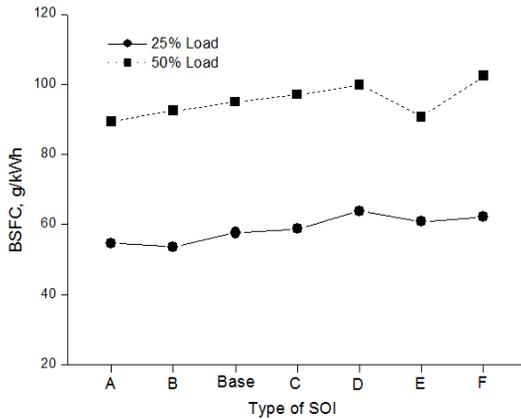


Fig. 8. Comparison BSFC with the parameters.

시기 조정하며 설정된 7가지 type에 대한 연료소비율을 보여주고 있다. 전반적으로 연료분사시기가 진각됨에 따라 연료소비율이 각 부하별로 감소하는 상관관계가 있는 것을 알 수 있으며, 25%부하에서 Type B, 50%부하에서 Type A의 연료소비율이 최저값을 보여주고 있다. 이러한 경향은 연료분사시기가 진각할수록 연료소비율이 감소하는 경향은 있으나 진각의 증가에 대한 한계가 부분부하에서 먼저 나타남을 알 수 있는 것으로 디젤연소의 특성상 부하에 따른 연료분사시간의 차이에 의한 영향이라고 사료된다. 이러한 경향은 50%부하에서 Type A와 E의 연료소비율이 거의 비슷하게 나타남에서도 알 수 있듯이 연료분사량이 많아져서 연료분사시간이 증가할수록 연료소비율을 지배하는 것은 연료분사시기보다 연료분사시간의 영향이 점차적 증가됨을 알 수 있다. 따라서, 전부하에 세팅된 차량용 디젤엔진을 50%이하 부분부하의 발전기용 디젤엔진의 경제적인 운전을 위해서는 연료분사시기 재조정이 필요하다.

V. 결론

커먼레일 디젤엔진 발전기의 경제적인 효율성을 높이기 위한 연료소모량의 절감은 기존 차량용 디젤엔진의 운전 상태를 고려한 연료분사시기의 새로운 조정을 통한 수치해석결과를 분석하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

1. 전부하에 세팅된 차량용 디젤엔진은 발전기용 엔진 대부분이 50%이하의 부분부하 운전임에 따라 최적의 운전조건으로 재조정이 필요함을 알았다.
2. 부분부하에서 운전되는 발전용 디젤엔진은 적당

한 연료분사시기 조정을 통하여 연료소비율을 개선할 수 있었다.

3. 연료분사시기가 진각할수록 연료소비율이 감소하는 경향은 있으나 진각의 증가에 대한 한계가 부분부하에서 먼저 나타나는데 디젤연소의 특성상 부하에 따른 연료분사시간의 차이에 의한 영향이라고 사료된다.

4. 이러한 경향은 50%부하에서는 연료분사시기에 따른 영향이 감소함에서 알 수 있듯이 연료분사량이 많아져서 연료분사시간이 증가할수록 연료소비율을 지배하는 것은 연료분사시기보다 연료분사시간의 영향이 점차적 증가됨을 알 수 있다.

5. 상기와 같은 결과는 저 부하영역에서 연료분사시기의 재조정이 연소조건을 개선할 가능성이 증가됨을 알 수 있다.

감사의 글

본 연구는 2015년도 산업통상자원부 에너지기술개발사업의 연구비지원으로 수행되었으며, 감사드립니다.

사용기호

A	: Area (m ²)
acc	: Accumulator
C	: Constant
c	: Combustion
con	: Control valve
cyl	: Cylinder
d	: Delivery valve
f	: Fuel
ini	: Initial
k	: Spring constant
l	: Pipe line
m	: Mass (kg)
need	: Needle valve
noz	: Nozzle
P	: Pressure (Pa)
p	: Plunger
pilot	: Pilot valve
sp	: Spill port
U	: Velocity (m/s)
x	: Displacement (m)

그리스 문자

ρ	: Fuel density (kg/m ³)
θ	: angular coordinate

REFERENCES

- [1] <http://www.kadra.or.kr/>
- [2] K. S. Jung, J. U. Lee, J. A. Jung, and J. S. Choi, "Estimation of engine output for marine diesel engine", *Journal of the Korea Society of Marine Engineering*, vol. 35, No. 4, pp. 436-442, (2011)
- [3] K. S. Jung, "Improvement of combustion efficiency for marine auxiliary diesel engine", *Journal of the Korea Society of Marine Engineering*, vol. 38, no. 3, pp. 233-239, (2014)
- [4] K. Shinji, "NOx Reduction from Diesel Combustion Using Pilot Injection with High Pressure Fuel Injection", *SAE Paper 920461*, (1992)
- [5] T. Kamimoto, "Effect of High Pressure Injection on Soot Formation Processes in a rapid Compression Machine to Simulate Diesel Flames", *SAE Paper 87610*, (1987)
- [6] M. Milan, "Optimization of the diesel engine injection nozzle", *SAE Paper 932467*, (1993)
- [7] L. Shiling, C. H. John, H. Jacqueline, Chen, Heinz Pitsch, "Effects of strain rate on high-pressure nonpremixed n-heptane autoignition in counterflow", *Combustion and Flame*, Vol. 137, pp. 320-339, (2004)