



## 48V 4륜 구동 하이브리드 시스템의 상위제어 알고리즘 설계 및 연비 분석

정 기 윤<sup>1,2)</sup> · 하 성 민<sup>1)</sup> · 이 형 철<sup>\*3)</sup>

한양대학교 전기공학과<sup>1)</sup> · 자동차부품연구원 스마트운전체어연구센터<sup>2)</sup> · 한양대학교 전기생체공학부

### Supervisory Control Algorithm Design of a 48V 4WD Hybrid Electric Vehicle with Fuel Efficiency Analysis

Kiyun Jeong<sup>1,2)</sup> · Seongmin Ha<sup>1)</sup> · Hyeongcheol Lee<sup>\*3)</sup>

<sup>1)</sup>Department of Electrical Engineering, Hanyang University, Seoul 04763, Korea

<sup>2)</sup>Smart Driving Control R&D Center, Korea Automotive Technology Institute, 303 Pungse-ro, Pungse-myeon, Dongnam-gu, Cheonan-si, Chungnam 31214, Korea

<sup>3)</sup>Department of Electrical and Biomedical Engineering, Hanyang University, Seoul 04763, Korea

(Received 12 October 2017 / Revised 18 November 2017 / Accepted 29 November 2017)

**Abstract** : Presented in this paper is a 48 V-powernet-based powertrain structure with a front-wheel drive system that includes an engine and a 48 V BSG and a rear-wheel drive system driven by a traction motor without a mechanical link to the front-drive axle. The power distribution algorithm of the hybrid supervisory controller includes an electric drive mode by the rear-wheel drive motor as well as a hybrid electric control mode between the engine and the two drive motors. The results of the fuel economy simulation for the 4 WD 48 V mild hybrid system that was performed in the study are presented in this paper, along with the results of the analysis of the varying of the capacity of the rear-drive motor from 5 to 15 kW. The fuel efficiency improvement of the front engine is also compared with that of the BSG. This paper introduces a power distribution algorithm for the mild hybrid drive system model, and presents a design guideline for selecting the capacity of the rear-drive motor based on the simulation results for fuel economy and efficiency improvement.

**Key words** : Mild hybrid electric vehicle(마일드 하이브리드차), 48V System(48V 시스템), Belt driven Starter Generator(BSG), 4 Wheel drive(4륜 구동), Fuel efficiency(연비 효율)

### 1. 서론

EU 내에서 도로 운송은 전체 CO<sub>2</sub> 배출의 약 21 % 를 차지하며, 온실 가스 배출이 여전히 증가하고 있는 유일한 주요 섹터이다. EU는 자동차산업에서 CO<sub>2</sub> 저감을 위한 혁신적인 기술 개발과 장기 투자를 이행하기 위한 조치로 2021년부터 CO<sub>2</sub> 배출량을

95 g/km로 낮추도록 규제하고 있다. 이에 따라서 최근에 유럽의 완성차를 중심으로 인체 유해 한계 전압인 60 V 보다 낮은 48 V 배터리와 기존 전장용 12 V 배터리로 구성된 전원체계를 적용하여 가격 대비 연비 개선 효율이 향상된 마일드 하이브리드(Mild Hybrid) 시스템을 개발하여, 향후 강화될 배기가스

\*Corresponding author, E-mail: hclee@hanyang.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.

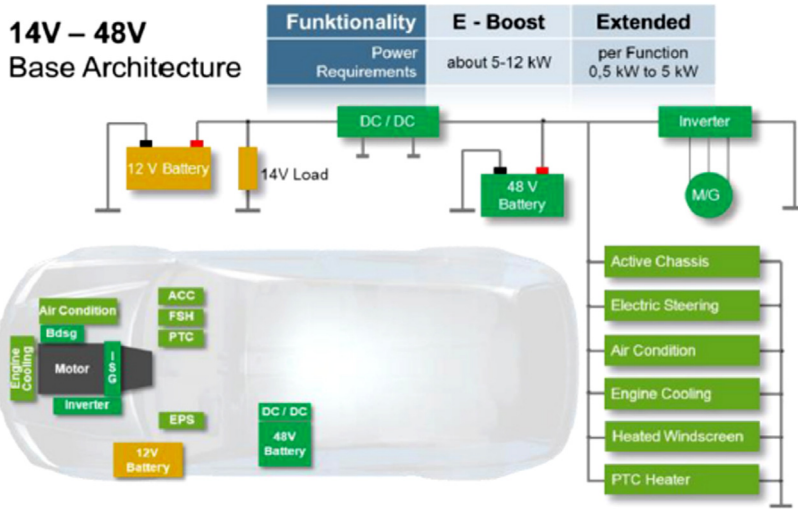


Fig. 1 Multi-voltage architecture

규제에 대응하고 있다.

48 V 시스템은 엔진의 Idle Stop-Start<sup>1)</sup> 기능과 회생제동을 통해 CO<sub>2</sub> 배출 저감 및 연비 개선이 가능하며, 또한 Fig. 1에서처럼 에어컨 컴프레서, 전동 조향, 전동 펌프 및 전열기 등 고부하 장치에 전력 공급이 가능한 이중 전원체계<sup>2)</sup>가 필요하다.

기존 엔진 기반의 파워트레인과 BSG를 연동한 마일드 하이브리드 시스템 구조는 전체 시스템의 복잡도를 낮추면서 가격 경쟁력을 확보할 수 있는 장점 때문에, BSG 제어에 따른 마일드 하이브리드 차량의 연비 개선 연구<sup>3-5)</sup>가 진행되고 있다.

이러한 48 V 마일드 하이브리드 시스템에 의한 연비 개선 효과는 일반적으로 전기 구동이 가능한 구조일수록, 그리고 고출력의 구동 모터를 탑재할수록 우수하다.

다만 고출력의 구동 모터는 가격 및 중량 상승요인이 되므로, 차량의 종류에 따른 적절한 출력의 구동 모터가 선정되어야 한다.

고출력의 풀 하이브리드 차량과 달리, 48 V 기반 마일드 하이브리드 차량은 엔진의 동작점 제어를 통해 엔진 효율을 유의미하게 개선하기 어렵기 때문에, 회생제동 최대화 및 토크 보조 최적화를 통해 연비를 개선하는 것이 적합하다.

Fig. 2는 본 논문에서 탐색되는 4WD 마일드 하이브리드 시스템 구조를 나타낸다. Fig. 2에서 48

V BSG가 전륜 엔진과 벨트로 연결되고, 후륜의 차동장치 입력 측에 48 V 후륜구동모터(eRD, electric Rear Drive)가 직결된 구조이다. 4륜 구동 마일드 하이브리드 시스템을 대상으로 모델을 구성하고, 제안된 상위제어 알고리즘을 통해 기존 차량 구조 대비 회생제동 에너지 및 연비 개선 효과를 분석한다.

이를 통해, 본 논문은 차량 중량별로 후륜구동모터(eRD)에 따른 연비 향상과 회생제동 사이의 상관관계를 분석하고, 후륜구동모터의 용량에 대한 선정 기준을 제시한다.

## 2. 4WD 구동시스템 모델링

### 2.1 시스템 아키텍처

48 V 레벨의 전원체계에서 4WD 마일드 하이브리드 시스템은 Fig. 2와 같이 전륜과 후륜 간 기계적 동력 전달 없이 독립적으로 제어되는 구조이다. 전륜은 주요 동력원인 엔진과 함께 엔진 시동, 토크 보조 및 발전을 위한 BSG가 조합된 구조이며, 후륜에는 48 V 배터리 SOC와 차량의 운전 조건에 따른 제어모드를 기준으로 구동 혹은 회생제동 기능을 하는 후륜구동모터(eRD)가 장착된다.

본 논문에서는 상용 연비 시뮬레이션 소프트웨어인 Autonomie를 활용하여 48 V 마일드 하이브리드 차량 모델의 프레임을 구성하였다.

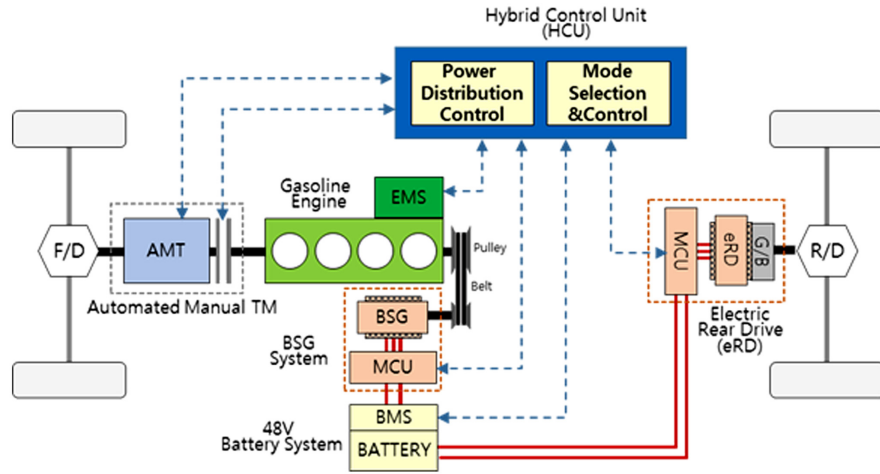


Fig. 2 4WD driving system architecture

## 2.2 구동 시스템 모델링

### 2.2.1 엔진 모델

대상 차량의 엔진은 직렬형 4기통이며, 사양은 Table 1과 같다. 본 논문에서 사용된 엔진 모델의 토크 및 BSFC 맵은 상용 소프트웨어 Autonomie 엔진 모델 라이브러리의 파라미터를 반영하였다.

Table 1 Engine specification

Parameter	Value
Type	Inline 4-cylinder
Fuel type	Gasoline
Maximum torque (Nm)	168.7
Maximum power (kW)	99.54

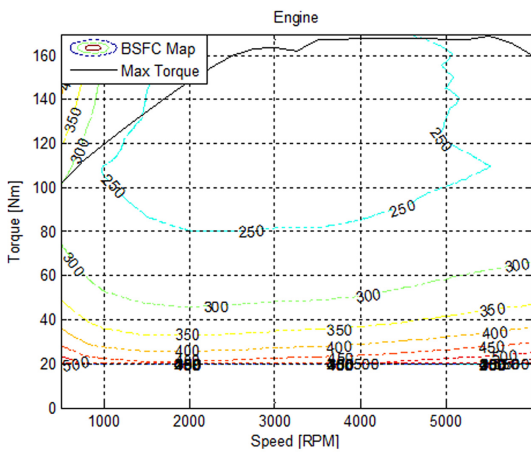


Fig. 3 Engine maximum torque and BSFC map

Fig. 3은 엔진의 토크( $T_{eng}$ [Nm])와 속도( $\omega_{eng}$ [rpm]) 조건에서 정상상태의 연료 소모량을 나타내며, 식 (1)에서 엔진 모델은 상위제어기(HCU)가 결정한 엔진 출력 토크( $T_{HCU,eng}$ [Nm])를 스로틀 최대 개방 상태에서의 최대 토크( $T_{wott}$ [Nm])와 닫힌 상태에서의 엔진 마찰 토크( $T_{dt}$ [Nm])사이의 토크 값으로 제한하여 출력한다.

$$T_{eng} = \min(T_{wott}(\omega_{eng}), \max(T_{HCU,eng} + T_{eng,idle}, T_{dt}(\omega_{eng}))) \quad (1)$$

where,

$$T_{eng,idle} = \max(k_p(\omega_{idle} - \omega_{eng}), 0)$$

### 2.2.2 전기 구동 시스템 모델

Table 2와 같이, 48 V 배터리를 충전 혹은 방전시키는 구동 모터중에서 BSG는 1개 타입이며, 후륜에 장착된 후륜구동모터(eRD)는 3가지 타입으로 구분된다.

전륜과 후륜에 장착되는 구동 모터는 동일한 모

Table 2 Electric motor specification

Parameter	BSG	eRD
Maximum torque (Nm)	44.6	15.9 / 31.8 / 47.7
Maximum power (kW)	7	5 / 10 / 15
Rated torque (Nm)	17.8	6.4 / 12.7 / 19.1
Rated power (kW)	2.8	2 / 4 / 6

델 구조를 갖고 있으며, 해당 모터 모델은 상위제어기가 결정한 모터 토크 지령치( $T_{HCU,mot}$ [Nm])를 출력에 반영한다. 모터 모델의 출력 토크는 현재 모터 속도에서 최대 구동( $T_{max}$ [Nm]) 혹은 제동 토크( $-T_{max}$ )로 제한된다. 모터의 토크는 식 (2)로 표현되며, 모터의 파워는 식 (3)과 같은 관계를 가진다.

$$T_{mot} = \min \left\{ T_{max}(\omega_{mot}), \max \left( T_{HCU,mot}, -T_{max}(\omega_{mot}) \right) \right\} \quad (2)$$

$$P_{mot} = T_{mot} \omega_{mot} \eta^k(T_{mot}, \omega_{mot}) \quad (3)$$

where,

$$k = \begin{cases} 1 & (T_{mot} \omega_{mot} < 0) \\ -1 & (T_{mot} \omega_{mot} \geq 0) \end{cases}$$

Fig. 4는 3가지 타입의 후륜구동모터의 효율과 토크 특성을 나타낸다. 각 후륜구동모터는 동일한 기저 속도와 최대 속도를 갖고 있으며, 최대 토크와 효율 맵은 스케일링을 통해 추정치로 반영되어 있다. Fig. 5는 전륜 BSG의 최대 토크와 효율을 나타낸다.

### 2.2.3 저전압 DC-DC 컨버터(LDC) 모델

LDC는 12 V 전장 시스템(배터리 및 전장부하)이 소비하는 전력( $P_{Load}$ [W])을 공급하며, LDC 효율( $\eta_{LDC}$ [-])은 0.95로 가정하였다. 식 (4)에 의해 LDC 입력 파워( $P_{LDC}$ [W])가 결정된다.

$$P_{LDC} = \frac{P_{Load}}{\eta_{LDC}} \quad (4)$$

### 2.2.4 배터리 모델

식 (5)에서 48 V 배터리 셀 전압( $V_{bat,cell}$ [V])은 배터리 셀의 개방 단자 전압( $V_{OCV}$ [V]), 셀 내부저항( $R_{int}$ [ohm])과 전류( $I_{bat}$ [A])로부터 계산된다. 셀의 온도가 40 °C로 유지된다고 가정하였으며, 충전과 방전 내부 저항은 전류의 방향에 의해 결정된다.

식 (6)과 같이, 48 V 배터리 충전(-) 혹은 방전(+) 전류는 전륜의 BSG 파워( $P_{mot,bsg}$ [W]), 후륜구동모터 파워( $P_{mot,eRD}$ [W])와 LDC 출력 파워( $P_{LDC}$ [W])의 합을 배터리 전압으로 나눈 값으로 계산된다. 식 (7)은 초기 SOC( $SOC_{init}$ [%]) 값을 기준으로 배터리 충전 혹은 방전 전류에 의해 결정되는 SOC를 계산한다.

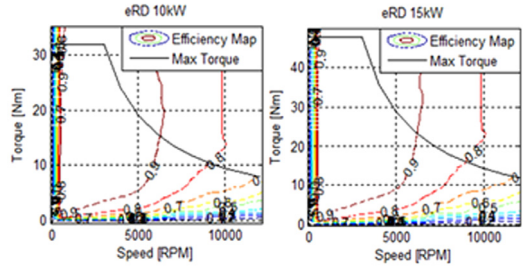
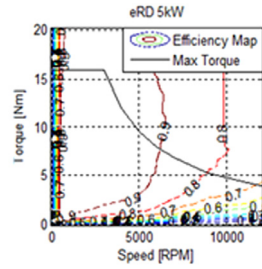


Fig. 4 Efficiency and maximum torque of eRD (5 kW, 10 kW and 15 kW)

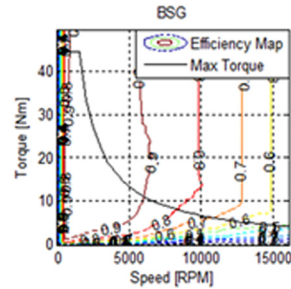


Fig. 5 Efficiency and maximum torque of BSG (5 kW)

$$V_{bat,cell} = V_{OCV}(SOC) - R_{int}(SOC, sgn(I_{bat})) I_{bat} \quad (5)$$

Where,

$$R_{int} = \begin{cases} R_{discharge} & sgn(I_{bat}) \geq 0 \\ R_{charge} & sgn(I_{bat}) < 0 \end{cases}$$

$$I_{bat} = \frac{P_{mot,bsg} + P_{mot,eRD} + P_{LDC}}{N_{cell} V_{bat,cell}} \quad (6)$$

$$SOC = SOC_{init} - \frac{1}{C_{cell} \times 3,600} \int I_{bat} dt \quad (7)$$

48 V 배터리 모델은 전류 용량이 23 Ah인 셀을 13 개( $N_{cell}$ ) 직렬로 구성되었다. Fig. 6은 SOC에 대한 48 V 배터리 셀의 개방 단자 전압을 보여주며, Fig. 7은 셀의 내부 저항을 나타낸다.

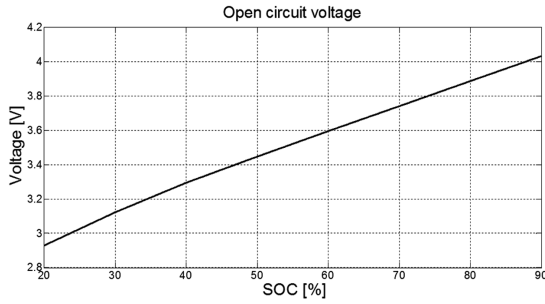


Fig. 6 Open circuit voltage map of battery cell

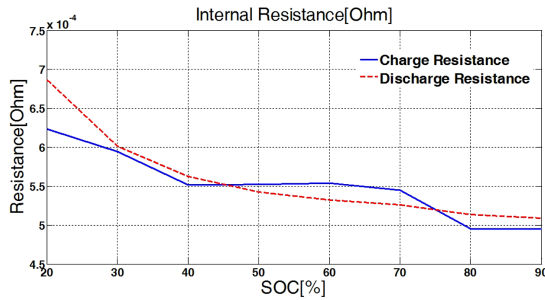


Fig. 7 Internal resistance map of battery cell

### 2.2.5 동력전달장치 및 차량모델

엔진 토크와 BSG 토크( $T_{mot,bsg}$ [Nm])가 클러치 체결에 의해 변속기 입력축에 전달되는 토크( $T_{tm,in}$ [Nm])는 식 (8)과 같다.

$$T_{tm,in} = (T_{eng} + G_{bsg} T_{mot,bsg}) x_{clutch} \quad (8)$$

where,

$$x_{clutch} = \begin{cases} 1, & \text{clutch engaged} \\ 0, & \text{clutch disengaged} \end{cases}$$

$G_{bsg}$  : pulley ratio[-]

식 (9)와 같이, 변속기 출력 토크( $T_{tm,out}$ [Nm])는 변속기 입력축 토크에서 손실 토크( $T_{tm,loss}$ [Nm])를 뺀 순수한 전달 토크에 변속기 기어비( $G_{tm}$ [-])를 곱하여 계산된다.

변속기 출력 토크와 후륜구동모터에 의한 토크가 종감속기를 통해 합산되어 차량에 전달되는 토크( $T_{veh,PT}$ [Nm])는 식 (10)과 같다.

$$T_{tm,out} = G_{tm} \times (T_{tm,in} - T_{tm,loss}) \quad (9)$$

$$T_{veh,PT} = G_{fd} T_{tm,out} + G_{rd} G_{eRD} T_{eRD} \quad (10)$$

where,

$G_{fd}, G_{rd}$  : differential gear ratio at front and rear axle

$G_{eRD}$  : reduction gear ratio at electric rear drive motor

차량의 종방향 거동은 가속과 감속에 기여하는 전륜과 후륜의 토크 성분과 차량의 부하간 차이에 의해 결정된다. 차량의 속도( $v_v$ [m/s])는 식 (11)과 같이 계산되며, 식 (12)는 차속과 경사도에 의해 결정되는 주행 저항력을 나타낸다.

$$v_v = \frac{1}{m_v} \int \left( \frac{T_{veh,PT}}{r_w} - F_{veh,load} \right) dt \quad (11)$$

where,

$m_v$  : vehicle weight[kg]

$r_w$  : wheel radius[m]

$$F_{veh,load} = \frac{1}{2} \rho C_d A_f v_v^2 + m_v g (f_r + \sin(\alpha)) \quad (12)$$

where,

$\rho$  : density of air[kg/m<sup>3</sup>]

$C_d$  : aerodynamic drag coefficient[-]

$A_f$  : front area of the vehicle[m<sup>2</sup>]

$f_r$  : rolling resistance coefficient[-]

동력전달장치, 구동 모터 기어비와 차량에 관한 세부 사양은 Table 3과 같으며, 차량의 중량이 서로 다른 2개 차종을 대상으로 Table 3과 동일한 파라미터가 적용되었다.

Table 3 Drivetrain and vehicle specification

Parameter	Value
Transmission gear ratios [-] (1st gear / ... / 6th gear)	3.77 / 2.08 / 1.39 / 1.08 / 0.93 / 0.79
Pulley ratio [-]	2.7
Gear ratio of eRD [-]	2.64
Final reduction gear ratio [-]	4.071
Final reduction gear efficiency [%]	97
Effective wheel radius [m]	0.332
Rolling resistance coefficient [-] (0th / 1st / 2nd order)	0.009 / 0.00012 / 0.0
Aero-drag coefficient [-]	0.37
Vehicle weight [kg]	1,490   1,755

### 3. 상위 제어 알고리즘

4WD 48 V 마일드 하이브리드 시스템은 엔진 대기 구간에서 연료 소모 저감(Idle Stop-Start), 회생제동, 엔진의 토크 보조 및 EV 모드(발진, 항속 주행)를 통해 차량의 연비 개선에 기여하며, 연비 향상을 최대화하기 위한 동력분배 제어가 필수적이다.

본 논문에서 상위제어 알고리즘은 현재 주행 상황에 적합한 주행 모드를 결정하는 알고리즘과 각 주행 모드별 엔진, BSG와 후륜구동모터의 토크 지령을 결정하는 동력분배 알고리즘으로 나뉜다.

#### 3.1 모드 결정 알고리즘

##### 3.1.1 후륜구동모터 탑재 4WD 차량 제어 모드

모드 결정 알고리즘은 1차적으로 변속기 레버 위치에 따른 모드(중립, 주행)를 결정한다. 2차로 주행 모드 내에서 주행 요구 동력에 따른 모드(EV, HEV)를 결정한다. 최종적으로 가속 혹은 제동 여부에 따라 각 주행 모드(EV, HEV) 내에서 세부 모드(구동, 제동)를 결정한다.

후륜구동모터가 탑재된 4WD 차량에서 모드별 천이 조건은 Table 4와 같다. 가속 요구 토크와 관련된 토크는 (+)부호이며, 제동 요구 토크와 관련된 토크는 (-)부호로 정의하였다.

가속페달 조작 시, 속도 추종에 필요한 토크 ( $T_{veh,REQ}[Nm]$ )가 기준 토크 ( $T_{EV,ref}[Nm]$ )를 초과할 경우 EV 모드에서 HEV 모드로 진입하며, 요구 토크

Table 4 Mode transition condition (with eRD)

Mode transition	Condition
EV drive to Engine	$T_{veh,REQ} > T_{EV,ref}$
Engine start to HEV drive	$\omega_{eng} \geq 750 \text{ RPM}$
HEV drive to EV drive	$T_{veh,REQ} \leq T_{EV,ref}$
HEV brake to EV brake	$(T_{veh,REQ} > T_{mot,reg,eRD})$ AND $(\omega_{eng} < 750)$
EV brake to HEV brake	$(T_{veh,REQ} \leq T_{mot,reg,eRD})$ AND $(\omega_{eng} \geq 900)$
HEV drive to HEV brake	Acceleration pedal = 0
HEV brake to HEV drive	Acceleration pedal > 0
EV drive to EV brake	Brake pedal < 0
EV brake to EV drive	Brake pedal = 0

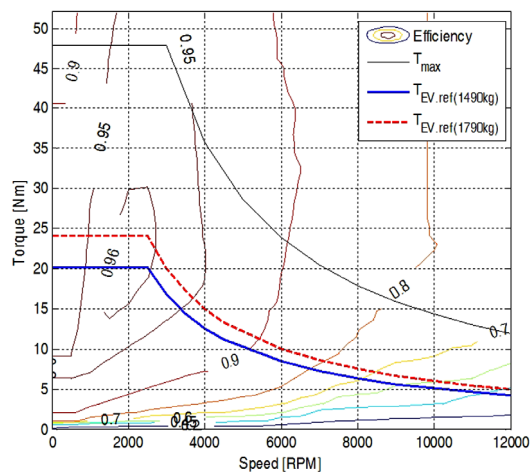


Fig. 8  $T_{EV,ref}$  profile for 15 kW eRD

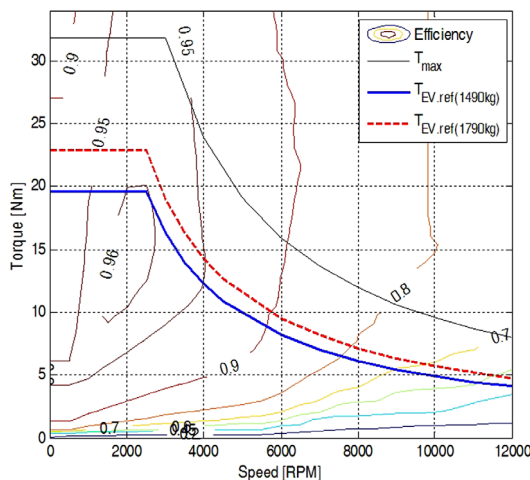


Fig. 9  $T_{EV,ref}$  profile for 10 kW eRD

( $T_{veh,REQ}$ )가 기준 토크 ( $T_{EV,ref}$ ) 보다 작을 경우 HEV 모드에서 EV 모드로 전환된다.

기준 토크 ( $T_{EV,ref}$ ) 프로파일은 모터 최대 토크 ( $T_{max}$ ) 이내에서 Charge sustain을 충족하는 형태로 결정되었다. 모터 용량 및 차량 중량에 따라 회생제동 에너지가 상이하므로, 기준 토크 ( $T_{EV,ref}$ ) 또한 서로 다르게 정의된다.

Fig. 8과 Fig. 9는 각각 15 kW와 10 kW 후륜구동모터가 장착된 차량에서 모드 결정 알고리즘이 EV와 HEV간 모드 천이를 제어하는데 사용되는 기준 토크 ( $T_{EV,ref}$ )을 나타낸다.

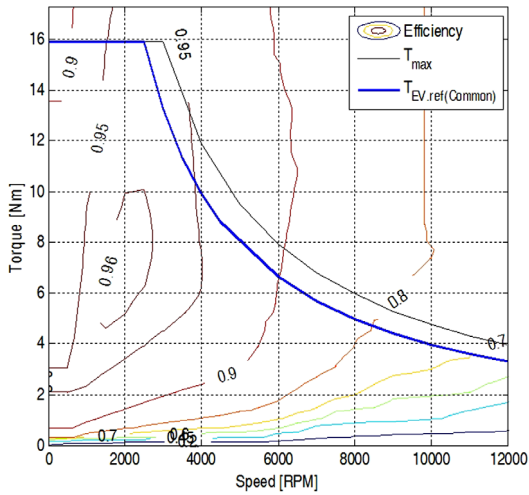


Fig. 10  $T_{EV,ref}$  profile for 5 kW eRD

후륜구동모터 용량이 10 kW에서 15 kW로 증가하면, EV 모드의 운용 범위가 넓어진다. 또한, 차량 중량이 1,490 kg에서 1,790 kg으로 증가하는 경우에도 EV 모드의 운용영역이 확대된다.

5 kW 용량의 후륜구동모터가 적용된 차량은 회생제동 에너지를 EV 모드 주행으로 모두 소진할 수 없어, Fig. 10과 같이 차량 중량과 무관하게 모터 최대 토크( $T_{max}$ )와 동일한 수준의 기준 토크( $T_{EV,ref}$ )를 적용하였다. 따라서, 차량 중량별로 확보된 회생제동 에너지를 방전 경향성으로 제어하기 위한 토크 보조가 추가로 필요하다.

제동 구간에서 요구 제동 토크( $T_{veh,REQ}$ )가 후륜 회생제동 토크 제한( $T_{mot,reg,eRD}[Nm]$ ) 보다 작을 경우, BSG 회생제동이 추가되는 HEV 제동 모드로 진입하며, 그 외의 구간에서 후륜구동모터에 의한 EV 제동 모드로 회생제동이 수행된다.

3.1.2 BSG 결합형 전륜 구동 차량 제어 모드

후륜구동모터가 장착되지 않은 BSG 결합형 전륜 구동 차량은 4WD 차량과 달리 EV 모드 주행이 불가능하다. 따라서, 정차 중 엔진 정지 모드인 Idle Stop-Start 모드와 HEV 모드간 천이를 결정하는 알고리즘이 구현되었으며, 세부적인 천이 조건은 Table 5와 같다.

가속페달 조작 시, 엔진 시동 후 HEV 모드로 진입하고, 모든 페달조작 없이 타력 주행하거나 제동을

Table 5 Mode transition condition (without eRD)

Mode transition	Condition
Idle stop-start to engine start	Acceleration pedal > 0
Engine start to HEV drive	$\omega_{eng} \geq 750$ RPM
HEV drive to idle stop-start	(Acceleration pedal=0) AND Vehicle stopped
HEV brake to idle stop-start	(Brake pedal < 0) AND Vehicle stopped
HEV drive to HEV brake	Acceleration pedal = 0
HEV brake to HEV drive	Acceleration pedal > 0

통해 차량 정차 시 Idle Stop-Start 모드로 진입한다.

3.2 동력분배 알고리즘

Fig. 11과 같은 Simulink 환경에서 동력분배 알고리즘이 구현되며, 각 모드별 동력분배 제어에 의해 결정되는 구동 요구 토크(Drive Torque Request) 혹은 제동 요구 토크(Braking Torque Request)는 엔진, BSG와 후륜구동모터에 지령 값으로 전달된다.

변속기 레버 중립(N) 상태에서, 엔진 발전을 담당하는 HEV Neutral 모드는 SOC에 따라 엔진과 BSG의 요구 동력을 계산한다. 반대로 엔진 사용이 필요하지 않을 경우에, EV Neutral 모드는 엔진 정지 상태를 유지한다.

변속기 레버가 주행(D)단인 경우에, 각 주행 모드

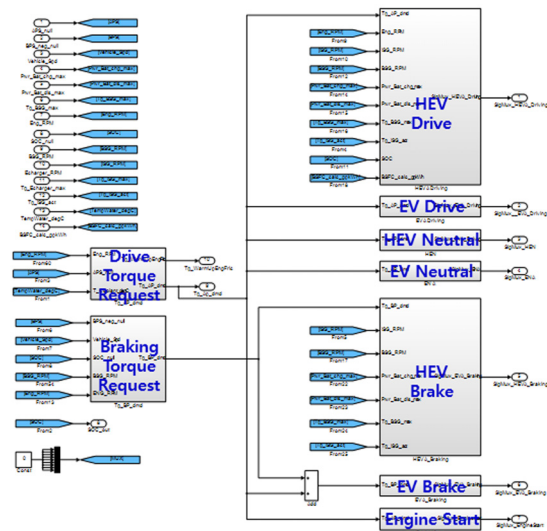


Fig. 11 Power distribution algorithm

에 따라 구동 및 제동 제어가 이루어진다. EV 모드에서는 엔진 클러치가 해제된 상태이고, 후륜구동 모터만으로 주행 및 회생제동이 수행된다. HEV 모드에서 엔진, BSG 및 후륜구동모터에 대한 동력분배가 이루어지며, BSG와 후륜구동모터를 통해 토크 보조 및 회생제동이 수행된다.

EV 모드에서 HEV 모드로 천이되는 과정은 엔진 시동을 위한 Engine Start 모드를 반드시 거치게 된다.

엔진 대비 48 V 구동시스템의 용량이 작기 때문에, 엔진의 동작점 제어 보다는 회생제동 에너지의 활용을 중심으로 동력분배 알고리즘이 구현되었다. 48 V 4WD 시스템에서 회생제동 에너지는 EV 모드 주행에 대부분 사용되고, 후륜구동모터가 장착되지 않은 48 V 전륜 구동시스템에서 회생제동 에너지는 BSG에 의한 엔진 토크 보조에 사용된다.

BSG 보조 토크( $T_{mot.BSG}[\text{Nm}]$ )는 가속 요구 토크( $T_{veh.REQ}$ ), BSG 풀리 기어비( $G_{bsg}[-]$ ), 토크 보조율( $k_{a,bsg}[-]$ )과 BSG 최대 토크( $T_{max.BSG}[\text{Nm}]$ )로부터 식 (13)과 같이 계산된다.

$$T_{mot,bsg} = \min\left(\frac{1}{G_{bsg}} \times T_{veh,REQ}, k_{a,bsg} \times T_{max,bsg}\right) \quad (13)$$

식 (13)에서 토크 보조율( $k_{a,bsg}$ )은 가속 요구 토크에 따라 결정되며, 엔진 효율이 낮은 요구 토크 영역에서 주로 토크를 보조하도록 Fig. 12와 같은 형태를 가진다.

5 kW 후륜구동모터가 탑재된 차량의 경우에, 식 (14)와 같이 동력 전달 효율이 높은 후륜구동모터가 우선으로 토크 보조를 수행한 후, 식 (15)에서 가속 요구 토크가 후륜구동모터 토크 보다 큰 경우 BSG는 최대 토크까지 토크를 보조한다.

$$T_{mot,eRD} = \min\left(\frac{G_{tm}G_{fd}}{G_{rd}G_{eRD}} \times T_{veh,REQ}, k_{a,eRD} \times T_{max,eRD}\right) \quad (14)$$

$$T_{mot,bsg} = \min\left(\frac{T_{veh,REQ} - \frac{G_{rd}G_{eRD}}{G_{tm}G_{fd}} T_{mot,eRD}}{G_{bsg}}, k_{a,bsg} \times T_{max,bsg}\right) \quad (15)$$

5 kW 후륜구동모터의 토크 보조율( $k_{a,eRD}[-]$ )은 Fig. 13과 같은 형태를 가지며, 중량이 높은 1,790 kg 차량에서 토크 보조율이 높은 것을 확인할 수 있다.

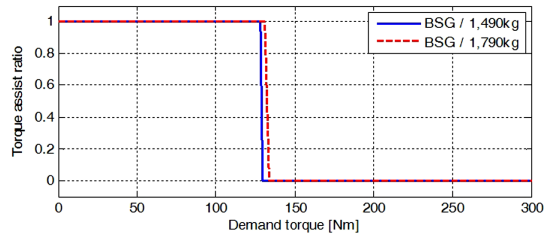


Fig. 12 Torque assist ratio (48 V BSG)

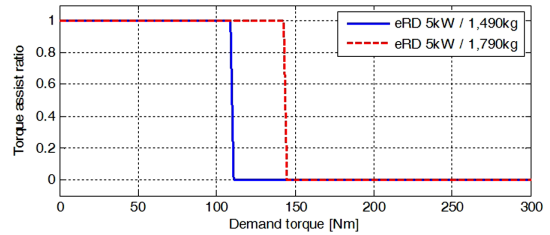


Fig. 13 Torque assist ratio (5 kW eRD)

#### 4. 시뮬레이션

본 논문에서 BSG 용량 및 사이즈는 엔진 구조에 의해서 제약을 받지만, 후륜구동모터는 BSG에 비해 장착 구조 및 용량 선정의 자유도가 상대적으로 높다.

이러한 관점에서, FTP75 주행 사이클을 기준으로 48 V 후륜구동모터의 용량 변화가 연비 이득에 미치는 효과를 분석하였다.

48 V 배터리의 초기 SOC가 연비 효과에 미치는 영향을 배제하기 위해, 초기 SOC와 종료 SOC간 오차가 0.2 % 미만으로 수렴되도록 동력분배 알고리즘의 토크 보조율을 조정하였다.

48 V 마일드 하이브리드 차량의 연비 도출을 위한 시뮬레이션 모델은 Fig. 14와 같으며, 운전자 모델, 마일드 하이브리드 시스템들을 포함한 차량 모델, 각각의 구성 시스템을 제어하는 제어기 모델과 주행환경 모델로 구성되어 있다.

##### 4.1 시뮬레이션 조건 선정

Table 1과 Table 2에 제시된 동력원 제원이 반영된 48 V 마일드 하이브리드 차량에 대한 연비 개선 효과를 비교하기 위해, Table 6과 같이 파워트레인 구조는 연비 개선 효과의 기준이 되는 ICE 구조, Idle Stop-Start 기능이 구현된 ICE 구조, BSG와 결합된



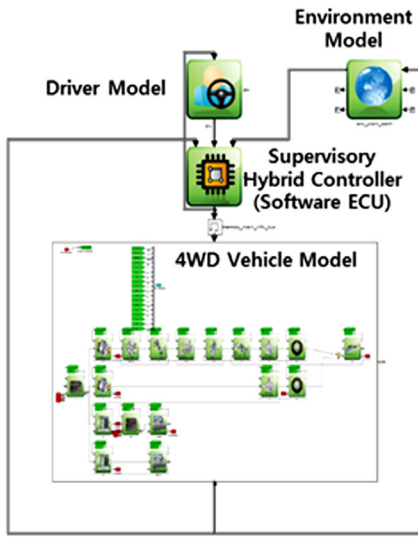


Fig. 14 48 V mild HEV vehicle platform model

ICE 구조와 후륜구동모터가 추가된 4WD 구조로 구분하였다.

4WD 구조에서 3가지 타입의 용량을 갖는 후륜구동모터가 시뮬레이션 모델에 반영되었다.

Table 6 Powertrain configuration variation

Powertrain configuration	Vehicle weight (kg)
ICE only	1,490 / 1,755
ICE + Idle Stop-Start	
ICE +48 V BSG	
ICE +48 V BSG + eRD(5 kW)	
ICE +48 V BSG + eRD(10 kW)	
ICE +48 V BSG + eRD(15 kW)	

#### 4.2 시뮬레이션 결과

Table 6의 파워트레인 구조별 주행연비와 회생제동 에너지 분석을 수행하였다.

##### 4.2.1 연비 분석

Table 7과 Table 8은 파워트레인 구조별로 차량무게가 각각 1,490 kg와 1,755 kg인 경우, 파워트레인 구조의 주행연비(km/l)와 엔진 대비 연비 개선율(%)을 나타낸다.

Table 7과 Table 8로부터 차량의 중량과 무관하게, BSG와 eRD 모터의 합산 용량이 증가할수록 연비 개선율이 증가하는 경향을 보인다.

Table 7 Fuel economy / Improvement rate (1,490 kg)

Powertrain configuration	Fuel economy (km/l) / Improvement rate (%)
ICE only	13.52
ICE + Idle Stop-Start	14.40 / 6.51
ICE +48 V BSG	15.90 / 17.60
ICE +48 V BSG + eRD(5 kW)	18.33 / 35.58
ICE +48 V BSG + eRD(10 kW)	19.37 / 43.27
ICE +48 V BSG + eRD(15 kW)	19.46 / 43.93

Table 8 Fuel economy / Improvement rate (1,755 kg)

Powertrain configuration	Fuel economy (km/l) / Improvement rate (%)
ICE only	12.24
ICE + Idle Stop-Start	13.12 / 7.19
ICE +48 V BSG	14.65 / 19.69
ICE +48 V BSG + eRD(5 kW)	16.62 / 35.78
ICE +48 V BSG + eRD(10 kW)	17.96 / 46.73
ICE +48 V BSG + eRD(15 kW)	18.33 / 49.75

48 V 배터리의 용량이 1 kWh이며, 전륜 BSG (7 kW)와 엔진 파워(99.5 kW)가 일정한 조건에서, 48 V BSG 차량의 연비를 기준으로 후륜구동모터의 용량이 증가할수록 연비 개선율은 증가한다. 특히, 5 kW 후륜구동모터가 적용된 경우의 연비 개선율은 10 kW와 15 kW 후륜구동모터의 용량 증가율에 따른 연비 개선율을 보다 큰 비율로 증가한다.

Table 8에서, 후륜구동모터(5 kW)가 장착된 4WD 차량의 구동 모터 총 파워(12 kW)가 BSG 차량의 모터 파워(7 kW) 보다 1.7배로 증가함에 따라 연비 개선율은 17.6 %에서 35.58 %로 약 1.8배 증가한다. 그러나, 후륜구동모터의 파워가 10 kW와 15 kW인 경우 연비 개선율은 큰 차이가 없다.

Table 8에서처럼 차량의 무게가 1,755 kg인 경우, 후륜구동모터의 파워가 10 kW에서 15 kW로 증가하면 연비 개선율은 약 3 %로 소폭 상승한다.

##### 4.2.2 회생제동 에너지 및 연비 개선율 분석

후륜구동모터 용량에 따른 회생제동 에너지는 FTP75 주행모드에서 감속 시 요구되는 휠 제동 파워 구간별로 분석되었으며, Fig. 15와 Fig. 16은 차량 중량이 각각 1,490 kg과 1,755 kg일 경우 회생에너지 분포를 나타낸다.

Fig. 15와 Fig. 16에서 80 kW 이하의 휠 제동 파워

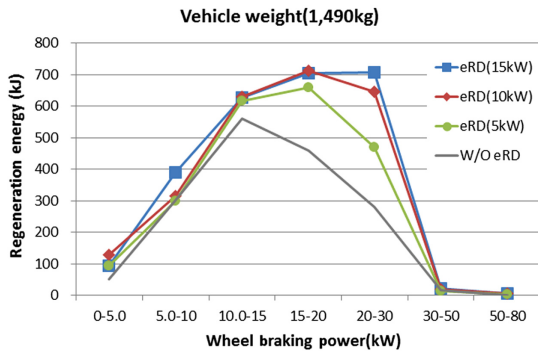


Fig. 15 Regeneration energy of 2 motors (BSG, eRD) in the wheel braking power region (vehicle weight = 1,490 kg)

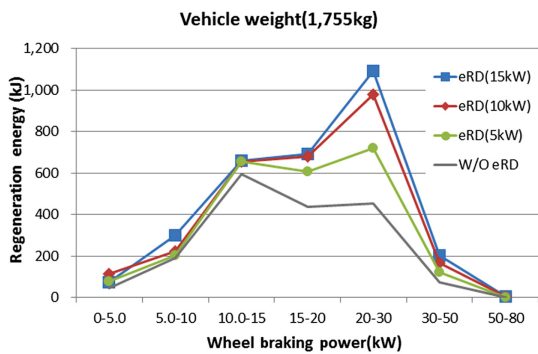


Fig. 16 Regeneration energy of 2 motors (BSG, eRD) in the wheel braking power region (vehicle weight = 1,755 kg)

는 7개 구간으로 나뉘며, 회생제동 에너지는 각 휠 제동 파워 구간별로 전륜 BSG와 후륜구동모터에 의한 순수한 회생제동 파워를 추출한 후에 누적하여 계산된다.

휠 제동 파워가 15 kW 이하의 낮은 영역에서, 차량의 무게 변화에 따른 회생제동 에너지는 큰 차이를 보이지 않는다. 또한, 후륜구동모터의 용량 변화에 따른 회생제동 에너지 분포는 거의 유사한 값을 갖는다. 후륜구동모터의 용량과 관계없이 충분한 회생제동이 이루어지고 있다는 것을 알 수 있다.

휠 제동 파워가 15 kW 이상인 구간에서, 후륜구동모터의 용량이 증가할수록 회생제동 에너지가 증가하는 경향을 보인다. 또한, 차량의 무게가 증가하면 회생제동 에너지도 커진다.

Fig. 17과 Fig. 18은 후륜구동모터의 용량을 기준으로 차량의 무게별 총 회생제동 에너지와 연비 개선율을 각각 나타낸다.

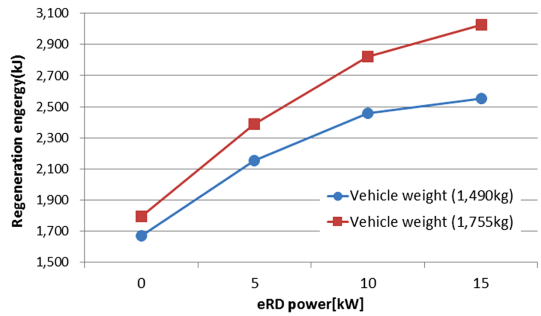


Fig. 17 Regeneration energy based on eRD motor power (5 kW, 10 kW and 15 kW)

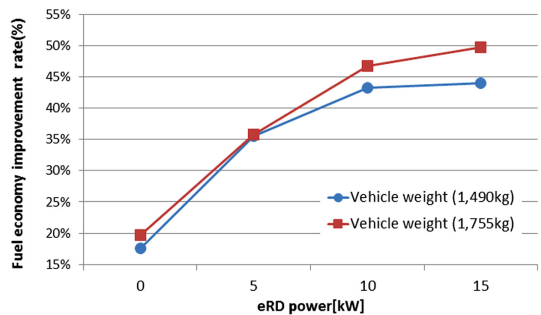


Fig. 18 Fuel economy improvement rate based on eRD motor power (5 kW, 10 kW and 15 kW)

공통적으로, 후륜구동모터의 용량이 커질수록 회생제동 에너지가 증가하고 연비 개선율이 향상된다. 또한, 1,755 kg인 차량의 회생제동 에너지와 연비 개선율은 1,490 kg인 차량 보다 비교적 높은 결과를 보인다.

Table 8과 Fig. 18에서 1,755 kg 인 차량의 연비 개선율은 후륜구동모터의 용량이 10 kW 이상인 경우 거의 차이가 없다. 이러한 이유는 BSG와 후륜구동모터의 총 용량이 증가하더라도 회생제동으로부터 얻을 수 있는 에너지는 제한되기 때문이다. 따라서, 10 kW 이상의 후륜구동모터를 적용한 차량의 연비 개선율을 이득은 거의 없다.

## 5. 결론

본 연구에서는 7 kW BSG가 장착된 100 kW급 엔진 기반의 전륜 구동시스템과 후륜구동모터를 적용한 48 V 마일드 하이브리드 차량의 모델링과 상위제어기를 개발하였다.

2개 차량별 회생제동 에너지와 내연기관 대비 연비 개선 효과를 분석하였으며, 4륜 구동이 가능한 48 V 마일드 하이브리드 차량은 엔진 차량 대비 35 % 이상의 연비 개선 효과를 얻을 수 있다.

- 1) 차량 무게가 1,490 kg 인 경우, 연비 개선을 이득을 최대한 확보하기 위해 후륜구동모터의 용량을 10 kW 이내로 선정하여 적용한다.
- 2) 차량 무게가 1,755 kg 인 경우, 후륜구동모터의 용량을 15 kW 이내로 선정한다.

본 논문에서 차량 무게별 제시된 후륜구동모터 용량 선정은 배터리 용량(1 kWh), 엔진 파워(99.5 kW)와 BSG 용량(7 kW)이 일정한 조건에서 얻은 결과이지만, 제시된 상위제어 알고리즘과 4WD 차량 모델을 활용하여 주요 시스템별 용량 변경에 따른 연비 이득에 대한 평가가 가능하다.

풀 하이브리드(혹은 플러그인 하이브리드) 차량과 대비해서, 48 V 4WD 마일드 하이브리드 차량은 제동 시 구동 모터에 의해 얻을 수 있는 회생제동 에너지가 상대적으로 작고 구동 모터는 엔진의 토크를 보조하는 것이 주된 기능이다.

향후에, 차량의 중량과 엔진 출력을 기준으로, 연비 개선 목표와 추가 비용을 고려하여 BSG와 후륜구동모터의 효율 및 용량 선정에 대한 연구가 필요하다.

## 후 기

본 연구는 산업통상자원부 및 산업기술평가관리원(KEIT) 산업기술혁신사업 “48 V 기반 마일드 하이브리드의 최적 연비 구현을 위한 구조 탐색 및 제어 기술 개발(10076437)” 과제와 과학기술정보통신부 및 정보통신기술진흥센터의 대학ICT연구센터 육성지원사업(IITP-2017- 2012-0-00628)의 연구결과로 수행되었다.

## References

- 1) A. Rick and B. Sisk, “A Simulation Based Analysis of 12V and 48V Microhybrid Systems Across Vehicle Segments and Drive Cycles,” SAE 2015-01-1151, 2015.
- 2) M. Kuypers, “Application of 48 Volt for Mild Hybrid Vehicles and High Power Loads,” SAE 2014-01-1790, 2014.
- 3) J. Lee, M. Jung and D. Kim, “A Study on Development of 48V ISG System,” KSAE Spring Conference Proceedings, pp.189-197, 2015.
- 4) D. Kang, Y. Noh and C. Kim, “A Study on Improving Fuel Economy of 48V Mild Hybrid System,” KSAE Annual Conference Proceedings, pp.602-604, 2015.
- 5) Y. Min, K. Lee, J. Won, J. Jeong, D. Shin, Y. Sung and J. Song, “Performance Evaluation of Diesel Commercial Vehicle Engine for 48V BSG System,” KSAE Spring Conference Proceedings, pp.16-18, 2017.