

중형저상버스 병렬형 하이브리드화를 위한 동력전달계 용량매칭

김기수¹, 박영일¹, 노윤식², 정재욱^{2*}

¹서울과학기술대학교 기계시스템디자인공학과, ²전북자동차기술원

Components sizing of powertrain for a Parallel Hybridization of the Mid-size Low-Floor Buses

Gisu Kim¹, Yeong-il Park¹, Yun-sik Ro², Jae-wook Jung^{2*}

¹Department of Mechanical System Design Engineering, Seoul National University of Science and Technology

²Jeonbuk Institute of Automotive Technology

요약 그 동안 하이브리드 버스에 대한 연구로 플러그인 하이브리드, 직렬형, 병렬형 하이브리드 등에 대한 연구가 많이 진행되어져 왔다. 하지만 연구가 진행된 대부분의 차량들은 대형 버스이며 현재 국내에는 중형저상버스에 대한 연구는 전무한 실정이다. 또한 중형저상버스의 하이브리드화에 대한 연구 역시 미미한 실정이다. 본 논문은 MATLAB을 이용한 시뮬레이션을 통해 디젤 중형저상버스의 연비 평가를 수행하였으며, 이를 하이브리드화하였을 경우에 대한 최적의 용량 조합과 기어비를 제시하고 내연기관 시뮬레이션 연비 결과와 비교 분석하였다. 하이브리드화를 위한 구조로 전륜과 후륜이 독립적으로 동력을 전달하는 병렬형 하이브리드 시스템을 선택하였다. 동력원 용량 설계를 위해 목표 성능을 만족하는 요구과위를 계산하여 적용 가능한 동력원 용량 영역을 설계하였다. 설계 영역을 만족하는 각 부품들의 용량은 스케일링하여 구성하였으며, 엔진과 모터에 대한 동력 전달계의 용량 설계 알고리즘을 제시하고 동적 계획법을 이용하여 최적화를 수행하였다. 최종적으로 본 연구를 통해 내연기관 차량인 중형저상버스를 하이브리드화하였을 경우에 대한 연비 향상률과 최적의 동력원 용량, 기어비를 제시하였다.

Abstract Most studies on hybrid buses are on large-sized buses and not mid-sized low-floor buses. This study uses MATLAB simulation to evaluate the fuel efficiency of such buses powered by diesel. Based on the results, a hybrid electric vehicle system is recommended for the best combination of power and gear ratio. A parallel hybrid system was selected for the hybridization, which transmits front and rear wheel power independently. The necessary power to satisfy the target performance was calculated, and the applicable capacity area was designed. Dynamic programming was used to create and optimize a component sizing algorithm, which was used to scale the capacity of each component of the power source to satisfy the design criteria. The fuel efficiency rate, optimum power source capacity, and gear ratio can be improved by converting a conventional bus into a parallel hybrid bus.

Keywords : Backward simulation, Component sizing, Dynamic programming, Fuel economy, Hybrid electric vehicle, Mid-size low-floor bus, Optimization, Parallel hybrid system

본 논문은 국토해양부 교통물류연구사업으로 수행 중인 중형저상버스 표준 모델 개발(과제번호 13TLRP-B068837-01) 연구의 일환으로 수행되었음.

*Corresponding Author : Jae-wook Jung(Jeonbuk Institute of Automotive Technology.)

Tel: +82-63-472-2342 email: jjw4393@jjat.re.kr

Received July 6, 2016

Revised (1st August 5, 2016, 2nd August 10, 2016)

Accepted August 11, 2016

Published August 31, 2016

1. 서론

최근 국내에는 대기환경에 대한 심각성이 대두되고 있다. 이에 대해 국내 대기환경 오염의 주범으로 디젤 차량이 지적 되었으며 정부는 이를 해결하기 위한 대책 중 하나로 친환경차를 보급 확대하는 대책을 확정 발표하였다. 이는 현재 2.6%인 신차의 친환경차 보급률을 2020년까지 30%로 확대할 계획이다. 국내뿐만 아니라 국외 각국의 친환경 규제를 적용하여 이를 만족시키기 위한 연구가 활발히 진행되고 있다. 이러한 대책 중 하나로 기존의 내연기관 차량에 전기 동력원을 추가한 하이브리드 구조로 연비를 향상 시키면서 오염물질 배출을 저감할 수 있는 시스템에 대한 연구가 진행되고 있다. 그 동안 하이브리드 버스에 대한 연구로 플러그인 하이브리드, 직렬형, 병렬형 하이브리드 등에 대한 연구가 많이 진행되어져 왔다.[1,2] 또한, 시내버스에 기존의 디젤 및 가솔린 엔진 대신 CNG 엔진을 이용하면서 연비 향상 및 배출가스 감소 효과를 극대화하기 위한 저상 CNG 하이브리드 버스가 개발 보급되어 일부 지역에서 운행 중에 있다.[3]

하지만 개발되어 운행되는 차량들은 전부 대형 버스이며 현재 국내에는 중형저상버스에 대한 표준 모델이 없다. 또한 이에 대한 연구도 전무한 실정이다. 중형저상버스는 기존에 개발 보급되어 운행 중인 대형 저상버스보다 작은 크기로 운영비 절감 및 대형 저상버스를 도입하기 어려운 지역에 보급이 가능하여 활용도가 높은 이점이 있다. 또한 기존의 중형 버스는 교통 약자들이 이용하기에 불편한 부분을 중형 저상버스의 개발 보급으로 해결할 수 있다.

선행연구에서는 전방향 시뮬레이션 및 후방향 시뮬레이션을 이용한 차량의 성능, 연비 평가를 수행하였다. 개발 진행 중인 버스는 디젤 엔진을 동력원으로 사용하는 내연기관 차량이다.[4-5]

기존 연구에서는 중형저상버스의 하이브리드화에 대한 연구가 전무하였다. 본 연구에서는 개발 중인 중형저상버스를 하이브리드화하였을 경우에 대한 연비 평가와 이를 위한 최적의 동력원 용량 설계 연구를 진행하였다. 기존의 디젤 엔진을 사용하는 버스 구조는 전륜에 엔진이 장착된다. 개발 후에 구조 변경을 최소화하면서 하이브리드화하기 위한 방향으로 후륜에 모터를 장착하여 동력을 보조하는 병렬형 하이브리드 시스템 용량 설계를

진행하였다. 동력원 용량 설계는 최적화 기법중 하나인 동적 계획법을 이용하였으며, 이를 이용한 후방향 시뮬레이션으로 동력원 용량 최적화 설계를 수행하였다. 또한 기존 연구에서는 고려되지 않았던 기어비 변화에 따른 최적 연비 변화의 경향을 분석하였으며, 모터의 단일 기어비에 대한 최적화도 동시에 진행하였다. 넓은 간격 탐색을 통해 경향성을 분석한 후 추가적으로 보다 정밀한 기어비 도출을 위해 좁은 간격으로 시뮬레이션을 수행하여 최적 기어비를 도출하였다. 본 논문에서는 위와 같은 과정을 통해 최종적으로 중형저상버스를 하이브리드화하였을 경우에 대한 연비를 예측하였다.

2. 본론

2.1 중형 저상버스의 하이브리드화

2.1.1 차량 제원 및 개발차량의 연비 평가

Table 1.은 현재 개발 중인 중형저상버스의 차량 제원이다. 개발 중인 차량의 동력원은 강화된 차량 배기가스 규제를 만족하는 Euro 6 디젤 엔진으로 적용되었다. Fig. 1. 는 개발 차량의 구조도이며 전륜에 엔진이 장착되고 전륜으로 구동하는 Front engine Front drive 시스템이다. 변속기는 수동 6단으로 적용되었으며, 최대 탑승인원은 30명으로 이는 경쟁사 차량들 보다 높은 수용 능력을 갖추고 있다.

선행연구[4-5]에서는 전방향과 후방향 시뮬레이션을 이용한 개발차량의 가속성능, 최고속도, 등판성능, 차량 연비 예측을 수행하고 이를 실차 시험과 비교하였다. 본 연구에서는 선행연구를 바탕으로, 차량 개발 과정에서 변화된 차량 제원 및 조건을 적용하여 연비 평가 시뮬레이션으로 변화된 연비를 예측하였다.

Table 2.는 시뮬레이션에 사용된 차량 데이터이다. 시뮬레이션에 적용된 차량의 중량은 수용 가능한 인원이 모두 탑승하였을 경우인 5300kg이다. Fig. 2.은 연비 평가를 위한 시뮬레이션에서 사용된 주행 사이클이다. 이는 부산 시내 임의의 버스 노선에 대해 운전 패턴을 기록하여 구성한 사이클로서 총 거리 22.47km, 주행 시간 4036초이다. 부산 시내 모드는 주행과 정차를 빈번하게 반복하는 실제 시내버스의 주행 상황과 매우 유사한 특징을 갖는다. 실제 주행 환경에서는 도로의 경사도가 포함되지만 일반적으로 연비평가를 수행하는 차대동력계

에서는 경사도를 고려하지 않으므로, 본 연구를 위한 시뮬레이션에서도 이를 고려하지 않고 연비 예측을 수행하였다.

연비 예측을 위해 주행 사이클로 부터 차량의 요구 동력을 계산하고 구동계를 거쳐 엔진의 작동점을 계산하는 후방향 시뮬레이터를 구성하였다.

Table 1. Vehicle Specification

Spec.	Medium low-floor bus
Overall dimension (L×W×H)	7495×2050×2615 mm
Wheel base	4750 mm
Engine(ps/kg-m)	170 / 41 (3.0L)
Transmission	Manual 6 speed
Suspension (F/R)	Double wishbone Air spring / Air spring with ECAS
Brake type	VAH
Tire	205/75R17.5
Riding capacity(Persons)	30

Table 2. Parameters for vehicle simulation [5]

Parameter	Value
Gross Vehicle Weight, M_{veh} (kg)	5300
Final drive efficiency, η_{fd} (%)	90
Tire radius, r_{tire} (m)	0.366
Aerodynamic drag coefficient, C_d	0.31
Vehicle frontal area, A_f (m ²)	4.28
Air density, ρ (kg/m ³)	1.205
Rolling resistance coefficient, C_r	0.008
Final drive gear ratio	4.563

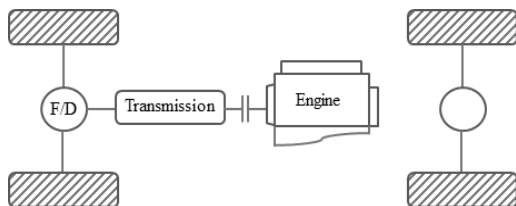


Fig. 1. Front engine Front drive type medium size low-floor bus configuration

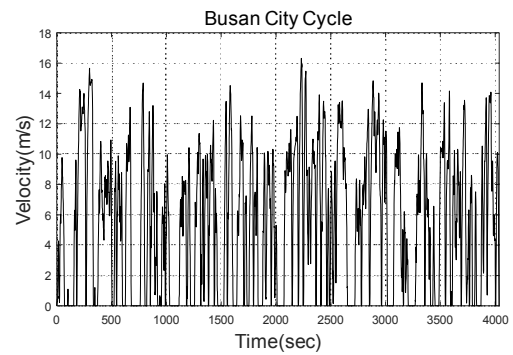


Fig. 2. Road cycle for simulation

부산 시내 사이클에 대한 시뮬레이션 결과 연비는 7.79km/l로 예측되었다. 예측된 버스 연비는 주행 가능한 모든 경우의 수에 대한 최적 결과로 계산된 연비로서 구현 가능한 최적 연비이다.

Fig. 3.은 주행 사이클에 대한 엔진의 작동점을 나타낸 것이다. 주행 사이클인 부산 시내 모드의 특성인 저속 운전과 정차, 가속 감속이 많은 특징으로 인해 비교적 낮은 회전 및 토크 영역에서 엔진 작동된 것을 볼 수 있다. 또한 엔진의 효율이 매우 좋지 않은 저 토크, 저 회전 영역에서 엔진이 빈번하게 작동된 것을 볼 수 있다. 이러한 부분에 대해 엔진 작동점을 효율이 좋은 영역으로 이동시킨다면 연비 상당히 개선 될 것으로 예상할 수 있다. Fig. 4.는 부산 시내 모드의 후방향 시뮬레이션 결과를 차량 속도에 대한 엔진의 토크로 분석한 그림으로서 차량 속도에 대해 기어가 6단으로 변속되는 영역을 확인할 수 있다. 또한, 부산 시내 모드의 특성인 저속 영역에서의 엔진 작동이 빈번한 것을 확인할 수 있다.

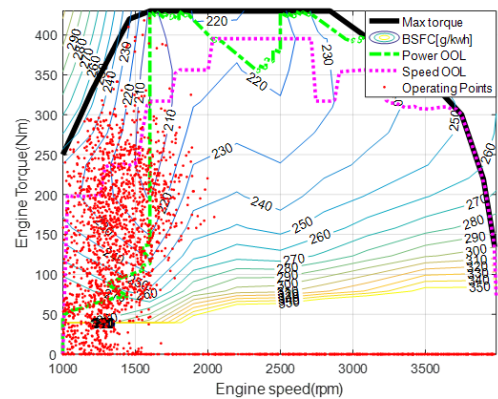


Fig. 3. Engine operating points

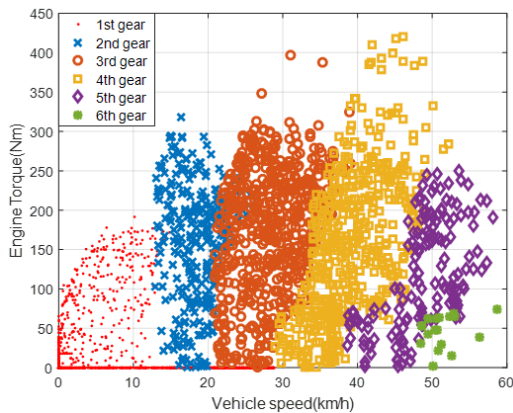


Fig. 4. Engine operating points and optimal shift map

2.1.2 차량 하이브리드화 및 시스템 모델링

Fig. 5.은 하이브리드 시내버스를 개발 후 보급하여 운영 중인 미국의 뉴욕시에서 2006년에 발표한 40피트 시내버스 연비, 질소산화물 수치이다. 그림에서 볼 수 있듯이 디젤 버스 대비 디젤 하이브리드 버스의 연비가 약 40% 정도 우수하며, 지구 온난화의 주범인 질소 산화물 배출량이 약 3배 정도 낮다.[7-8]

일반적으로 하이브리드 시스템이 기존 내연기관 차량에 비해 연비 및 배출가스 저감 효과가 뛰어나다. 이는 하이브리드 시스템의 장점으로서 정차와 주행을 반복적으로 수행할 때 발생하는 손실 에너지를 회생 제동을 이용하여 회수 할 수 있기 때문이다. 또한 디젤 엔진은 낮은 토크 영역에서 매우 낮은 효율을 갖는다. 이에 대해 하이브리드 시스템을 적용하면, 낮은 효율 영역에서 필요한 토크를 상대적으로 효율이 높은 모터 영역으로 이동시킬 수 있다. 또한, 모터는 저속에서부터 최대 토크 출력을 낼 수 있기 때문에 가속 성능을 높일 수 있다. 하이브리드 시스템의 연비 및 성능 향상 효과는 차량의 제원과 시스템 구조도에 따라 많은 차이를 나타낸다. 이에 따라 시스템 구조에 대한 탐색과 효율을 높일 수 있는 하이브리드 시스템 제어 전략 연구가 필요하다. 따라서 하이브리드 시스템의 장점을 적용하기 위해 본 논문에서는 현재 개발 중인 중형저상버스 표준모델 차량을 하이브리드화하였을 경우를 위한 최적 용량 설계를 수행하였다.

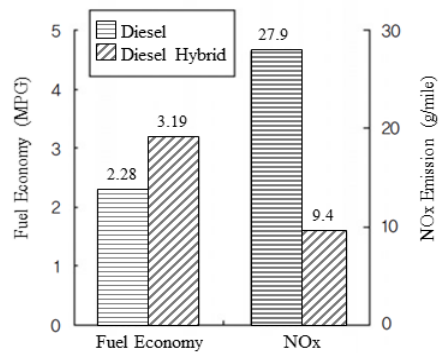


Fig. 5. Compare Diesel Bus with Diesel Hybrid Bus[7-8]

2.1.3 하이브리드 시스템

Fig. 6.은 상용차량에 주로 적용되는 하이브리드 시스템으로서 직렬형과 병렬형 방식의 시스템 구조도이다. Fig. 6. (a) 직렬형 시스템은 구동 모터로 차량의 모든 구동력을 내기 때문에 상당히 큰 출력의 모터가 요구되며, 엔진은 구동 모터와는 독립적으로 발전기를 구동시켜 배터리를 충전하고 전류를 생산하는 역할만 수행한다. 이러한 특징 때문에 엔진을 효율이 좋은 영역에서만 구동할 수 있는 장점을 갖는다. 하지만 에너지가 변환되고 전달되는 과정에서 병렬형 시스템 대비 상대적으로 더 많은 손실이 발생한다. Fig. 6. (b) 병렬형 시스템은 엔진과 모터가 모두 구동력에 사용되며 엔진 앞단의 클러치 사용 유무에 따라 EV 주행 및 Hybrid 주행을 선택적으로 할 수 있다. 또한 엔진만으로도 주행이 가능하며, 주행 가능한 경우의 수가 많기 때문에 병렬형 하이브리드 시스템은 제어로직이 다소 복잡한 특징을 갖는다.

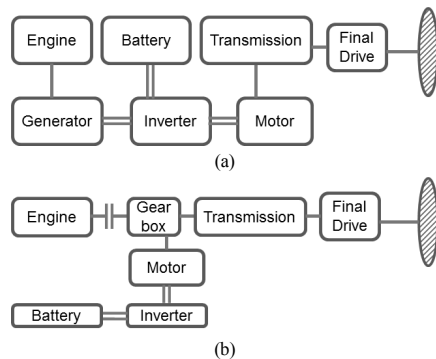


Fig. 6. General architectures of Hybrid Electric Vehicle
(a) Series Hybrid Electric Configuration
(b) Parallel Hybrid Electric Configuration

현재 국내에 개발된 상용 하이브리드 차량은 H 사에서 개발하여 현재 서울시내 노선에서 운행 중인 저상 CNG 하이브리드 버스가 있으며 이는 병렬형 방식으로 개발되었다.[3]D 사에서는 직렬형 방식의 하이브리드 버스를 개발하였고 동시에 국내 최초로 병렬식 디젤 하이브리드 버스를 개발하였다.[9]

2.1.4 중형저상버스 하이브리드 시스템 모델링

중형저상버스 표준 모델 개발 과제로 진행 중인 차량은 전륜에 엔진이 장착되며 전륜 구동으로 동력을 전달하는 구조이다. 저상버스의 특성상 버스바닥을 낮추었기 때문에 설계 공간에 상당한 제약은 받게 된다. 이러한 구조에서 하이브리드화를 적용하기 위해 기존의 개발 중인 차량 구조 변경을 최소화 하면서 적용할 수 있도록, 후륜에 구동 모터를 장착하는 병렬형 하이브리드 방식으로 시스템을 구성하였다.

Fig. 7.은 기존 개발 차량을 하이브리드화한 시스템 모델링 구조도이다. 전륜구동과 후륜구동이 독립적으로 이루어지며 축이 분리되어 있기 때문에 바닥이 낮은 저상버스에서 적용이 용이하다. 구동력의 결합은 지면으로 통해서 이루어지며 후륜의 구동 모터가 전륜의 엔진 동력을 보조하는 방식으로 시스템이 이뤄져있다.[10]

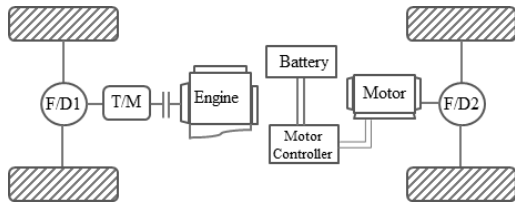


Fig. 7. Separated axle torque combination parallel hybrid medium size low-floor bus drive train

2.2 동력원 최적화 설계 및 동적 계획법

2.4 절에서 모델링한 하이브리드 시스템의 최적 연비 평가를 위해서는 동력원 조합에 대한 최적화 과정이 필요하다. Fig. 8.은 엔진과 모터 용량의 최적 조합을 찾는 과정으로 본 연구를 통해 제시한 순서도이다. 차량의 제원을 정의하고 주행 사이클로 부터 요구 동력을 계산한 후 동력원 조합 가능한 영역을 설계한다. 모델링한 하이브리드 시스템에 모터 구동부의 기어가 새로이 적용되므로, 동력원 최적화 과정에 추가적으로 기어비의 최적화 과정을 포함하였다. 이후에는 최적화 기법중 하나인 동

적 계획법을 이용하여 최적 연비를 도출할 수 있도록 후방향 시뮬레이션을 수행하였다.

동적 계획법이란 특정 문제에 대해 최적의 해를 도출하기 위해, 전 영역을 부분적으로 나누어 각 부분에 대해 가장 이상적인 해를 순차적으로 계산하여 최종 적으로 전 영역의 최적 해를 구하는 최적화 기법이다.[10-12]

$$x(k+1) = f(x(k), u(k)), \quad (1)$$

$x(k)$: vector of state variables

$u(k)$: vector of control variables

하이브리드 차량 시스템 모델은 식 (1)과 같이 표현되며, 최종적으로 주어진 주행 사이클에 대해 전 영역 연비를 최소화 하는 최적의 입력 $u(k)$ 를 찾는 것이 하이브리드 시스템의 목표가 된다. 이를 전 영역 연료 소비량에 대한 비용 함수로 제정의 하면 식(2)와 같다.[10-12]

$$J = \sum_{k=0}^{N-1} L(x(k), u(k)) \quad (2)$$

N : time length of the driving cycle

L : instantaneous fuel consumption rate

위와 같이 정의 된 비용 함수에 엔진과 모터의 속도, 토크, 배터리 사용 영역을 제한 조건으로 적용하여 최적 해를 계산한다. 여기에 추가적으로 초기 설정한 SOC(State of Charge)와 최종 SOC를 만족할 수 있도록 패널티 함수(G)를 추가하여 식 (3)으로 다시 정의된다.[10-12]

$$J = \sum_{k=0}^{N-1} L(x(k), u(k)) + G(x(N)) \quad (3)$$

$$G(x(N)) = \alpha (SOC(N) - SOC_f)^2$$

최종적으로 동적 계획법 알고리즘은 식(4),(5) 같이 표현되며 $N-1$ 부터 0 까지 수식을 반복적으로 풀이하여 해를 도출한다.[10-12]

$$\begin{aligned} \text{Step } N-1: & J_{N-1}^*(x(N-1)) \\ & = \min_{u(N-1)} [L(x(N-1), u(N-1)) + G(x(N))] \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \text{Step } k, \text{ for } (0 \leq k < N-1): & J_k^*(x(k)) \\ & = \min_{u(k)} [L(x(k), u(k)) + J_{k+1}^*(x(k+1))] \end{aligned} \quad (5)$$

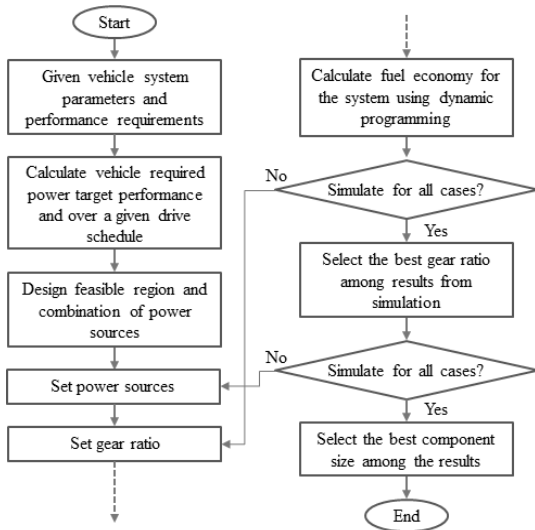


Fig. 8. Flowchart components and gear ratio sizing of hybrid vehicle system[11]

2.2.1 차량 목표 성능

용량 설계를 위해서는 우선 차량의 목표 성능을 설정해야 한다. 목표 성능을 만족하는 각 요구 동력을 계산하여 3.2 절에서 언급할 동력원의 사용 가능한 영역을 설계하게 된다. 하이브리드화를 위해 설정한 차량의 목표 성능은 Table 3.과 같다. 차량의 최고속도는 국토교통부에서 제시한 최고속도 제한 의무화를 고려하여 110km/h로 설정하였다. 가속 성능 및 등판 성능은 선행 연구에서 전방향 시뮬레이션을 통해 예측한 성능 수치를 동일하게 적용하였다.[4-5]

Table 3. Vehicle target performance

Component properties and vehicle performance	Note	Value
Maximum speed	-	110 km/h
Acceleration performance	0 to 100 km/h	24sec
Grade ability	At 28 km/h	21%

$$P_{req} = \frac{1}{\eta_{fd}} F_{veh} V_{veh} = \frac{1}{\eta_d \eta_t} (F_a + F_r) V_{veh} \quad (6)$$

$$F_a = \frac{1}{2} \rho_a A_f C_d V^2$$

$$F_r = C_r m_{veh} g \cos \alpha + m_{veh} g \sin \alpha$$

P_{req} : required power

식 (6)으로 위에서 제시한 차량 최고 속도 110 km/h

에 대해 요구 파워를 계산한 결과 43.82 kW 값이 산출되었으며 차량 속도에 대한 요구 파워는 Fig. 9.와 같다. 등판 성능에서 필요한 요구 파워도 동일한 식 (6)으로 계산되며 독립적으로 필요한 엔진 및 모터의 요구 파워는 Fig. 10.과 같이 계산되어 106.57 kW 값으로 산출되었다.

$$P_{req} = \frac{\delta m_{veh}}{2 t_{acc}} (V_{target speed}^2 + V_{base speed}^2) \quad (7)$$

$$+ \frac{2}{3} C_r m_{veh} g V_{target speed} + \frac{1}{5} \rho A_f C_d V_{target speed}^3$$

δ : rotational inertia factor

가속성능 요구 파워는 식 (7)을 이용하여 계산하였다. 위 수식에서 δ 값은 회전 관성 값이며 1.05 값으로 가정하였다. 위 수식에서 사용된 $V_{base speed}$ 는 모터맵의 토크 선도에서 정토크가 유지되는 속도 중 최대 속도를 의미한다.[9,11]식 (7)로 부터 계산된 요구 파워맵은 Fig. 11.과 같으며 zero to 100km/h, 24초를 만족하는 값은 105.05kW로 산출되었다.

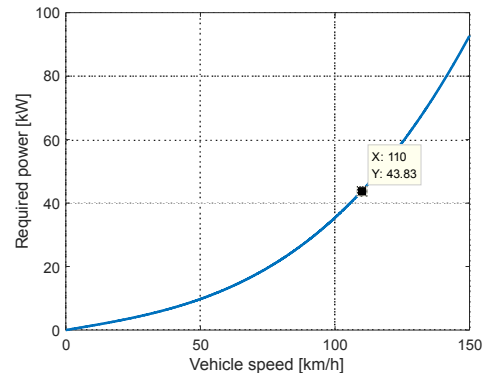


Fig. 9. Required power according to the maximum speed

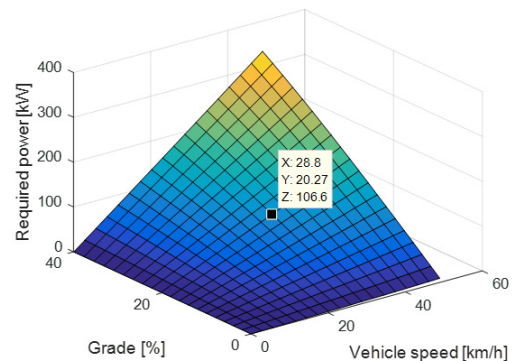


Fig. 10. Required power for uphill

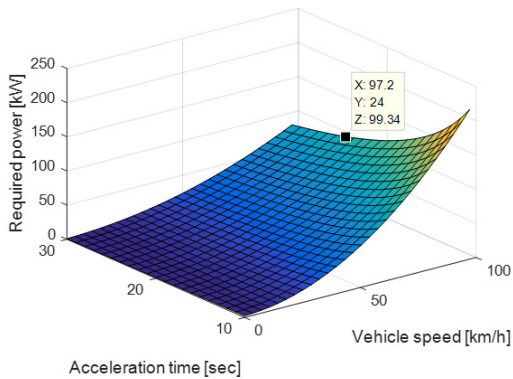


Fig. 11. Required wheel power vs. Acceleration time

2.2.2 설계 가능한 영역 탐색 및 동력원 조합

앞 절에서 산출한 최소 요구파워를 기준으로 Fig. 12. 와 같은 Feasible region을 설계하였다. 엔진의 크기는 기존 내연기관 엔진의 최대 출력인 129kW를 상한선으로 설정하고 앞 절에서 언급한 목표 차량의 엔진 최소 요구 파워를 하한선으로 설정하였다. 차량의 등판 성능에 필요한 최소 요구 파워는 엔진과 모터의 출력 합을 만족하는 조건으로 파워트레인 효율을 고려하여 설정하였다.

Table 4.는 기존 엔진과 모터 맵을 스케일링하여 위에서 정의한 Feasible region을 만족하도록 구성한 동력원의 용량이다. 기존 엔진 맵은 Fig. 13.으로 현재 개발 차량에 장착되어있는 Euro 6 129kW급 디젤 엔진이다. 엔진 맵 구성은 회사에서 제공한 데이터와 미국 Argonne Lab의 Autonomie 프로그램내 데이터를 이용하였으며 Fig. 14. 기준 모터 데이터 또한 Autonomie 프로그램내의 T 사 특정 차량 모터 모델을 이용하여 구성하였다. 시뮬레이션을 위해 구성한 동력원 데이터는 모두 준정적인 3차원 룩업테이블로 모델링하였다. Fig. 13. 기준 엔진을 100% 기준으로 용량을 스케일링하여 7개의 엔진 맵으로 구성하였으며, Fig 14. 모터를 기준으로 7개의 모터 맵으로 구성하였다. 이와 같이 구성한 엔진과 모터로 총 49개의 동력원 조합이 발생된다. 또한 모터에 적용되는 기어비에 따라 최적 해가 다르게 나타나므로 동력원 및 기어비 최적화가 동시에 수행되어야 한다. 최적화를 위한 모터에 적용되는 단일 기어비 탐색 범위는 16에서 34까지로 설정하였으며, 용량 설계 과정에서 2 단위 간격으로 프로그래밍하여 최적화 시뮬레이션을 반복 수행하였다. 이에 대한 범위는 주행 사이클 및 목표 성능

을 만족하는 범위로 설정한 값이다. 보다 정확한 최적 기어비를 선정하기 위해서는 단위 간격을 작은 값으로 설정해야하지만 시뮬레이션 수행 시간이 상당히 증가하게 된다.

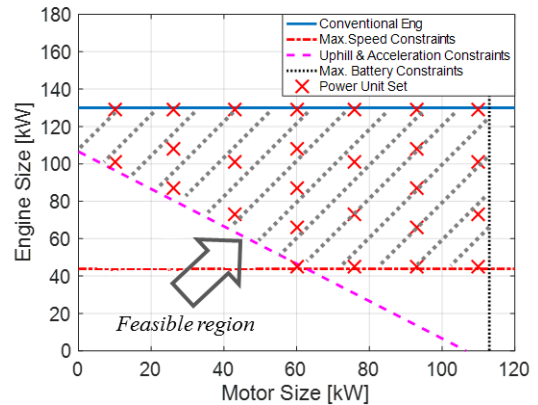


Fig. 12. Feasible region of the power unit set

Table 4. Power sources for component sizing

Component	Enigne (kW)	Motor (kW)	F/D2 Gear ratio
Size	45 (35%)	10	16 ~ 34
	66 (51%)	26	
	73 (57%)	43	
	87 (67%)	60	
	101 (78%)	76	
	108 (84%)	93	
	129 (100%)	110	

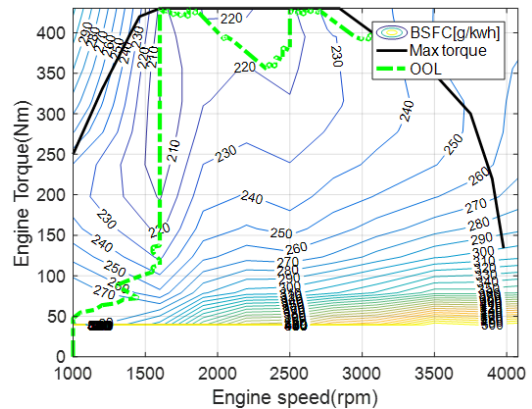


Fig. 13. Euro VI 129kW 3.0L engine map for simulation

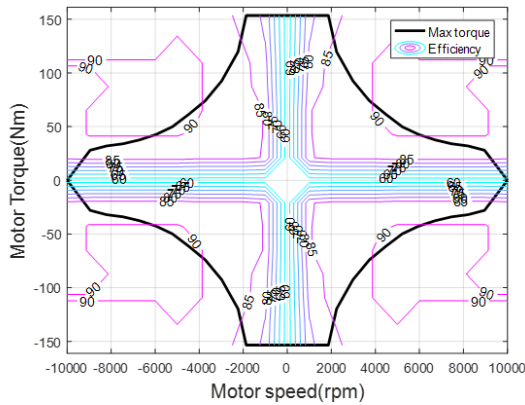


Fig. 14. PM 30kW motor map for simulation

2.3 후방향 시뮬레이션 결과

본 연구에서 진행한 용량 설계 시뮬레이션 결과 최적의 동력원 용량 조합을 도출하였다. 모든 조합의 경우 수중 주행 사이클을 모두 만족하는 조합은 26가지로 산출되었으며, 각 조합에서 기어비 탐색을 통해 연비가 가장 높은 최적 기어비를 도출하였다.

Table 5.는 앞 절에서 제시한 Feasible region 을 만족하는 동력원 조합에 대한 시뮬레이션 수행 결과 중 주행 사이클을 모든 시간에서 만족하는 조합과 최적 연비이다. 시뮬레이션 결과 최적 조합은 7번으로 엔진 66kW, 모터 60kW로 도출되었다.

시뮬레이션은 초기 SOC(State of Charge)와 최종 SOC를 60%로 설정하였다. 시뮬레이션 결과 중 최종 SOC를 만족하지 못하는 조합 및 모터 단일 기어비의 경우의 수는 결과 분석에서 제외하였다. Fig. 15.는 엔진 66kW, 모터 60kW, 모터 단일 기어비 16 일때 주행 사이클에 대한 배터리 SOC 변화량 보여준다.

Fig. 17. ~ 22.는 Table 5.에서 3, 7, 21번 조합에 해당하는 시뮬레이션 결과로서 엔진과 모터의 작동점을 나타낸 것이며, Table 5.를 Fig. 16.에서 그래프로 나타내었다.

후방향 시뮬레이션 결과 중 하나인 Fig. 17. Fig. 18.은 엔진 용량 66kW, 모터 용량 60kW, 모터 단일 기어비 16에 대한 동력원 작동점을 나타낸다. 해당 조합에 대한 연비는 12.71 km/l로서 엔진, 모터 용량 조합 및 기어비 탐색 영역에서 최적의 조합으로 산출되었다. 이는 기존 디젤 차량의 엔진 작동점을 보여주는 Fig. 3.과 비교하였을 때 상당히 많은 작동점이 OOL(Optimal Operating

Line) 부근으로 이동되었음을 확인 할 수 있다. 기존 엔진에서 작동되었던 저 토크 영역에서의 작동점이 효율이 좋은 엔진 맵 영역으로 이동되었다. 또한 가속 및 제동을 매우 빈번하게 반복 부산 모드의 특성을 Fig. 18.의 모터 작동점을 통해 확인할 수 있다. 가속할 경우에 발생하는 Fig. 3.의 0~50Nm 영역에 해당되는 엔진 작동점이 Fig. 17.에서는 다른 영역으로 이동된 것을 확인 할 수 있다. 이는 해당 영역에서 효율이 매우 좋지 않으므로 상대적으로 동일 영역에서 효율이 좋은 모터가 작동되었음을 Fig. 18.을 통해 알 수 있다. 또한 Fig. 18.을 보면 토크가 음수인 영역에서 상당히 많은 모터 사용이 이루어진 것을 확인 할 수 있다. 이는 회생제동으로써 에너지 회수가 이루어진 것으로 가속과 감속을 많이 하는 도심 주행 사이클인 부산 모드의 특성상 하이브리드화로 가능해진 회생제동이 기존 디젤 차량 대비 연비 향상을 극대화하는데 매우 높은 영향을 끼쳤다는 것을 보여준다.

Table 5. The best results for each component size

	Engine size (kW)	Motor size (kW)	Fuel economy (km/L)
# 1	45	43	12.2173
# 2	45	60	12.5525
# 3	45	76	12.5004
# 4	45	93	12.3149
# 5	45	110	12.0869
# 6	66	26	11.6197
# 7	66	60	12.7197
# 8	66	93	12.4657
# 9	73	43	12.3335
# 10	73	76	12.6419
# 11	73	110	12.2911
# 12	87	26	11.5821
# 13	87	60	12.6362
# 14	87	93	12.4532
# 15	101	43	12.2353
# 16	101	76	12.5346
# 17	101	110	12.2005
# 18	108	26	11.4677
# 19	108	60	12.5103
# 20	108	93	12.3157
# 21	129	26	11.3076
# 22	129	43	12.0286
# 23	129	60	12.3362
# 24	129	76	12.2961
# 25	129	93	12.1362
# 26	129	110	11.9647

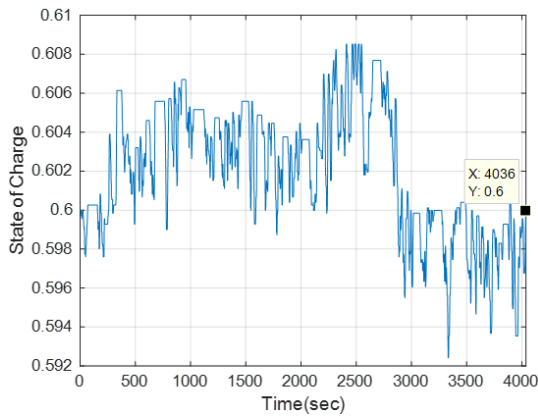


Fig. 15. SOC history about optimal simulation result

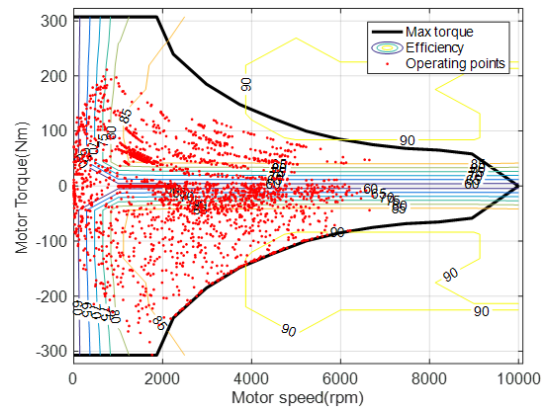


Fig. 18. Motor 60kW operating point with Engine 66kW

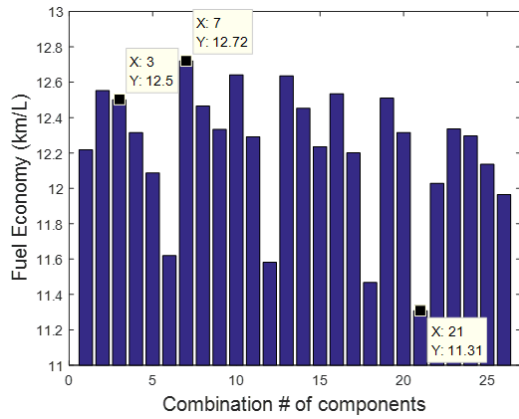


Fig. 16. The best results for each component size

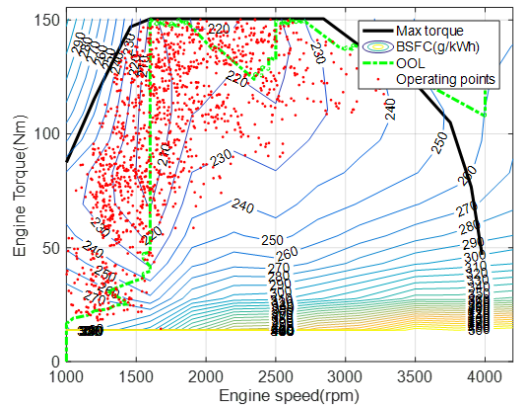


Fig. 19. Engine 45kW operating point with Motor 76kW

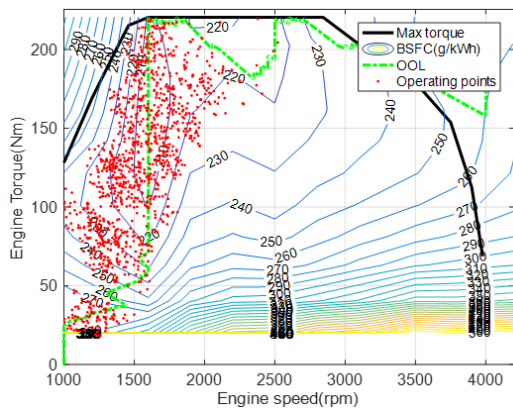


Fig. 17. Engine 66kW operating point with Motor 60kW

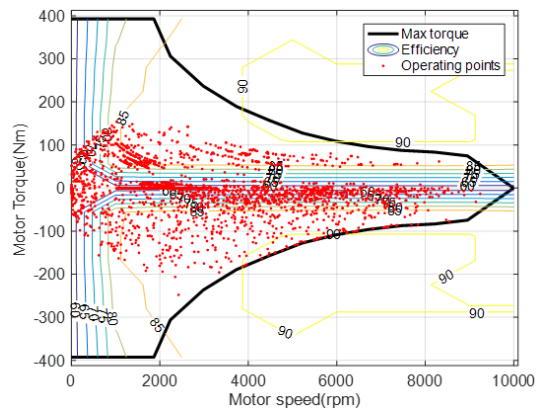


Fig. 20. Motor 76kW operating point with Engine 45kW

Fig. 19. Fig. 20.은 엔진 용량 45kW, 모터 용량 76kW, 모터 구동부 기어비 22 일 때의 동력원 작동점이며 연비는 12.21 km/l이다. Fig. 21. Fig. 22.은 기준 엔진인 129kW에 모터 용량 26kW가 추가된 조합이다. 모터 구동부 기어비 26 이며 연비는 11.3 km/l이다. 이는 엔진을 66kW급으로 다운 사이징한 결과와 비교하였을 때 보다 연비 향상률이 떨어짐을 알 수 있다.

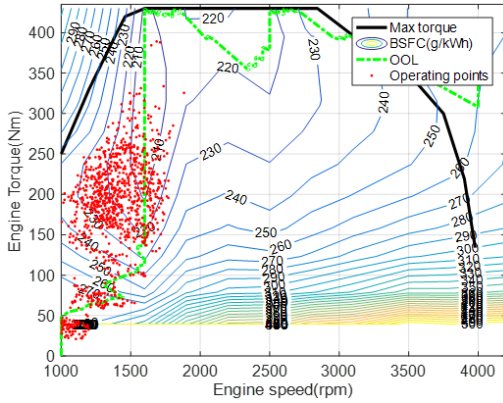


Fig. 21. Engine 129kW operating point with Motor 26kW

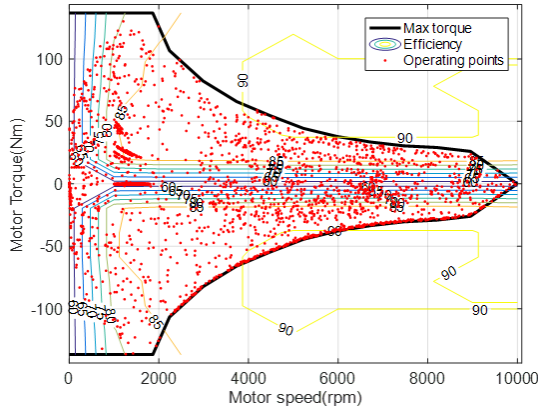


Fig. 22. Motor 26kW operating point Engine 129kW

본 연구에서 수행한 시뮬레이션 용량 설계의 최종 분석 결과로 Fig. 23. 에서 동력원 조합에 대한 연비 변화를 확인할 수 있다. 위 과정을 통하여 용량 설계 최종 결과로 엔진 66kW, 모터 60kW 급이 도출되었으며 이에 대해 보다 정확한 모터 기어비를 도출하기 위해 추가적인 기어비 최적화 시뮬레이션을 수행하였다.

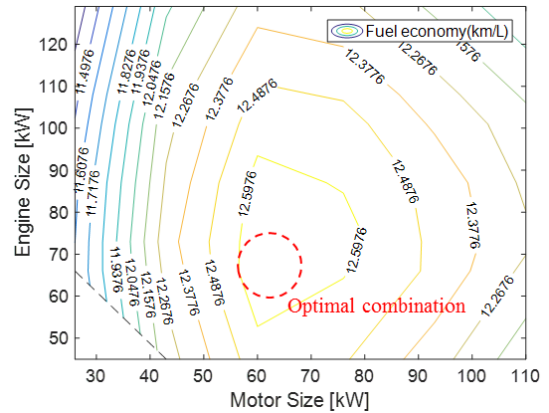


Fig. 23. Analysis fuel economy results of simulation

Table 6. 는 도출된 동력원 최적 용량에 대해 기어비 탐색 영역을 10 ~ 28로 재설정하여 수행한 결과이다. 기어비 10과 28에서는 주행 사이클의 요구 동력을 만족하지 못하였으며 기어비 12에서 최적 연비가 도출되었다. Table 7. 은 Table 6. 의 결과를 토대로 보다 정확한 도출을 위해 기어비 탐색 간격을 1로 설정하여 도출한 결과이며 이때 기어비 13에서 최적 연비가 도출되었다. 이에 대한 결과를 Fig. 24.를 통해 확인할 수 있다.

Fig. 25.는 추가적으로 더욱 정확한 기어비 최적화를 위해 앞에서 넓은 간격 탐색을 통해 도출된 결과를 바탕으로 범위 간격을 0.1로 설정하여 시뮬레이션을 수행한 결과이다. 최종적으로 모터의 최적 기어비는 12.5로 도출되었다.

기존 디젤 차량의 시뮬레이션 결과 산출된 연비는 7.79km/L이었으며, 병렬식 하이브리드 시스템을 적용하였을 때는 최적 연비 12.77km/L로 향상 되었다. 이는 기존 차량 대비 63.93% 향상된 수치이다.

Table 6. Fuel economy according to gear ratio (Interval 2)

Engine size (kW)	Motor size (kW)	Gear ratio	Fuel economy (km/L)
66	60	10	Error
		12	12.7513
		14	12.7366
		16	12.7197
		18	12.6508
		20	12.5861
		22	12.5268
		24	12.4279
		26	12.3270
		28	Error

Table 7. Fuel economy according to gear ratio (Interval 1)

Engine size (kW)	Motor size (kW)	Gear ratio	Fuel economy (km/L)
66	60	10	Error
		11	Error
		12	12.7513
		13	12.7536
		14	12.7366
		15	12.7277
		16	12.7197

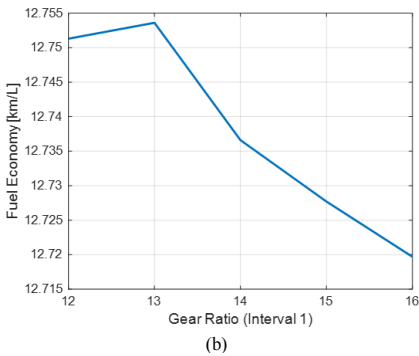
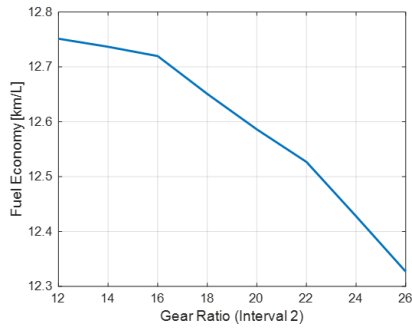


Fig. 24. Fuel economy according to gear ratio
(a) Gear ratio interval 2 (b) Gear ratio interval 1

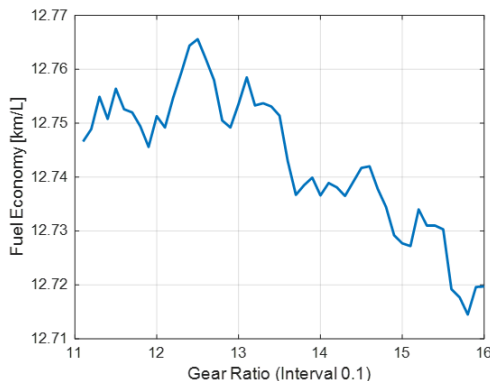


Fig. 25. Fuel economy according to the detailed gear ratio

일반적으로 내연기관 차량을 하이브리드화 하였을 경우 약 30~40% 연비 향상을 보인다. 동일한 시스템이라도 차량의 연비는 적용하는 주행 사이클에 따라 달라진다. 승용차의 공인 연비를 평가하기 위해서는 특정 주행 모드를 적용하여 보정식을 통한 복합 연비를 계산한다. 그러나 현재 국내에는 상용차에 대한 연비 평가 기준이 모호한 실정이다.

본 연구에서 도출된 63.93% 높은 연비 향상률은 특정 주행 모드인 부산 사이클에만 국한된 결과이다. 일반적인 경우는 보정식을 통해 복합 연비를 적용한 경우에 해당되며, 이번 연구를 통해 도출된 높은 연비 향상률은 부산 시내 모드의 특성상 가감속이 매우 빈번히 일어나는 구간이 많기 때문에 하이브리드화 효과가 극대화된 것으로 판단되었다.

3. 결론

본 논문에서는 중형저상버스 표준 모델 개발 과제로 진행 중인 디젤 중형저상버스 차량을 하이브리드화하는 연구를 수행하였다. 하이브리드화 구조는 축이 독립적으로 분리되어있는 병렬형 하이브리드 시스템을 선택하였으며, 용량 설계 과정을 통해 동력원의 최적 용량과 기어비를 제시하였다.

- 1) 기존 디젤 차량에서 구조 변화를 최소화하며 상대적으로 적용하기 쉬운 구조로써, 전륜과 후륜의 동력이 독립되는 병렬식 하이브리드 시스템을 선택하였다.
- 2) 기존의 디젤 차량의 성능과 목표 성능을 만족하는 동력원 크기 영역을 설계하였으며 설계 영역 내에서 주행 사이클을 만족하는 모든 경우의 수에 대해 최적화를 수행하였다.
- 3) 동력원 최적화와 동시에 모터 단일 기어비에 대한 최적화도 동시에 진행하였다. 추가적으로 보다 정밀한 기어비 도출을 위해 좁은 간격으로 시뮬레이션을 수행하여 기어비 최적값 12.5 를 도출하였다.
- 4) 동력원의 조합을 구성하기 위해 기준 엔진과 모터 데이터를 토크 기준으로 스케일링하여 엔진 7가지, 모터 7가지의 준정적 맵을 구성하였다.
- 5) 동력원 용량 설계 결과로 최적의 조합과 최적 기어비에서 연비 12.77km/L를 도출하였으며, 기존 디

젤 차량 연비 7.79km/L 대비 63.93%의 연비 향상을 확인하였다.

향후 다양한 주행 모드를 적용한 연비 비교 분석과 연구가 필요할 것으로 생각된다.

후 기

본 연구는 국토해양부 교통물류연구사업으로 수행 중인 “중형저상버스 표준 모델 개발(과제번호 13TLRP-B068837-01)” 연구의 일환으로 작성되었습니다.

References

- [1] D. H. Lee, N. W. Kim, J. R. Jeong, Y. I. Park, S. W. Cha, "Component Sizing and Engine Optimal Operation Line Analysis for a Plug-in Hybrid Electric Transit Bus", International Journal of Automotive Technology, vol. 14, no. 3, pp. 459-469, 2013.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1007/s12239-013-0050-y>
- [2] J. R. Jeong, D. H. Lee, C. W. Shin, W. S. Lim, Y. I. Park, S. W. Cha, "Analysis of Correlation of Fuel Efficiency and Cost Depending on Component Size of Heavy-duty Parallel Hybrid System", Transaction of the Korean Society of Automotive Engineers, vol. 19, no. 3, pp. 73-82, April, 2011.
- [3] H. J. Kim, B. J. Sung, "Development of CNG Hybrid City Bus", Journal of the Korean Society of Automotive Engineers, vol. 35, no. 2, pp. 18-23, February, 2013.
- [4] G. S. Kim, J. S. Kim, Y. I. Park, C. B. Lee, "Driving Performance Prediction for Low-floor Midsize bus Using Simulator", Journal of the Korean Society of Manufacturing Technology Engineers, vol. 24, no. 5, pp. 541-547, October, 2015.
DOI: <http://dx.doi.org/10.7735/ksmte.2015.24.5.541>
- [5] G. S. Kim, J. S. Kim, J. H. Shin, Y. I. Park, C. B. Lee, "Component Sizing of a Parallel Diesel Hybrid Medium Low Floor Bus", KSAE Annual Spring Conference, pp. 1035, March, 2016
- [6] H. Y. Lee, C. B. Kang, J. S. Kim, S. W. Cha, Y. I. Park, "Component Sizing for Development of Novel PHEV System", Transaction of the Korean Society of Automotive Engineers, vol. 24, no. 3, pp. 330-337, 2016.
DOI: <http://dx.doi.org/10.7467/KSAE.2016.24.3.330>
- [7] G. S. Jung, D. H. Jung, "Hybrid-Electric Transit Buses in the USA : Status, Issues and Benefits", Journal of the Korean Society of Automotive Engineers, vol. 33, no. 5, pp. 45-48, March, 2011.
- [8] R. Barnitt, K. Chandler, "New York City Transit (NYCT) Hybrid (125 Order) and CNG Transit Buses Final Evaluation Results", National Renewable Energy Laboratory, November, 2006.
- [9] Y. R. Kim, Y. G. Lee, K. N. Choi, D. S. Jeong, Y. S. Lim, G. E. Kim, "Development of a Diesel-Hybrid Bus and Measurement of Fuel Consumption and Exhaust Gas Emission", KSAE Annual Conference Proceedings, pp. 2876-2881, November, 2011.
- [10] M. Ehsani, Y. Gao and A. Emadi, "Modern Electric, Hybrid Electric and Fuel Cell Vehicles, Fundamentals, Theory, and Design", CRC Press, New York, pp. 45-48, pp. 130-150, pp. 292-295, 2010.
- [11] J. J. Choi, T. W. Choi, "Study on the Optimal Control of the Plunge Grinding for Valve Parts in Batch Production", Journal of the Korea Academia-Industrial cooperation Society, vol. 12, no. 11, pp. 4726-4731, 2011.
DOI: <http://dx.doi.org/10.5762/KAIS.2011.12.11.4726>
- [12] S. M. Lee, "The Optimal Harvest Scheme for Pine Trees When Carbon Value is Considered", Journal of the Korea Academia-Industrial cooperation Society, vol. 14, no. 3, pp. 1164-1170, 2013.
DOI: <http://dx.doi.org/10.5762/KAIS.2013.14.3.1164>
- [13] W. Liu, "Introduction to Hybrid Vehicle System Modeling and Control", WILEY Press, pp. 306-320, February, 2013.
- [14] D. H. Lee, J. R. Jeong, Y. I. Park, S. W. Cha, "The Component Sizing Process and Performance Analysis of Extended-Range Electric Vehicle (E-REV) Considering Required Vehicle Performance", Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers, vol. 21, no. 2, March, 2013.
DOI: <http://dx.doi.org/10.7467/KSAE.2013.21.2.136>

김 기 수 (Gisu Kim)

[정회원]



- 2015년 2월 : 서울과학기술대학교 기계시스템디자인공학과 (공학학사)
- 2015년 2월 ~ 현재 : 서울과학기술대학교 일반대학원 기계설계로봇공학과 (공학석사)

<관심분야>

하이브리드 자동차 시스템, 파워트레인, 차량동역학

박 영 일(Yeong-il Park)

[정회원]



- 1981년 2월 : 서울대학교 대학원 기계공학 (공학석사)
- 1991년 2월 : 서울대학교 대학원 기계공학 (공학박사)
- 1981년 3월 ~ 현재 : 서울과학기술대학교 기계시스템디자인공학과 교수

<관심분야>

하이브리드 자동차 시스템, 파워트레인, 차량동역학

노 윤 식(Yun-Sik Ro)

[정회원]



- 1993년 2월 ~ 2003년 2월 : 현대 자동차, 상용차시설계팀
- 2006년 2월 : 전북대학교 기계공학과 (한국학석사)
- 2009년 2월 : 전북대학교 기계공학 (박사 수료)
- 2003년 8월 ~ 현재 : (재)전북자동차기술원 수석연구원

<관심분야>

자율주행자동차

정 재 욱(Jae-Wook Jung)

[정회원]



- 2004년 2월 : 경상대학교 기계공학 (한국학석사)
- 2004년 8월 ~ 현재 : (재) 전북자동차기술원 선임연구원

<관심분야>

신소재, 야시내구