

# 입력분기방식 하이브리드 전기자동차의 구동계 구조에 따른 동력 성능 비교 분석

김정민\*.#

\*안동대학교 기계자동차공학과

## Comparative Study of Different Drive-train Driving Performances for the Input Split Type Hybrid Electric Vehicle

Jeong-Min Kim\*.#

\*Department of Mechanical & Automotive Engineering, Andong National Univ.

(Received 13 June 2017; received in revised form 19 June 2017; accepted 24 June 2017)

### ABSTRACT

In this study, the performances of five input split type hybrid electric vehicle sub-drivetrains were analyzed. The five sub-drivetrains consist of chain, helical gears and planetary gears. For the analyzing above five sub-drivetrains, the mathematical equations were derived. From the analysis, we found that the sub-drivetrain with chain shows slower acceleration performance and larger energy consumption on the city driving. And, the sub-drivetrain with only helical gear shows smallest energy consumption on the city driving. If the sub-drivetrain can change its gear speed, it shows fastest acceleration performance, but it has largest energy consumption on the city driving due to its additional auxiliary components.

**Key Words** : Drive-train(구동계), Input Split(입력분기), Hybrid Electric Vehicle(하이브리드전기자동차), Planetary Gear(유성기어), Lever Analogy(레버해석)

## 1. 서 론

증가하는 대기 오염 문제와 제한된 화석연료에 대한 관심에 따라 자동차 분야에서는 전기자동차(EV: electric vehicle) 및 하이브리드 전기자동차(HEV: hybrid electric vehicle)와 같은 친환경 차량에 대한 연구 개발이 꾸준히 진행되었다. 전기자동차의 경우 배터리의 높은 가격과 제한된 일 충전 주행거리 때문에 양산에 따른 보급이 하이브리드

전기자동차에 비하여 늦었으며, 1997년에 세계 최초의 양산 하이브리드 전기자동차가 입력분기 구조를 사용하여 출시되었다<sup>[1]</sup>. Fig. 1은 입력분기방식 하이브리드 전기자동차의 구동계(drive-train)를 도시한 것이다. 엔진과 MG(motor generator)2가 유성기어를 통하여 연결되어 있으며, 이 유성기어의 Ring1 기어와 MG1이 부구동계(sub-drivetrain)를 통하여 연결되어 있다. MG1은 주로 엔진의 동력과 독립적으로 차량을 구동할 때 사용되어지며, MG1만을 사용한 주행 시 동력성능 및 동력 전달 효율 향상을 위하여 지속적으로 Fig. 2와 같이 부구동계의 설계 개선이 진행되었다. 또한, MG1만 사용하는 경우는 전기자동차의 구동과 동일하기 때문에, 이와 같은

# Corresponding Author : [jmk@anu.ac.kr](mailto:jmk@anu.ac.kr)

Tel: +82-54-820-7935, Fax: +82-54-820-5044

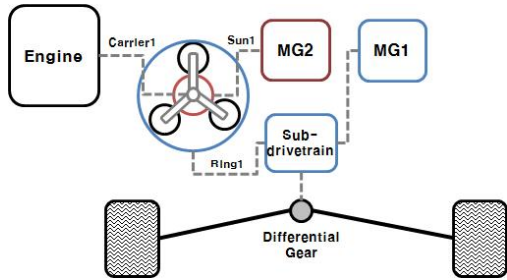


Fig. 1 Drive-train of input split type HEV

부구동계는 향후 개발되는 전기자동차에 활용할 수 있다. Fig. 2의 부구동계를 전기자동차에 적용하기 위해서는 부구동계의 변화에 따른 성능 특징 비교 분석이 요구된다. 이에, 본 연구에서는 Fig. 2와 같은 입력분기방식 하이브리드 전기자동차의 5가지 부구동계의 수학적 모델링을 수행하고, 모델링 결과를 바탕으로 전기모터만을 사용 시 정지에서 차량속도 100km/h 도달 시간 및 도심 주행 시 전기에너지 소비량 등의 성능들을 비교 평가하고자 한다.

## 2. 부구동계의 수학적 모델링

### 2.1 Type 1의 수학적 모델링

Fig. 2a의 Type 1은 체인과 헬리컬기어를 통하여 MG1의 동력이 차동기어(differential gear)로 전달된다. 이를 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$T_{out} = N_{chain}\eta_{chain}N_1\eta_1N_2\eta_2N_3\eta_3T_{MG1} \quad (1)$$

$$\omega_{MG1} = N_{chain}N_1N_2N_3\omega_{out} \quad (2)$$

여기서,  $T$ 는 토크,  $\omega$ 는 회전속도,  $N$ 은 체인 또는 기어의 감속비,  $\eta$ 은 동력전달효율 이며, 아래첨자  $out$ 은 부구동계 출력축, 아래첨자  $chain$ 은 체인, 아래첨자 1, 2, 3 등의 각 숫자들은 부구동계를 구성하는 헬리컬기어들을 의미한다. Type 1과 같이 체인을 사용할 경우, 구동계를 설계할 때 차량 내부의 엔진 등과 같은 다른 구성품과의 간섭을 최소화 할 수 있다. 다만, 체인을 사용할 경우 헬리컬기어에 비하여 동력전달 효율이 작다. 체인의 동력 전달효율( $\eta_{chain}$ )은 약 96% 정도이다<sup>[2]</sup>. 반면, 헬리컬

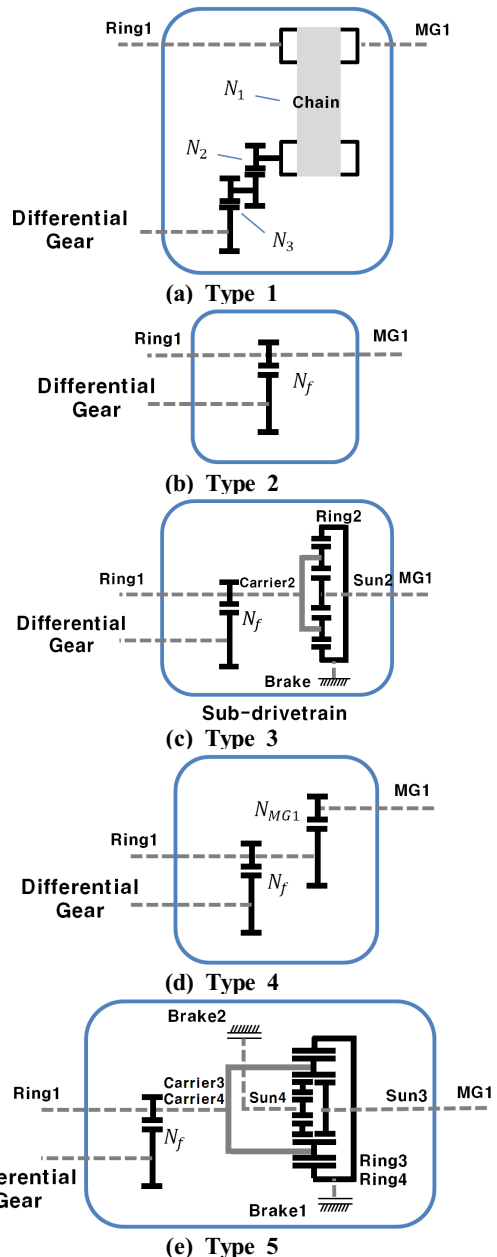


Fig. 2 Sub-drivetrain of input split type HEV

기어의 경우 기어의 치형 설계 수준에 따라 효율이 달라진다<sup>[3-4]</sup>. 본 연구에서 수행하고자 하는 수학적 모델링의 경우, 헬리컬기어의 동력전달효율( $\eta_1, \eta_2, \eta_3$ )을 보통 약 99% 정도로 사용한다<sup>[2]</sup>.

## 2.2 Type 2의 수학적 모델링

Type 1에서 사용하는 체인의 경우, 회전방향을 바꿔주기 위한 역전기어(counter gear)의 사용이 요구되어 질 수 있으며, 장시간 사용 시 체인의 늘어짐 등에 의한 내구성이 문제가 될 수 있다. 이에, 차량 내부의 다른 부품과의 간섭이 없다면, Fig. 2b의 Type 2와 같이 오직 헬리컬기어만을 통하여 MG1의 동력이 차동기어로 전달할 수 있다. 이를 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$T_{out} = N_f \eta_f T_{MG1} \quad (3)$$

$$\omega_{MG1} = N_f \omega_{out} \quad (4)$$

여기서, 아래첨자  $f$ 는 최종 감속을 의미한다.  $\eta_f$ 는 헬리컬기어의 동력전달효율인 99%이다.

## 2.3 Type 3의 수학적 모델링

Type 1과 Type 2는 Ring1기어와 MG1이 같은 회전속도를 갖는다. 전기모터의 개발과정에서 최대 회전속도를 증가시킬 경우 보다 높은 최대출력을 얻을 수 있다. 이를 위하여 Fig. 2c의 Type 3는 유성기어의 Ring2에 브레이크를 적용하여 Ring2를 고정 시킴으로서, 유성기어를 감속기처럼 사용하여 MG1의 회전속도를 증가시켰다. 유성기어의 모델링은 유한요소기법 등을 통하여 수행될 수 있다<sup>5-7)</sup>. 하지만 본 연구는 수학적 모델링이 목적이므로, 레버해석기법을 사용하였다<sup>8)</sup>. Fig. 3은 Type 3의 유성기어를 레버모델을 이용하여 도시한 것이다. MG1은 Sun2에 연결되어 있다. Fig. 3a의 토크 레버모델을 이용하여 다음과 같은 수식을 유도할 수 있다.

$$T_{ca2} = \frac{Z_{s2} + Z_{r2}}{Z_{s2}} T_{MG1} \quad (5)$$

여기서,  $Z$ 는 기어 잇수를 의미하며, 아래첨자  $s2$ 는 Sun2, 아래첨자  $ca2$ 는 Carrier2, 아래첨자  $r2$ 는 Ring2를 의미한다. Ring2 토크( $T_{r2}$ )는 브레이크 요구 토크이며, 본 연구의 해석에서 사용되지 않기 때문에 유도하지 않았다. Fig. 3b의 속도 레버모델을 이용하여 다음과 같은 수식을 유도할 수 있다.

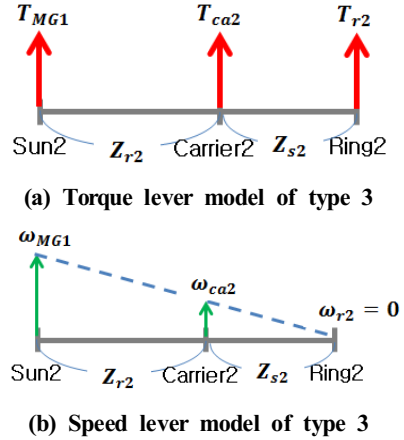


Fig. 3 Lever models of type 3

$$\omega_{MG1} = \frac{Z_{s2} + Z_{r2}}{Z_{s2}} \omega_{ca2} \quad (6)$$

Type 3에서 MG1의 동력은 유성기어의 Sun2에서 Carrier2로 전달되며, 다시 헬리컬 기어를 통하여 차동기어로 전달된다. 이러한 동력흐름을 식(5)를 기반으로 정리하면 다음과 같다.

$$T_{out} = N_f \eta_f \frac{Z_{s2} + Z_{r2}}{Z_{s2}} \eta_{ca2} T_{MG1} \quad (7)$$

$$\omega_{MG1} = N_f \frac{Z_{s2} + Z_{r2}}{Z_{s2}} \omega_{out} \quad (8)$$

여기서,  $\eta_{ca2}$ 는 Type 3에서 사용된 유성기어의 Sun2에서 Carrier2로 동력이 전달될 때의 효율이며, 일반적으로  $\eta_{ca2}$ 는 98%이다<sup>9)</sup>.

## 2.4 Type 4의 수학적 모델링

Fig. 2c의 Type 3에서 사용되는 유성기어의 경우 헬리컬기어와 같은 감속기 역할을 수행하고 있다. 때문에, Fig. 2d의 Type 4와 같이 유성기어를 헬리컬기어로 대체할 수 있다. 헬리컬기어를 사용할 경우 유성기어에 비하여 구조가 간단하고 동력 전달효율이 우수한 장점이 있다. Type 4의 동력전달 과정을 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$T_{out} = N_f \eta_f N_{MG1} \eta_{MG1} T_{MG1} \quad (9)$$

$$\omega_{MG1} = N_f N_{MG1} \omega_{out} \quad (10)$$

여기서,  $N_{MG1}$ 는 MG1과 Ring1기어 사이의 헬리컬 기어비이며,  $\eta_{MG1}$ 는 헬리컬기어의 동력전달효율인 99%이다.

### 2.5 Type 5의 수학적 모델링

Type 3과 Type 4의 경우 전기모터의 최대회전속도를 증가시키기 위한 설계이며, 일반적으로 2.5:1 정도의 감속비를 갖도록 설계한다. Fig. 2e의 Type 5는 2.5:1 감속비 보다 더 큰 감속비를 구현하기 위한 설계이다. 다만, 큰 감속비를 구현할 경우 전기모터의 최대회전속도에 빠르게 도달하여 차량의 고속주행이 불가능하기 때문에, 고속주행을 위하여 감속비를 변경할 필요가 있다. 이를 위하여 Type 5는 2단 감속기를 구현하였다. Table 1은 각 단을 형성하기 위하여 작동되는 브레이크를 표시한 것이다. 저속에서는 Brake1을 작동시켜 1단을 형성하며, 고속에서는 Brake2를 작동시켜 2단을 형성한다. Fig. 4는 Type 5에서 사용된 유성기어를 레버모델을 이용하여 도시한 것이다. Fig. 4a와 Fig.4b는 Type 5의 1단일 때 토크 및 속도 레버모델을 도시한 것이다. 이 레버모델을 이용하여 다음과 같은 수식을 유도할 수 있다.

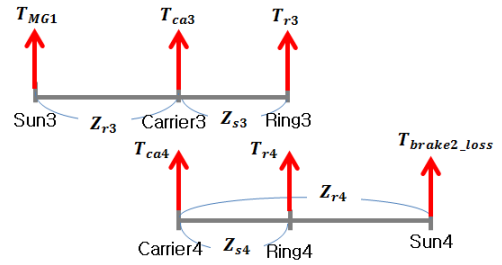
$$T_{ca3} = \frac{Z_{s3} + Z_{r3}}{Z_{s3}} T_{MG1} - \frac{Z_{r4} - Z_{s4}}{Z_{s4}} T_{brake2\_loss} \quad (11)$$

$$\omega_{MG1} = \frac{Z_{s3} + Z_{r3}}{Z_{s3}} \omega_{ca3} \quad (12)$$

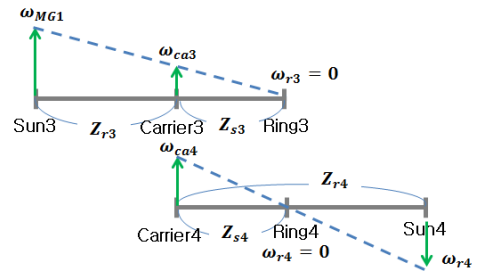
여기서,  $T_{brake2\_loss}$ 는 Brake2가 접촉되지 않는 경우 브레이크 판과 판 사이에서 발생하는 손실토크를 의미한다. Fig. 5는 브레이크 판과 판 사이에서 발

Table 1 Operation table of type 5

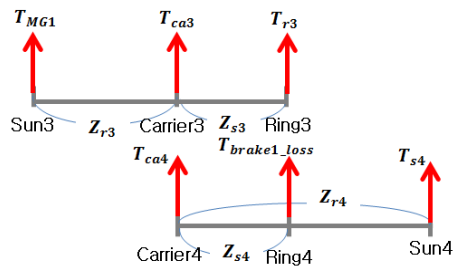
Speed	Brake1	Brake2
1st (low vehicle velocity)	○	
2nd (high vehicle velocity)		○



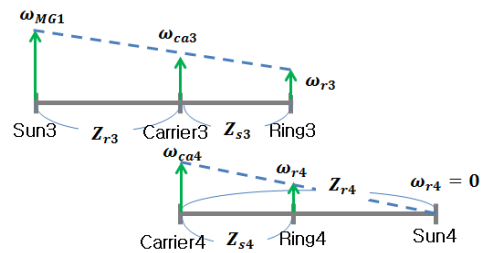
(a) Torque lever model of speed 1



(b) Speed lever model of speed 1



(c) Torque lever model of speed 2



(d) Speed lever model of speed 2

Fig. 4 Lever models of type 5

생하는 손실토크를 도시한 것이다<sup>[10]</sup>. Fig. 5에서 손실토크는 판과 판사이의 회전속도에 따라 변하는 것을 볼 수 있다. Brake2의 판과 판 사이의 속도는 Sun4기어 속도이며, 다음과 같이 계산할 수 있다.

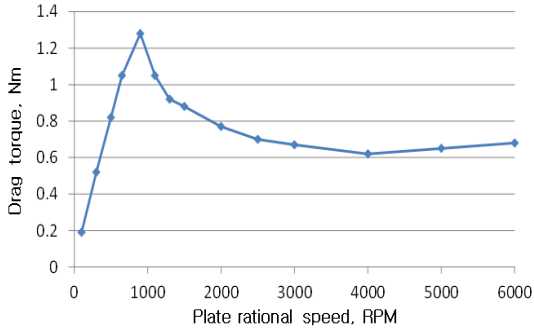


Fig. 5 Brake drag torque

$$\omega_{s4} = \frac{Z_{r4} - Z_{s4}}{Z_{s4}} \omega_{\alpha 3} \quad (13)$$

Type 5에서 MG1의 동력은 유성기어의 Carrier3로 전달되며, 다시 헬리컬 기어를 통하여 차동기어로 전달된다. 이러한 동력흐름을 식(11) 및 (12)를 기반으로 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$T_{out} = N_f \eta_f \left( \frac{Z_{s3} + Z_{r3}}{Z_{s3}} \eta_{\alpha 3} T_{MG1} - \frac{Z_{r4} - Z_{s4}}{Z_{s4}} \eta_{\alpha 4} T_{brake2\_loss} \right) \quad (14)$$

$$\omega_{MG1} = N_f \frac{Z_{s3} + Z_{r3}}{Z_{s3}} \omega_{out} \quad (15)$$

여기서,  $\eta_{\alpha 3}$ 는  $\eta_{\alpha 2}$ 와 같은 98%이며,  $\eta_{\alpha 4}$ 는 Type 5에서 사용된 이중유성기어의 Sun4에서 Carrier4로 동력이 전달될 때의 효율이며, 일반적으로  $\eta_{\alpha 4}$ 는 97%이다<sup>9)</sup>.

Fig. 4c와 Fig. 4d는 Type 5의 2단일 때 토크 및 속도 레버모델을 도시한 것이며, 이 레버모델을 이용하여 다음과 같은 수식을 유도할 수 있다.

$$T_{\alpha 3} = \frac{Z_{s3} + Z_{r3}}{Z_{s3}} T_{MG1} - \frac{Z_{r3}Z_{r4} + Z_{r3}Z_{s4}}{Z_{s3}Z_{r4}} T_{MG1} - \frac{Z_{r4} - Z_{s4}}{Z_{r4}} T_{brake1\_loss} \quad (16)$$

$$\omega_{MG1} = \frac{Z_{s4}Z_{r3} + Z_{r4}Z_{s3}}{Z_{r4}Z_{s3}} \omega_{\alpha 3} \quad (17)$$

여기서,  $T_{brake1\_loss}$ 는 Brake1이 접속되지 않는 경우 브레이크 판과 판 사이에서 발생하는 손실토크를 의미한다. Brake1의 판과 판 사이의 속도는 Ring4 기어 속도이며, 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$\omega_{r4} = \frac{Z_{r4} - Z_{s4}}{Z_{r4}} \omega_{\alpha 3} \quad (18)$$

Type 5에서 MG1의 동력은 유성기어의 Carrier2로 전달되며, 다시 헬리컬 기어를 통하여 차동기어로 전달된다. 이러한 동력흐름을 식(15) 및 (16)을 기반으로 정리하면 다음과 같다.

$$T_{out} = N_f \eta_f \left( \frac{Z_{s3} + Z_{r3}}{Z_{s3}} \eta_{\alpha 3} T_{MG1} - \frac{Z_{r3}Z_{r4} - Z_{r3}Z_{s4}}{Z_{s3}Z_{r4}} \eta_{r3} \eta_{r4} T_{MG1} - \frac{Z_{r4} - Z_{s4}}{Z_{r4}} \eta_{r4} T_{brake1\_loss} \right) \quad (19)$$

$$\omega_{MG1} = N_f \frac{Z_{s4}Z_{r3} + Z_{r4}Z_{s3}}{Z_{r4}Z_{s3}} \omega_{\alpha 3} \quad (20)$$

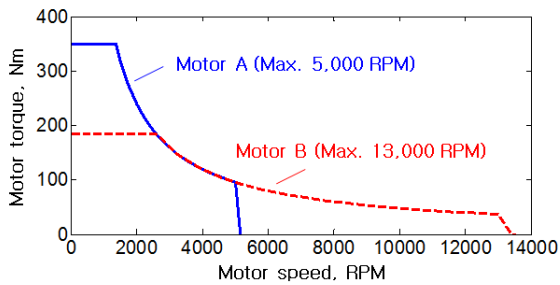
여기서,  $\eta_{r3}$ 는 Type 5에서 사용된 유성기어의 Ring3에서 Carrier3로 동력이 전달될 때의 효율이며, 일반적으로  $\eta_{r3}$ 는 99.7%이며,  $\eta_{r4}$ 는 Type 5에서 사용된 이중유성기어의 Ring3에서 Carrier3로 동력이 전달될 때의 효율이며, 일반적으로  $\eta_{r4}$ 는 99.5%이다<sup>9)</sup>. Type 5는 브레이크를 작동하기 위하여 전동식 오일 펌프를 사용하여야 하며, 본 연구에서는 600W의 전기에너지를 소비하는 것으로 가정하였다<sup>11)</sup>.

### 3. 동력성능 시뮬레이션

본 연구에서는 Table 2의 해석 제원을 이용하여 동력성능 시뮬레이션을 수행하였다. Fig. 6은 본 연구에서 사용한 두 가지 모터의 최대토크 선도를 도시한 것이다. Type 1과 Type 2는 최대회전속도가 5,000 RPM 인 Motor A를 사용하였으며, Type 3 ~ 5는 최대회전속도가 13,000 RPM 인 Motor B를 사용하였다.

**Table 2 Simulation parameters**

Motor peak power	50 kW	Vehicle mass	1525 kg
$N_{chain}$	1.0	$N_1$	2.05
$N_2$	1.0	$N_3$	2.0
$N_f$	4.1	$Z_{s2}$	30
$Z_{r2}$	45	$N_{MGI}$	2.5
$Z_{s3}$	30	$Z_{r3}$	70
$Z_{s4}$	30	$Z_{r4}$	45



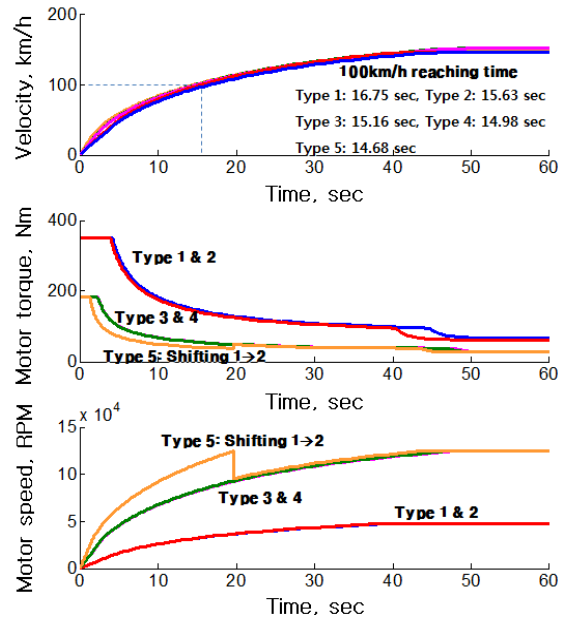
**Fig. 6 Motor maximum torque graph**

### 3.1 최대 가속 시뮬레이션

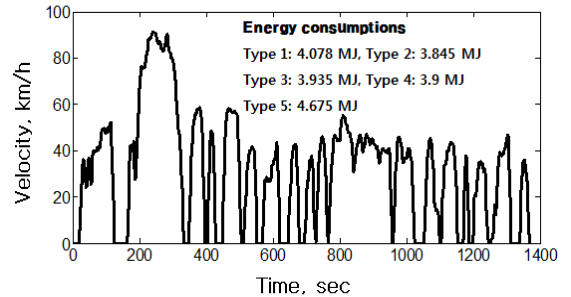
Fig. 7은 최대 가속 시뮬레이션 결과를 도시한 것이다. Type 1과 Type 2는 Type 3 ~ 5에 비하여 모터 토크는 크지만 모터 속도가 느린 것을 볼 수 있다. Type 2는 Type 1에 비하여 동력전달효율이 우수하기 때문에, 100km/h 도달 시간이 약 1초 정도 빠르다. Type 4 또한 Type 3에 비하여 동력전달효율이 우수하기 때문에, 100km/h 도달 시간이 약 0.2초 정도 빠른 것을 볼 수 있다. Type 5는 가장 큰 감속비를 구현할 수 있기 때문에, 100km/h 도달 시간이 14.7초로 가장 빠르다. Type 5는 약 20초에서 모터최대회전속도인 13,000 RPM에 도달하여, 1에서 2단으로 변속을 수행하며, 변속 후 모터 토크는 커지고 모터 속도는 느려지는 것을 볼 수 있다.

### 3.2 에너지 소비 시뮬레이션

본 연구에서는 도심 주행 시 각 Type 별로 에너지 소비 분석을 수행하였다. Fig. 8은 본 연구에서 사용한 도심주행 사이클(FUDS: federal urban



**Fig. 7 Simulation results of full acceleration**



**Fig. 8 Energy consumption simulation results**

driving schedule)이며, 이 도심주행 사이클을 주행하였을 때의 에너지 소비 시뮬레이션 결과를 함께 표시하였다. FUDS는 내연기관자동차, 하이브리드 전기자동차, 전기자동차 등의 도심주행 공인 연비 인증에 사용되는 사이클이다. Type 2는 가장 간단한 구조인 만큼 에너지 소비가 제일 적은 것 볼 수 있다. 반면 Type 5는 복잡한 구조 및 600W급 전동식 오일펌프의 사용에 따라 에너지 소비가 가장 큰 것을 볼 수 있다. Type 2는 Type 1의 체인을 헬리컬 기어로 대체한 구조이며, 이와 같은 변화에 따라 에너지 소비가 감소하였다. 동일하게

Type 4도 Type 3의 유성기어를 헬리컬 기어로 대체하여 에너지 소비가 감소한 것을 볼 수 있다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 입력분기방식 하이브리드 전기자동차에 각기 다른 5가지 부구동계를 적용하였을 경우 전기모터만을 사용 시 가속성능 및 도심 주행 시 전기에너지 소비량 등의 성능들을 비교 평가하였다. 부구동계의 요소를 체인에서 헬리컬기어로 변경 시 100km/h 도달 시간이 약 1초 정도 빨라졌으며, 2단 변속을 할 경우 제일 큰 기어비 구현에 따라 14.7초로 가장 빠른 100km/h 도달 시간을 보였다. 도심주행 시에는 헬리컬기어만을 사용한 구조가 체인 및 유성기어를 사용한 구조에 비하여 동력전달 경로가 가장 간단하기 때문에 도심주행 시 에너지 소비가 가장 적었으며, 2단 변속을 구현할 경우 2단 변속을 구현하기 위한 추가적인 요소 부품 때문에 동력전달 효율이 감소하여 도심주행 결과 에너지 소비가 가장 많았다.

이 연구에서 해석한 5가지 부구동계의 성능 비교 결과는, 향후 전기자동차 구동계 설계에 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

#### REFERENCES

1. Muta, K., Yamazaki, M. and Tokieda, J., "Development of New-Generation Hybrid System THS II - Drastic Improvement of Power Performance and Fuel Economy", SAE, 2004.
2. Feng, Z. and Pu, Q., "Meshing Mechanism and Transmission Efficiency of New Rocker-Pin Chain Continuously Variable Transmission (CVT)," Proceedings of the Korean Society of Mechanical Engineers Fall Conference, pp. 730-735, 2015.
3. Cho, S. M., Lee, D. Y., Kim, L. S., Cho, S. P. and Lyu, S. K., "A Study on Optimization of Tooth Micro-geometry for Wind Turbine High Speed Stage Helical Gear Pair," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 13, No. 5, pp. 15-20, 2014.
4. Cho, S. P., Lee, D. G., Kim, L. S., Xu, Z. Z. and Lyu, S. K., "Study of the Transmission Error Prediction of a Five-speed Manual Transmission System," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 15, No. 2, pp. 66-71, 2016.
5. Lee, W. K. and Park, S. M., "A Study on the Embodiment of a Transfer Case with High-Speed Reduction of the Planetary Gear Type Applied to Big Industrial Vehicles," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 14, No. 6, pp. 14-20, 2015.
6. Cho, S. J., Han, J. W., Park, Y. J. and Lee, G. H., "Structural Analysis of a Planetary Gear Carrier in the Slewing Reducer for Tower Crane," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 13, No. 5, pp. 1-7, 2014.
7. Han, S. G., Shin, Y. I., Yoon, C. H. and Song, C. K., "Strength and Durability Analysis of the Double Planetary Gears," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol. 13, No. 5, pp. 28-34, 2014.
8. Benford, H. and Leising, M., "The Lever Analogy: A New Tool in Transmission Analysis", SAE Technical Paper, 810102, 1981.
9. Lyu, J. M., Kim, Y. S. and Choi, S. H., "A Study on the Differential Gearing Efficiency Analysis with Addendum Modification Coefficient and Angular speed ratio," Proceedings of the Korean Society of Precision Engineers Fall Conference, pp. 1047-1051, 1998.
10. Yang, H. R., "Development of the Model for Analyzing Automatic Transmission System Efficiency," Proceedings of the Korean Society of Automotive Engineers Spring Conference, pp. 17-22, 2015.
11. Lee, J. H., Kim, J. H., Kim, Y. C. and Lee, H. S., "Development of EOP System Driven Independently in HEV Automatic Transmission," Proceedings of the Korean Society of Automotive Engineers Spring Conference, pp. 139-145, 2014.