

병렬형 하이브리드 자동차의 구동장치 설계 및 해석

Design and Analysis a Drive-train for a Parallel-type Hybrid Electric Vehicle

김동현¹, 안성준¹, 최재원^{1,✉}

Dong Hyun Kim¹, Sung Jun Ahn¹, and Jae Weon Choi^{1,✉}

¹ 부산대학교 기계공학부 (School of Mechanical Engineering, Pusan Nat'l Univ.)

✉ Corresponding author: chojw@pusan.ac.kr, Tel: 051-510-2470

Manuscript received: 2011.11.16 / Accepted: 2012.3.30

This paper deals with the design and modal characteristics analysis of a drive-train for a parallel-type hybrid electric vehicle (HEV). The function of the drive-train system (DTS) in the HEV combines or divides the torque and velocity from the internal combustion engine along with the induction motor. The system consists of a compound planetary gear and unit's electromagnetic clutch to provide the operation modes such as Engine Only (EO), Electric Vehicle (EV), and Hybrid Electric Vehicle (HEV) modes. In order to investigate the characteristics of the velocity and torque flow for the system, dynamic models of the HEV with DTS are derived from the prototype DTS. The performance of the derived dynamic models is evaluated by both computer simulations and experiments according to each mode.

Key Words: HEV (하이브리드 전기 자동차), Drive-train (구동장치), Planetary Gear (유성기어), Electromagnetic Clutch (전자 클러치), Dynamic Models (동역학 모델), Strength Design (강도설계), Rigidity Design (강성설계)

1. 서론

날로 강화 되는 각국의 배기 가스규제와 석유 에너지원 감소로 인해 대체 에너지 개발과 연료소비율 증가는 자동차 업계의 생존 조건으로 부각되고 있다. 차세대 미래형 자동차로서 수소 자동차와 연료전지자동차는 높은 에너지효율을 가졌음에도 불구하고 인프라구축 및 양산과 상용화에는 상당한 시간이 걸릴 것으로 예측되고 있다.¹ 두 가지 이상의 에너지 동력원을 사용하는 HEV (Hybrid Electric Vehicle, 하이브리드 전기 자동차)는 기존 인프라를 사용할 수 있다는 점과 동시에 에너지 효율을 대폭 향상시킬 수 있는 장점을 가지고 있기 때문에 현재 자동차 업계의 화두가 되고 있다. HEV 는 직렬과 병렬방식이 있고, 이는 다시 1 축과 2 축으로 나뉘어져 여러 가지 방식이 존재한

다.² Toyota 는 동력분배장치인 THS 를 개발하여 Prius 에 적용하였다.³

2 축 병렬형 HEV 의 핵심은 동력분배 장치인 드라이브-트레인에 있다. 전기로 구동이 가능한 HEV 개발에서 독자적인 드라이브-트레인 개발은 세계시장에서 경쟁력 있는 HEV 개발을 위해 반드시 필요하다.⁴

본 논문은 유성기어 기반의 2 축 병렬형 HEV 용 드라이브-트레인을 제안하고, 엔진과 모터를 이용한 드라이브-트레인의 동작원리를 살펴보고 축 해석을 통하여 축의 지름을 결정하고 실제 제작하여 성능을 평가한다.

2. HEV 용 드라이브-트레인의 작동원리

2.1 개요

본 논문에서 제시한 동력분배장치인 HEV 용 드라이브-트레인은 유성기어 기반의 2축 병렬형태 구조이다. Fig. 1은 연구를 위해 설계된 HEV 용 드라이브-트레인 전체 설계도이고, Table 1은 Fig. 1의 요소와 기호를 제시하였다.

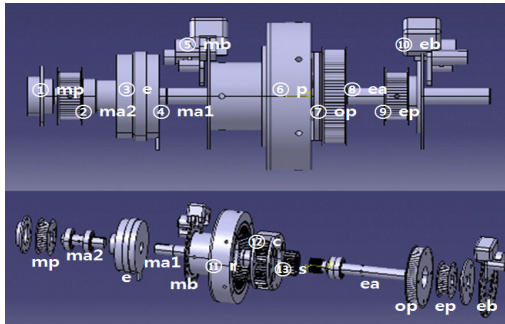


Fig. 1 Drive-train design for HEV

Table 1 Drive-train design data

The drive-train design Element	Symbol
motor pulley	① mp
motor axis	② ma2
electromagnetic clutch	③ e
motor axis	④ ma1
motor brake	⑤ mb
planetary gear	⑥ p
output pulley	⑦ op
engine axis	⑧ ea
engine pulley	⑨ ep
engine brake	⑩ eb
ring gear	⑪ r
carrier gear	⑫ c
sun gear	⑬ s

유성기어 방식의 동력분배장치인 HEV 용 드라이브-트레인은 두 개의 동력을 입력 받을 수 있고, 독립적인 동력 전달이 가능하다. 엔진의 동력전달은 엔진의 회전축과 엔진풀리 ⑨ ep에 타이밍벨트로 연결되어 동력이 전달된다. 그 동력은 엔진축 ⑧ ea를 거쳐 선기어 ⑬ s에 전달된다. 이 때 모터 축 브레이크 ⑤ mb를 동작시켜 링기어 ⑪ r이 고정되어 캐리어기어 ⑫ c의 동작을 원활하게 한다. 모터의 동력 전달은 모터 회전축과 모터풀리 ① mp에 타이밍벨트로 연결되어 동력이 전달된다. 그 동력은 모터 축 ② ma2와 전자클러치

③ e, 그리고 모터축 ④ ma1을 거쳐 링기어 ⑪ r에 전달된다. 이 때 엔진 축 브레이크 ⑩ eb를 작동시켜 선기어 ⑬ s가 고정되어 캐리어기어 ⑫ c의 동작을 원활하게 한다. 전자클러치 ③ e는 모터의 동력을 단속하여 유성기어와 모터 보호를 위한 목적을 가진다.

2.2 Engine 모드 운전

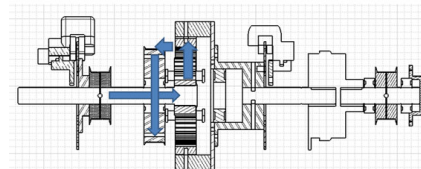


Fig. 2 Power flow of Engine mode

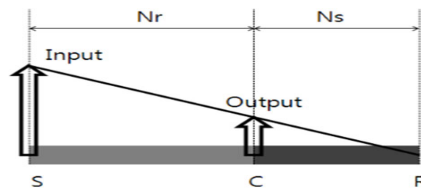


Fig. 3 Angular velocity lever analysis for Engine mode

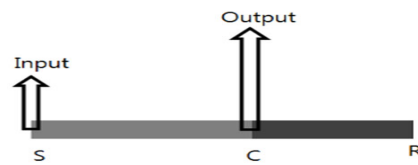


Fig. 4 Torque lever analysis for Engine mode

엔진이 주 동력원이며, 이 모드에서는 모터축 ④ ma1, ② ma2 사이에 전자클러치 ③ e가 분리되어 있고, 모터축 브레이크 ⑤ mb의 동작으로 링기어 ⑪ r을 고정시킨 다음 엔진이 작동하게 된다. Fig. 2와 같이 엔진축 ⑧ ea의 동력이 선기어 ⑬ s, 캐리어기어 ⑫ c, 그리고 출력풀리 ⑦ op 순으로 최종동력이 전달된다. Fig. 3은 엔진모드의 각속도 레버해석과 Fig. 4는 토크 레버해석을 나타낸 것이다. 이것은 유성기어의 입력과 출력비의 크기를 상대적으로 나타냈으며, 각속도와 토크의 레버 해석이 반비례함을 알 수 있다.

Table 2에 나타난 유성기어의 잇수비에 의하여 엔진모드시 드라이브-트레인에 출력되는 N_c 는 아래 식(1)과 같다.

$$N_c = \frac{21}{80} N_s \quad (1)$$

Table 2 Teeth ratio of planetary gear

Planetary gear elements	Gear teeth
ring gear	59
sun gear	21
carrier gear	19
N_s	sun gear angular velocity
N_c	carrier gear angular velocity
N_r	ring gear angular velocity

2.3 EV 모드 운전

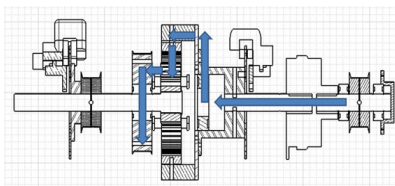


Fig. 5 Power flow of EV mode

Fig. 5 는 EV 모드의 운전에 대한 동력전달 흐름이다. 이 모드는 전동기의 동력이 타이밍 벨트를 통하여 모터 풀리 ① mp 로 동력이 전달된다.

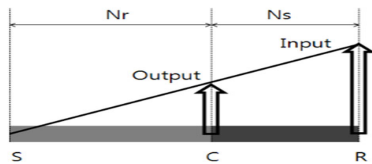


Fig. 6 Angular velocity lever analysis for EV mode

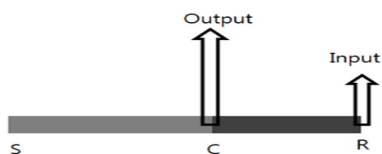


Fig. 7 Torque lever analysis for EV mode

EV 모드 선택과 동시에 전자 클러치 ③ e 가 동작하고, 엔진축 브레이크 ⑩ eb 가 작동된다. 모터 풀리 ① mp 의 동력이 모터축 ② ma2, ④ ma1, 링 기어 ⑪ r 의 순서로 동력이 전달되며, 최종 출력 풀리 ⑦ op N_c 로 나오게 된다. Fig. 6 은 EV 모드의 각속도 레버해석과 Fig. 7 은 토크 레버해석을 나타내며, 각속도와 토크가 상대적으로 반비례

임을 확인할 수 있다. EV 모드의 드라이브-트레인에 출력되는 아래 식(2)와 같다.

$$N_c = \frac{59}{80} N_r \quad (2)$$

2.4 HEV 모드 운전

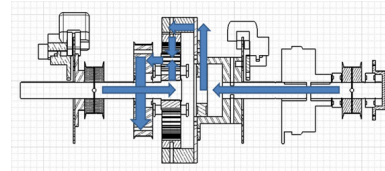


Fig. 8 Power flow of HEV mode

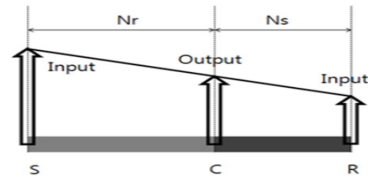


Fig. 9 Angular velocity lever analysis for HEV mode

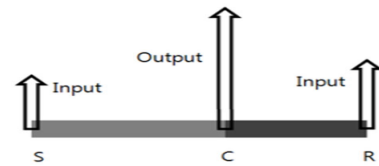


Fig. 10 The torque lever analysis for HEV mode

HEV 모드의 운전은 엔진과 전동기가 함께 동력원으로 사용된다. Fig. 8 은 엔진 동력 (Fig. 2)과 전동기 동력 (Fig. 5)이 유성기어에 전달되어 출력 풀리 ⑦ op 로 토크와 속도가 더 해진다. Fig. 9 와 Fig. 10 과 같이 하이브리드 모드에서 얻어진 각속도와 토크의 개념을 레버해석을 통하여 상대적으로 나타냈다.

N_c 하이브리드 모드에서 드라이브-트레인에 출력되는 N_c 는 아래 식(3)과 같다.

$$N_c = \frac{59}{80} N_r + \frac{21}{80} N_s \quad (3)$$

3. HEV 용 드라이브-트레인의 요소설계

3.1 강도설계

각각의 축에 작용하는 하중에 의하여 파손되지

않도록 충분한 강도를 가져야 하고 축의 굽힘이나 비틀림의 양이 허용범위를 넘어서면 베어링의 이상마멸과 기어물림에 무리가 생김으로 변형이 최소화 되도록 설계 되어야 하며 회전축의 회전속도는 그 축의 위험속도에서 25% 이상 벗어나야 한다.⁵ 따라서 축의 강도 설계에 있어서 그 평가는 어떠한 하중이 가해지는가에 따라 달라진다. 축이 전달하는 동력을 H(ps) 혹은 H'(kw), 회전속도를 N(rpm)이면 축에 가해지는 토크 T는 다음과 같다.

$$T = 716200 \frac{H}{N} (kg.mm) \tag{4}$$

$$T = 974000 \frac{H'}{N} (kg.mm)$$

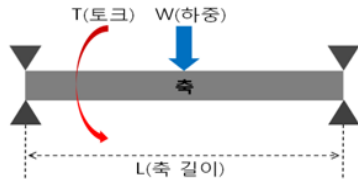


Fig. 11 Drive Train Shaft Concentrated Load

Fig. 11 과 같이 2 축 병렬형 HEV 용 드라이브-트레인 축은 회전에 의해 굽힘과 비틀림 모멘트를 동시에 받기 때문에 식(5)와 같이 나타낼 수 있다. 여기서 굽힘 모멘트 및 비틀림 모멘트가 적용되며, 축은 중실축, 기본적인 원통이라 가정하고 2.5 로 해석한다.⁵

$$d \geq \left[\frac{32}{\pi \sigma_a} \sqrt{M^2 + \frac{3}{4} T^2} \right]^{1/3} \tag{5}$$

또한 동력을 전달하는 축은 굽힘과 비틀림 모멘트를 동시에 받는 동하중의 설계가 중요시되므로, 아래 식(6)과 같이 해석할 수 있다.

$$d \geq \left[\frac{32S}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M}{\sigma_e}\right)^2 + \left(\frac{T}{\sigma_r}\right)^2} \right]^{1/3} \tag{6}$$

3.2 강성설계

축의 굽힘과 비틀림의 양이 허용범위를 넘어서면 베어링의 이상마멸과 기어물림에 무리가 생김으로 변형이 최소화되도록 설계되어야 한다.

우선 Fig. 12 와 같이 축의 집중하중에 대한 굽힘에 따른 강성설계를 살펴보면 아래의 식(7)과 같

이 해석할 수 있다. 여기서 E는 탄성계수, β_a는 허용처짐각, δ_a는 허용 처짐이다. 일반적인 진동 축에서 허용처짐각 값은 1/1000(rad)으로 해석한다.

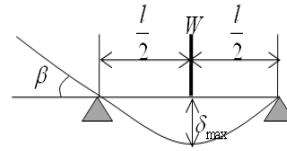


Fig. 12 Drive Train Shaft Load

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{4WT^3}{3\pi E \delta_a}} \tag{7}$$

두 번째로 Fig. 13 과 같이 축의 비틀림에 대한 강성설계를 살펴보면 아래의 식(8)과 같이 해석할 수 있다. 여기서 G는 회전 탄성계수, θ_a⁰는 허용 비틀림 각이다. 비틀림 각 값은 0.25(°)로 해석한다.

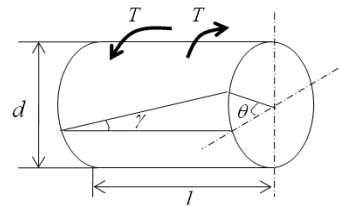


Fig. 13 Shaft torsion

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{32 \times 180 \times Tl}{\pi^2 G \theta_a^0}} \tag{8}$$

3.3 위험속도식 설계

축의 변형이 급격하면 축은 탄성체이므로 그 변형을 회복하려고 하는 에너지를 발생시키고, 이 에너지는 운동에너지로 되어 축의 원형을 중심으로 하여 번갈아 변형을 반복하는 진동이 생기게 된다. 만약 축의 변형에 의한 진동의 고유진동수와 축의 회전속도가 일치하거나 그 차이가 매우 적을 때에는 공진(resonance)이 생겨 진폭은 무한대로 증대되어 결국 파괴된다. 공진을 일으키는 축의 회전속도를 위험속도(critical speed)라 하며, 회전축의 회전속도는 그 축의 위험속도에서 25% 이상 벗어나야 한다.

Fig. 14 와 같이 축의 양끝이 볼베어링으로 지지되는 경우에 양단지지보로 가정하고 축의 회전체에 의한 처짐은 식(9)와 같으므로, 위험속도는 식(10)으로 주어진다.

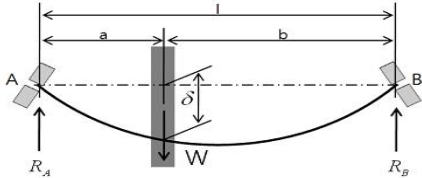


Fig. 14 Drive Train Bearing Axis Load

$$\delta_b = \frac{Wa^2b^2}{3EI} \tag{9}$$

$$W_a(\text{축자중하중}) = \frac{\pi}{4} d^2 l \gamma$$

$$I(\text{축단면2차모멘트}) = \frac{\pi}{64} d^4$$

$$N = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{\delta}} \tag{10}$$

3.4 요소설계

강도 및 강성설계 식(4)~(8)을 이용하여 재료의 물성치를 아래 Table 4 과 같이 나타내었다.

Table 4 의 결과로 강도 및 강성설계에 대한 4 가지의 최소 지름을 구할 수 있다. 최대의 조건을 부가하기 위하여 유성기어 무게는 10kg, 엔진의 토크와 마력식을 사용하여 계산한 결과 축 지름은 19 ~ 30mm 사이가 적절함을 알 수 있다. 그러므로 위험속도식을 각각 축 지름 20, 25, 30mm 에 대해 가정하고, 각 축의 위험속도를 계산하여 표 4 에 정리하였다.

Table 3 에서 구해진 최종적인 위험속도 N 은 N ≥ 3600rpm 보다 큰 값을 가져야 한다고 판단할 수 있다. 최종적으로 축 요소설계 해석에서는 축 지름이 25mm ~ 30mm 가 적합함을 알 수 있다.

Table 3 Shaft critical speed (rpm)

Diameter (mm)	York axis Critical Speed	Ring axis Critical Speed	Sun axis Critical Speed
20	7382	2745	6078
25	11525	4282	9487
30	16579	6197	13643

Table 4 Shaft minimum diameter value (mm)

	AISI	Eqs.(5)	Eqs.(6)	Eqs.(7)	Eqs.(8)
York	1045	16.31	23.98	12.49	19.63
	5130	14.49	20.29	12.54	19.63
	4340	14.04	19.39	12.54	19.63
Ring	1045	18.86	30.22	17.88	23.48
	5130	16.76	25.51	17.94	23.48
	4340	16.23	24.36	17.94	23.48
Sun	1045	15.31	24.33	17.94	23.48
	1045	19.06	30.62	18.24	23.72
	5130	16.93	25.85	18.31	23.72
	4340	16.41	24.68	18.31	23.72
	4145	15.46	24.66	18.31	23.72

4. 드라이브-트레인 축 해석

축에 작용하는 부품의 무게를 재고 Ansys 해석 툴을 이용하여 부품 무게에 중력가속도를 곱하여 하중으로 나타내었고, 3000rpm 으로 회전하는 축을 구속조건으로 Fig. 15(a), (b), (c)에 나타내었다. 여기서 축의 재료는 structural steel 로 설정하였다. 해석에 이용한 구속조건은 bearing load 와 cylindrical support 을 기준으로 하였다. Fig. 15 에서 각 축의 구

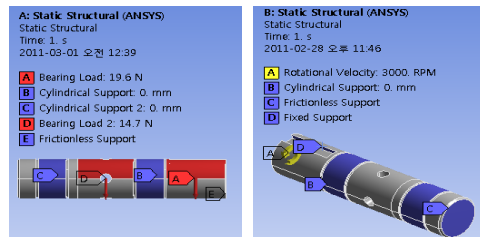


Fig. 15(a) York axis concentrated load and rotation constraints

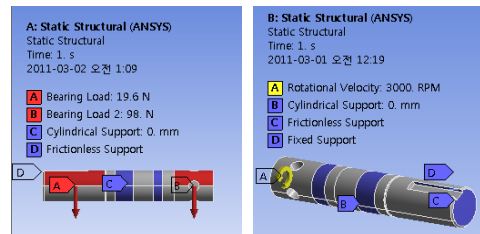


Fig. 15(b) Sun axis concentrated load and stress distribution

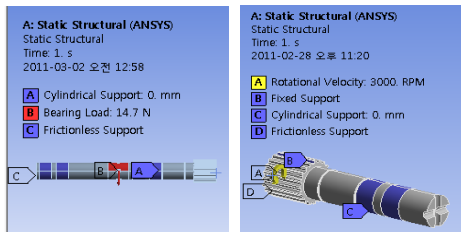


Fig. 15(c) Ring axis concentrated load and stress distribution

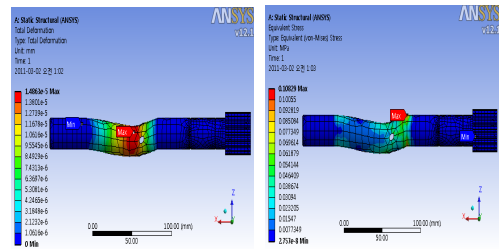


Fig. 18(a) Sun axis deformation and stress distribution

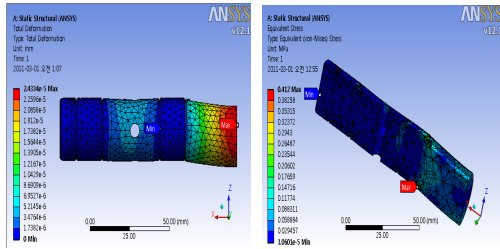


Fig. 16(a) York axis concentrated load and stress distribution

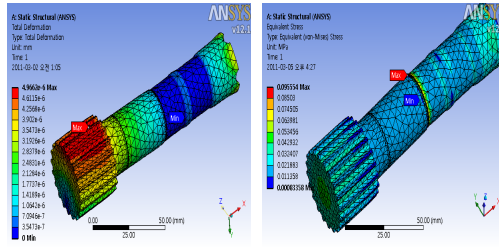


Fig. 18(b) Sun axis deformation and stress distribution

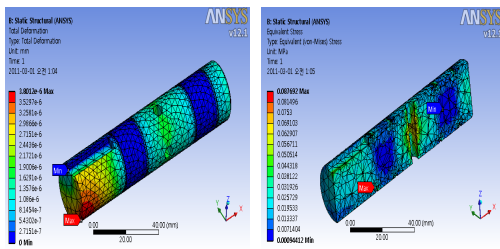


Fig. 16(b) York axis deformation and stress distribution

속조건에 대한 집중하중과 회전에 따른 변형과 스트레스 분포를 Fig. 16, 17, 18 에서 살펴보고자 한다.

Ansys 툴을 통해 각 축의 집중하중과 회전에 대한 변형량 그리고 스트레스의 최대값을 알 수 있고, 아래 Table 5 에 결과들을 나타내었다.

Table 5 Concentrated load, rotation deformation and stress

Axis	Concentrated Load		Rotation deformation	
	Deformation (mm)	Stress (Kgf/mm ²)	Deformation (mm)	Stress (Kgf/mm ²)
final	$2.4e^{-5}$	0.42	$3.8e^{-6}$	0.0089
ring	$1.8e^{-4}$	1.27	$6.3e^{-6}$	0.047
sun	$1.5e^{-5}$	0.11	$4.9e^{-6}$	0.095

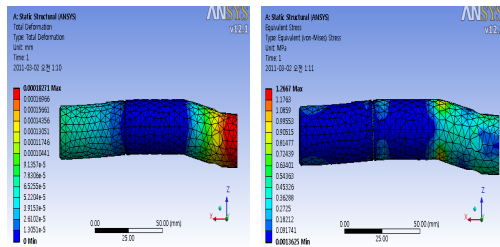


Fig. 17(a) Ring axis deformation and stress distribution

데이터 값을 살펴보면 집중하중과 회전에 대한 변형량과 스트레스의 결과 값이 매우 작은 값이므로 축에는 영향을 주지 않는다는 결론을 내릴 수 있다. 따라서 축 지름 25mm 로 선정하여 실제 축을 가공하였다.

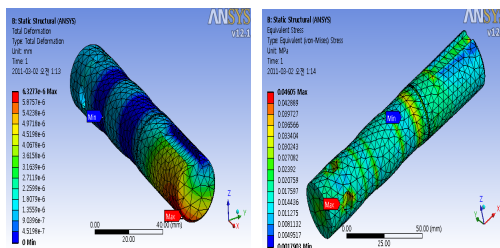


Fig. 17(b) Ring axis deformation and stress distribution

5. HEV 구동장치의 모델링

Fig. 19 는 전체적인 하이브리드 시스템의 구조다. 여기서 T_e 는 엔진토크, T_m 은 전동기의 토크, T_{shaft} 는 드라이브 트레인 출력토크, J_m 은 모터의

회전관성 모멘트, J_{refl} 는 유성기어의 회전관성 모멘트, N_f 는 최종 감속기어비, J_{wheel} 은 휠의 회전관성 모멘트, F_i 는 타이어에서 발생하는 구동력, r_i 는 타이어 반경이다.

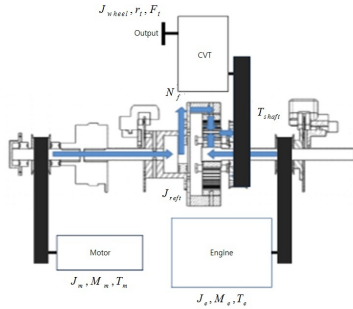


Fig. 19 Hybrid system structure

엔진 모드의 동역학 식은 다음과 같다.

$$\dot{V} = \frac{F}{M} = \frac{N_f N_i T_e r_i - F_{load}}{M + \frac{N_i^2 N_f J_e}{r_i^2} + \frac{N_i^2 N_f J_{refl}}{r_i^2} + \frac{2J_{wheel}}{r_i^2}} \quad (11)$$

EV 모드의 동역학 식은 다음과 같다.

$$\dot{V} = \frac{F}{M} = \frac{N_f N_i T_m r_i - F_{load}}{M + \frac{N_i^2 N_f J_m}{r_i^2} + \frac{N_i^2 N_f J_{refl}}{r_i^2} + \frac{2J_{wheel}}{r_i^2}} \quad (12)$$

HEV 모드의 동역학 식은 다음과 같다.

$$\dot{V} = \frac{F}{M} = \frac{N_f N_i (T_m + T_e) r_i - F_{load}}{M + \frac{N_i^2 N_f J_m}{r_i^2} + \frac{N_i^2 N_f J_e}{r_i^2} + \frac{N_i^2 N_f J_{refl}}{r_i^2} + \frac{2J_{wheel}}{r_i^2}} \quad (13)$$

6. 실험결과

Fig. 20 ~ Fig. 23 은 각 모드 운전의 회전수와 드라이브-트레인의 최종 출력을 나타낸 것이다. 유성기어의 감속비에 따라 회전수가 다르게 나타났다. Fig. 20 에서는 엔진과 모터의 회전수를 바탕으로 각 동력원에 대한 토크의 출력을 나타냈다.

Fig. 21 은 링기어에 엔진 동력이 작용하여 유성기어의 감속비에 의해 캐리어기어로 출력된다. 엔진이 모터보다 큰 회전속도를 가짐으로 감속비가

큰 링 기어를 엔진 입력으로 사용했다. 엔진의 초기토크가 낮기 때문에 부하가 큰 선기어의 입력으로는 선택할 수가 없었다.

Fig. 22 는 선기어에 모터 동력이 작용하여 유성기어의 감속비에 의해 캐리어기어로 출력된다. 모터는 초기토크가 크기 때문에 선기어의 입력으로 선택하였다.

한편, Fig. 23 은 엔진과 모터의 동력원에 대한 출력을 보인다. 유성기어의 특징에 따라 두 개의 입력의 합이 선형적으로 더해짐을 알 수 있다.

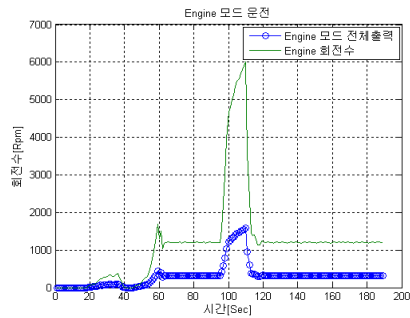


Fig. 20 Engine mode speed

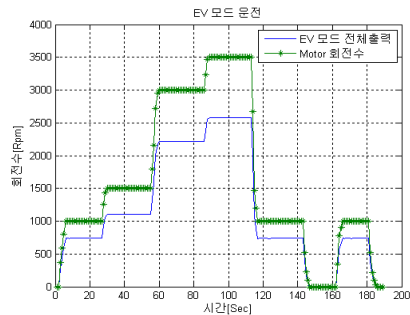


Fig. 21 EV mode speed

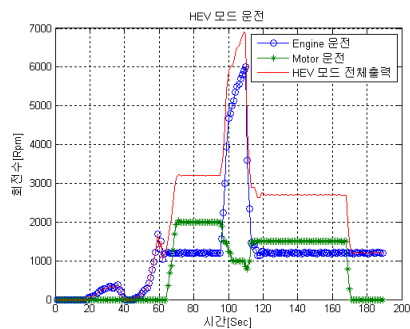


Fig. 22 HEV mode speed

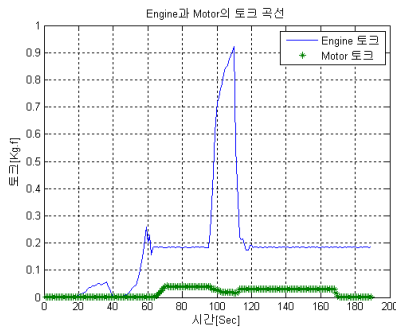


Fig. 23 Engine and motor torque

7. 결론

2 축 병렬형 HEV 의 동력분배장치인 드라이브-트레인을 설계하였다. 제안된 드라이브-트레인은 유성기어, 전자클러치, 그리고 유압브레이크의 조합으로 구성되어 있으며, 기존의 동력분배 장치보다 구조가 간단하며, 제작비용이 저렴하다. 그리고 운전자의 모드 선택에 따라 EV, HEV, Engine only 모드로 운전이 가능하다. 모드의 해석을 통하여 드라이브-트레인의 속도 및 토크의 출력을 알 수가 있었다.

본 논문에서 드라이브-트레인을 설계 및 해석하기 위해 강도설계, 강성설계, 위험속도식 설계 그리고 요소설계를 통하여 기본적인 핵심적인 요소만 다루었다. 향후 드라이브-트레인의 시험을 통해 사용시간, 진동에 따른 마모 및 여러 변수들에 대한 연구를 수행할 계획이다.

후 기

본 연구는 지식경제부와 한국산업기술진흥원의 전략기술인력양성사업 및 2011 년도 부산대학교 교수장기과건지원비에 의하여 수행된 결과임.

참고문헌

1. Hauer, K., Dueble, O., Friedrich, H., Steiger, W., and Quissda, J., "Technical Requirement of Fuel Cell Powered Electric Vehicle," GPC '98 Advanced Propulsion Systems, pp. 83-97, 1998.
2. Lee, S. M., Oh, K. C., Kim, J. M., and Kim, H. S., "Development of HEV Power Mixing Unit Using Planetary Gear," Proc. of KSAE Autumn Conference,

pp. 1443-1448, 2005.

3. Muta, K., Yamazaki, M., and Tokieda, J., "Development of New-Generation Hybrid System THS II Drastic Improvement of Power Performance Fuel Economy," SAE Technical Paper, No. 2004-01-0064, 2004.
4. Nedungadi, A., Walls, M., and Dardalis, D., "A Parallel Hybrid Drivetrain," SAE Technical Paper, No. 1999-01-2928, 1999.
5. Song, J. B., "Mechanical Engineering Design, 3rd ed.," Kyobo, pp. 57-83, 2009.