

## 전기자동차 기계적 구동계의 모델링 및 비틀림 진동특성 분석

김호기<sup>†</sup> · 오중석\* · 김삼균\*

(2008년 5월 6일 접수, 2008년 7월 18일 수정, 2008년 8월 27일 심사완료)

### Modeling of the Mechanical Drivetrain of an Electric Vehicle for Investigation of Torsional Oscillation Characteristics

Ho Gi Kim, Joong Seok Oh and Sam Kyun Kim

Key Words : Electric Vehicle(전기자동차), Drivetrain(구동계), Torsional Oscillation(비틀림 진동), Frequency Response(주파수 응답), Telemetry System(원격측정장치)

#### Abstract

Torsional oscillations of the mechanical drivetrain in electric vehicles are generated under rapid driving conditions. These lead to an uncomfortable jerking of the vehicle and to an increased stress of the mechanical components. To analyze this phenomenon, a drivetrain model is constructed with lumped parameters. The model parameters are identified by geometrical design data and experimental tests. The proposed model is validated by simulation and experimental tests in the time and the frequency domains. As a result, the torsional oscillations are observed at 7Hz of a low damped natural frequency. Also, the analysis of the effect of the parameter variations on the oscillations shows that the oscillation characteristic is mainly dependent on the rotor inertia, and the stiffness of the mounting of the drive aggregate and the driveshaft. The results will be utilized on the basis of the design of an electric drivetrain and an active control of drivetrain oscillations.

#### 1. 서 론

전기자동차 구동계의 비틀림 진동 특성은 일반 차량의 파워트레인과 마찬가지로 승차감에 직접적인 영향을 준다.<sup>(1-3)</sup> 전기자동차의 구동계는 일반 차량에서의 파워트레인(엔진, 변속기)을 대체한 구동모터 및 감속장치로 구성되어 있어 구조적으로 상이하며, 따라서 전기자동차 구동계 비틀림 진동에 대한 관련 연구도 새롭게 이루어져야 한다.

전기자동차에서는 운전자의 가속 페달에 비례하는 구동모터의 회전 토크가 기계적 구동계에 전달된다. 운전자의 급 가속속에 의한 구동모터의 급격한 토크변동은 차량에서 10Hz이내의 낮은 주파수의 구동계 비틀림 진동으로 관찰된다. 이러한 비틀림 진동은 차량의 저킹(jerking)을 유발하여 승차감을 저하시킬 뿐만 아니라, 구동계 부품들이 지속적인 동적인 피로응력을 받게 되어 차량의 내구력을 감소시키는 원인이 된다.

본 연구에서는 전기자동차의 주행 중 승차감에 직접적인 영향을 주는 구동계의 비틀림 진동을 해석할 수 있는 모델을 제안하였다. 제안한 모델을 바탕으로 시간 및 주파수 영역에서의 시물레이션 및 실차시험을 수행하였으며, 결과 비교검토로 타당성을 검증하였다. 또한 검증된 모델의 주파수 응답 시물레이션을 통하여, 구동계 비틀

<sup>†</sup> 책임저자, 회원, 현대자동차(주) 하이브리드개발실

E-mail : hogikim@hyundai-motor.com

TEL : (031)368-7450 FAX : (031)368-7476

\* 현대자동차(주) 하이브리드개발실

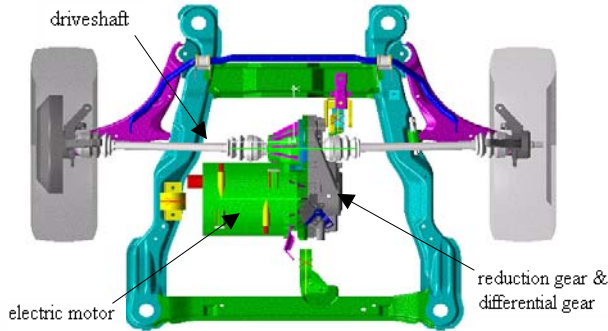


Fig. 1 Mechanical drivetrain of an electric vehicle

림 진동에 영향을 주는 설계인자에 대하여 정량적으로 분석하였다. 이러한 결과는 차후 전기자동차 구동계의 비틀림 진동 저감을 위한 최적 설계 및 능동제어의 기초자료로 활용하고자 한다.

## 2. 기계적 구동계 모델링

### 2.1 시스템 구성

Fig. 1은 전기자동차 구동시스템을 나타낸 것이다. 구동시스템은 구동원인 전기모터와 동력 전달장치인 감속기구(감속기 및 차동기어장치), 구동축, 휠 및 타이어로 구성되어 있다. 구동계의 기계적 비틀림 진동특성 분석 목적으로, 구동계는 각각의 기계요소가 상당 등가관성, 스프링 상수 및 감쇠계수를 갖는 2차계로 직렬 연결된 시스템으로 표현될 수 있다.<sup>(4,5)</sup> Fig. 2는 전기자동차 구동계의 기계적 모델로, 6개의 집중 관성을 갖는 파라미터로 구성된다.

전기자동차는 운전자의 가속 페달에 의한 가속 지령이 모터제어기내 전류제어에 의해 모터 회전자 토크로 출력되게 된다. 모터의 회전자에서 발생된 모터토크는 감속기 및 차동기어를 통하여 구동축으로 전달된다. 일반적으로 토크 제어된 구동모터의 동특성은 전기적으로 빠른 응답성을 갖고 있으며, 구동계의 기계적 파라미터가 차량 동특성에 주로 영향을 미치는 것으로 가정하였다.

본 논문에서는 구동모터의 토크변동에 인한 구동계의 동특성에 관한 연구로, 구동모터 회전자의 기계적 토크만을 고려하였으며, 모터 회전자를 등가 회전 관성으로 모델링하였다.

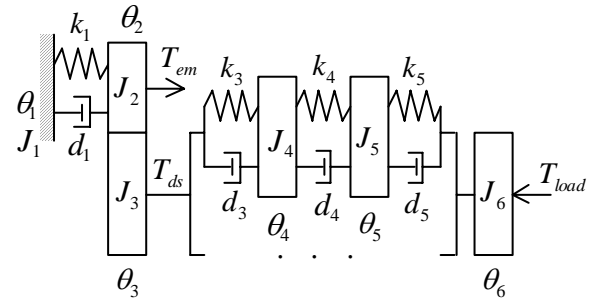


Fig. 2 Mechanical model of a drivetrain

### 2.2 수학적 모델링

구동축의 각가속도( $\ddot{\theta}_3$ ) 운동은 구동계의 입력 토크로서 구동모터 회전자 토크( $T_{em}$ )와 구동축에서의 전달토크( $T_{ds}$ )의 함수로 다음의 식 (1)과 같다.

$$J_{23}\ddot{\theta}_3 = u \cdot T_{em} - T_{ds} \quad (1)$$

여기서  $u = \dot{\theta}_2 / \dot{\theta}_3$ 는 감속장치의 기어비,  $J_{23} = J_3 + u^2 \cdot J_2$ 는 모터 회전자 관성( $J_2$ )과 감속장치 관성( $J_3$ )의 구동축 기준 등가회전관성으로 표시한다.

감속장치에 의해 전달된 총 구동축 토크( $T_{ds}$ )는 구동축을 통하여 양단의 좌우 휠(wheel)에 분배되어 전달된다. 정상상태에서 좌우 구동축으로 전달되는 토크는 동일하다. 좌우 구동축의 감쇠성분에 의한 탄성력을 무시하고, 좌우 대칭 구조의 구동축을 가정하면, 구동축 한쪽의 토크는  $T_{hs} = T_{ds}/2$ 가 성립하게 된다. 따라서 한쪽 구동축의 탄성력은 다음의 식 (2)와 같다.

$$T_{hs} = d_3(\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_4) + k_3(\theta_3 - \theta_4) \quad (2)$$

여기서  $\theta_4$ 는 휠 끝단에서의 구동축 비틀림 각도,  $k_3$  스프링 상수,  $d_3$ 는 감쇠계수를 표시한다.

식 (2)에 감속장치의 백래쉬(backlash)( $\theta_{bl}$ )에 의한 토크 전달 불연속 영향을 고려하면 다음의 식 (3)과 같다.

$$T_{hs} = \begin{cases} d_3 \Delta \dot{\theta}_{34} + k_3 (\Delta \theta_{34} - \theta_{bl}/2) & : \Delta \theta_{34} \geq \theta_{bl}/2 \\ d_3 \Delta \dot{\theta}_{34} + k_3 (\Delta \theta_{34} + \theta_{bl}/2) & : \Delta \theta_{34} < \theta_{bl}/2 \\ 0 & : otherwise \end{cases} \quad (3)$$

여기서  $\Delta \theta_{34}$ 는  $\Delta \theta_{34} = \theta_3 - \theta_4$ 로 정의한다.

구동모터 및 감속기는 베어링과 회전방지 지지 마운팅(mounting) 구조에 의해 차체에 지지되어 있으며, 등가 스프링 상수( $k_1$ )와 감쇠계수( $d_1$ )로 다음과 같이 간단히 나타낼 수 있다.

$$J_1 \ddot{\theta}_1 = -d_1 \dot{\theta}_1 - k_1 \theta_1 - T_{em} - T_{ds} \quad (4)$$

마찬가지로 림(rim), 타이어 및 차량 동특성을 각각 2차 운동방정식으로 다음과 같이 유도할 수 있다.

$$J_4 \ddot{\theta}_4 = -d_4 (\dot{\theta}_4 - \dot{\theta}_5) - k_4 (\theta_4 - \theta_5) + T_{hs} \quad (5)$$

$$J_5 \ddot{\theta}_5 = -d_5 (\dot{\theta}_5 - \dot{\theta}_6) - k_5 (\theta_5 - \theta_6) + d_4 (\dot{\theta}_4 - \dot{\theta}_5) + k_4 (\theta_4 - \theta_5) \quad (6)$$

$$J_6 \ddot{\theta}_6 = -2d_6 (\dot{\theta}_6 - \dot{\theta}_5) - 2k_6 (\theta_6 - \theta_5) - T_{load} \quad (7)$$

여기서  $J_i$ ,  $k_i$ ,  $d_i$ 는 각각의 회전관성, 스프링 상수 및 감쇠계수를 표시하며,  $T_{load}$ 는 구동축에 대칭적으로 작용되는 차량의 구름마찰 및 공기저항에 의한 주행저항 부하이다.

### 3. 모델 검증

제안된 모델은 시간 및 주파수 영역에서 시뮬레이션 결과치와 실차시험 측정치를 비교 검토하여 검증하였다. 모델의 기계적 파라미터는 구동계의 기하학적 데이터에 의거하여 해석적으로 계산하였다. 감쇠계수와 같이 계산이 불가능한 파라미터는 실차시험 측정을 통하여 파라미터 매칭(matching)을 수행하였다. 시뮬레이션 모델의 주요 파라미터 값은 Table 1에 요약하였다.

#### 3.1 시험장치 구성

구동계의 비틀림 진동특성 분석목적으로 Fig. 3의 전기자동차 프로토 시험차에 대한 실차시험을 수행하였다. 시뮬레이션과 동일한 구동모터 입력

토크의 실험조건을 만들기 위하여, 가속페달 대신 외부 DSP 제어장치를 사용하였다. DSP 제어 장치의 출력을 모터제어기의 입력신호로 하여 구동모터 회전자의 기준 구동토크를 발생토록 하였다.

구동축의 비틀림 진동은 구동축에 스트레인 게이지(strain gage)를 Fig. 4와 같이 장착하고, 원격 측정시스템을 활용하여 측정하였으며, 측정 샘플링(sampling) 시간은 5ms로 하였다.

**Table 1** Major parameters of mechanical drivetrain

components	parameter	unit	value
rotor & gears	inertia( $J_{23}$ )	$kgm^2$	0.037
vehicle	inertia( $J_6$ )	$kgm^2$	245.0
aggregate	stiffness( $k_1$ )	Nm/rad	29629
	damping( $d_1$ )	Nms/rad	22.3
halfshaft	stiffness( $k_3$ )	Nm/rad	6,000
	damping( $d_3$ )	Nms/rad	24.0
gear box	gear ratio(u)	-	10.06
	backlash( $\theta_{bl}$ )	rad	0.04



**Fig. 3** Electric test vehicle



**Fig. 4** Strain gages and telemetry system

시험은 구동모터 회전자 토크를 구동계의 기준 입력토크로, 구동축에 발생하는 토크의 동적인 변동을 출력토크로 하였다. 실차에서의 다양한 가속 패턴을 모사하기 위하여, 구동계 입력토크로서 램프(ramp) 형태의 구동모터 토크 프로파일(profile)을 적용하였다. 모터 최대토크 크기 및 시간당 최대토크 변동량을 변동하여 실 주행시의 가속 성능을 모사 실험하였다.

### 3.2 시간 응답특성

램프 패턴의 빠른 구동모터 토크 변동에 대한 구동축 출력 토크와 회전수 응답을 시뮬레이션하였고, 그 결과를 Fig. 5에 실험 측정치와 함께 도시하였다. 구동계 비틀림 진동특성인 과도상태에서의 오버슈트(overshoot), 감쇠특성에서 시뮬레이션과 측정치가 잘 일치함을 확인할 수 있다. 실차의 저속 회전수 영역(약500rpm이하)에서 시뮬레이션에 비해 응답지연이 관찰된다. 이는 구동계의 쿨롱 마찰(coulomb friction)과 같은 비선형 특성이 모델에 반영되지 않아, 시뮬레이션에서의 저속 토크 응답정도가 저하되는 것으로 추정된다.

일정 회전수(약 500rpm 이상) 이후 구간에서는 실험치와 시뮬레이션 결과가 응답지연없이 잘 일치함을 보여주고 있다. 감속장치의 백래쉬 효과에 의한 응답지연 및 비선형적 거동도 실험치와 잘 일치하였다.

### 3.3 주파수 응답특성

Fig. 5에서 구동계는 대략 2차계의 10Hz고유진동수를 갖는 비틀림 진동특성을 보여주고 있다. 보다 정확한 고유진동수 추정을 목적으로 주파수 응답시험을 수행하였다. 구동모터의 회전자 기준 토크( $T_{em,ref}$ )에 0 ~ 20Hz 가변 주파수를 인가하여 구동계를 가진하였다. 구동모터 회전자 기준 토크는 50, 100, 140 Nm로 변동하였다.

구동모터 회전자 토크에 대한 구동축 출력토크는 구동계의 토크 전달함수( $T_{hs}/T_{em,ref}$ )로 정의된다. Fig. 6에 토크 전달함수의 주파수 응답을 시뮬레이션 결과와 측정치를 비교하여 도시하였다. 구동계를 선형 모델링하여 전달함수의 고유진동수 및 고유진동수에서의 이득은 실험치와 매우 잘 일치하였다.

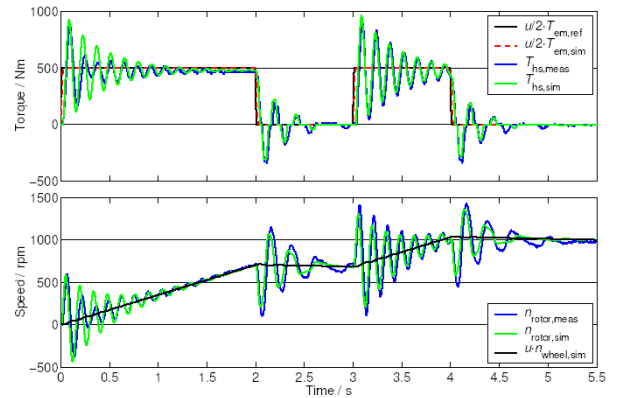


Fig. 5 Comparison of measurement and simulation results for fast torque ramp input

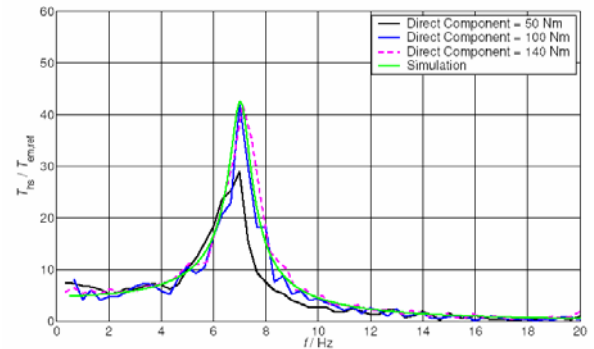


Fig. 6 Comparison of measurement and simulation results in frequency domain

구동계는 일정한 1차 고유진동수인 7Hz를 보여, 구동계의 강성이 선형적임을 보여주고 있다. 한편 구동모터 회전자 토크변동에 대한 감쇠특성은 비선형적 거동을 보여주고 있다.

## 4. 결과 분석

### 4.1 토크 기울기 변동에 따른 응답특성

차량 주행시 정지상태에서의 급 가속을 모사하기 위하여, 토크상승시간이 10ms와 350ms 인 경우에 대하여 구동모터 토크램프 입력에 대한 구동계 응답을 측정하였다.

Fig. 7은 10ms내의 급격한 구동모터 토크 변동에 대한 구동축 출력토크 및 회전수 응답을 보여주고 있다. 구동축의 최고 토크값은 정상상태치의 약 180% 까지 도달하였다. 감속시의 구동모터 입력토크 감소에도 비슷한 진동특성을 보여주고 있다. 비틀림 토크 사인 파(sine wave)의 주파수

변화는 백래쉬의 비선형적 영향으로 추정된다. 동일 시간내 구동모터 최대토크의 변동에 대한 결과도 상기와 유사한 진동 거동을 보여 주었다.

이러한 급 가감속 중 구동축의 토크 오버슈트는 구동계 기계부품에 응력집중을 일으키며, 급격한 회전수 변동은 차량 저킹의 원인으로, 구동계 강성설계 및 제어에 필수적으로 개선 고려되어야 한다.

Fig. 8은 350ms내의 다소 완만한 구동모터 토크램프 입력에 대한 구동계 응답을 도시하였다. 과도응답 오버슈트가 급격한 토크입력대비 약 60% 감소되었다. 그러나 발생된 진동은 구동계의 낮은 감쇠특성에 기인하여 정상상태 도달까지 매우 늦은 응답성을 보여주고 있다. 이와 같이 구동모터 토크의 시간당 변동량에 대한 추가적인 제한으로 구동계 토크 오버슈트를 보다 더 감소시킬 수는 있다. 하지만 이는 차량의 가속성능 희생을 수반하는 것이며, 근본적 감쇠특성 개선에 제한적임을 보여주고 있다.

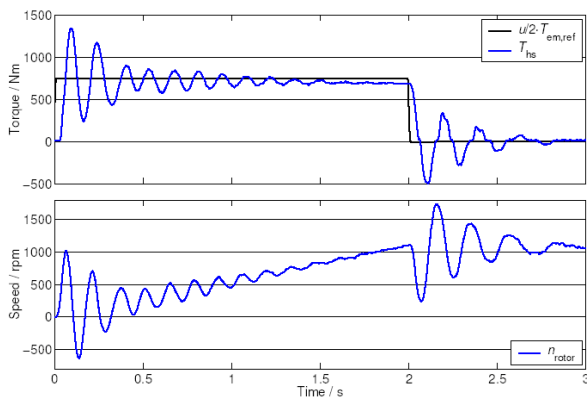


Fig. 7 Torque and speed response of fast torque ramp input ( $T_{em} = 150Nm$ ,  $t_{acc} = 10ms$ )

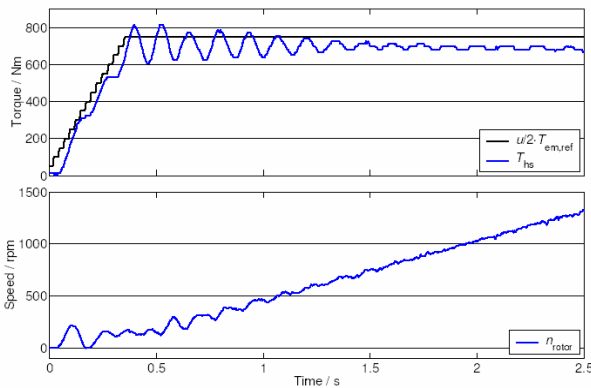


Fig. 8 Torque and speed response of slow torque ramp ( $T_{em} = 150Nm$ ,  $t_{acc} = 350ms$ )

#### 4.2 파라미터 영향 분석

Fig. 9는 시뮬레이션에 의한 구동계 토크 전달 함수의 주파수 응답을 도시하였다. 구동계는 7Hz에서 1차 고유진동수와 25Hz, 57Hz, 110Hz에서 2 ~ 4차의 고유진동수를 보이고 있다. 1차 고유진동수에서는 낮은 감쇠특성에 기인한 오버슈트를 보이나, 다른 고유진동수에서는 충분한 감쇠특성을 보이고 있다. 이로써 1차 고유진동수 대역이 구동계 비틀림 진동의 가장 중요한 주파수 영역임을 확인할 수 있다.

1차 공진 모드에 영향을 주는 구동계의 기계적 파라미터를 규명하기 위하여 회전자 관성, 지지구조의 마운팅 강성, 구동축의 강성 및 감쇠계수 변동에 따른 진동특성을 평가하였다. 기계적 파라미터는 기준 파라미터 대비 50%, 100% 및 150%로 변동하여 시뮬레이션을 수행하였다.

Fig. 10은 구동모터 회전자 관성 변동에 따른 구동계 진동특성을 보여주고 있다. 구동모터 회전자 관성은 구동계의 고유진동수 및 감쇠특성에 직접적인 영향을 주고 있다. 구동모터 회전자 관성의 감소는 구동계 강성을 증가시키는 한편, 공진 진폭을 감소시킨다. 그러므로 모터 회전자 관성의 최소화는 비틀림 강성 최적설계 기준으로 검토되어야 하나, 실 강도설계 기준을 고려하면 매우 제한적일 수 있다.

모터 및 감속장치의 지지 베어링을 포함한 지지구조의 강성이 1차 고유진동수 거동에 미치는 영향을 Fig. 11에 도시하였다. 지지구조의 강성 증대는 고유진동수를 증가시켜 구동계의 강성 증대효과를 보이며, 공진 진폭의 감소에도 개선된 영향을 줄 수 있다.

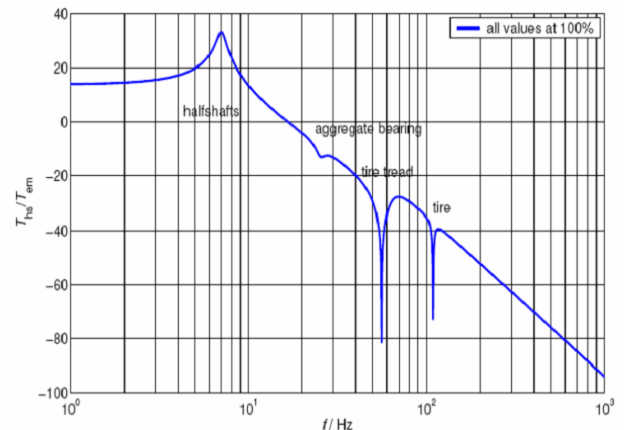


Fig. 9 Frequency response of the drivetrain

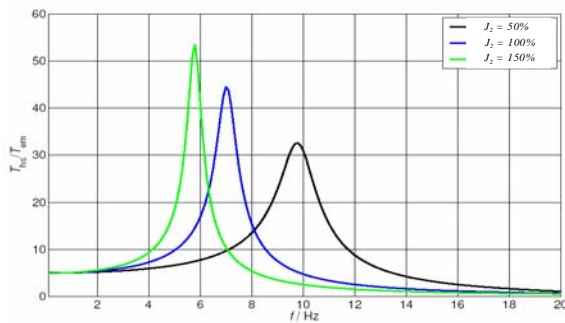


Fig. 10 Frequency response according to variation of rotor inertia :  $J_2=50, 100, 150\%$

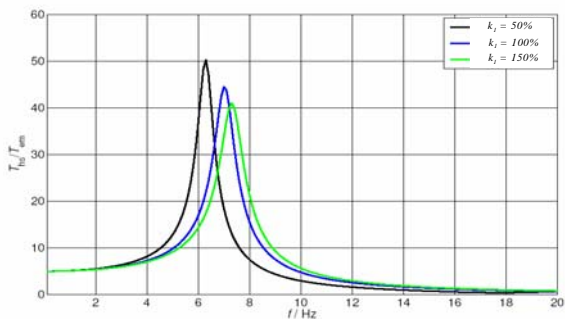


Fig. 11 Frequency response according to variation of stiffness of aggregate bearing :  $k_1=50, 100, 150\%$

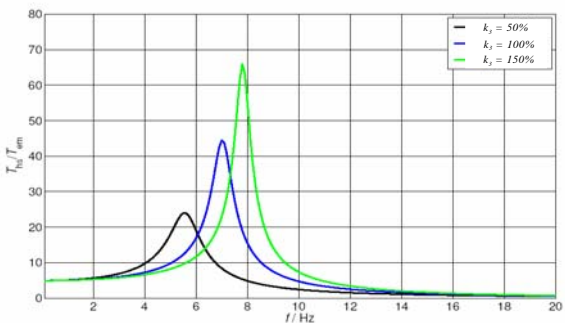


Fig. 12 Frequency response according to variation of halfshaft stiffness :  $k_3=50, 100, 150\%$

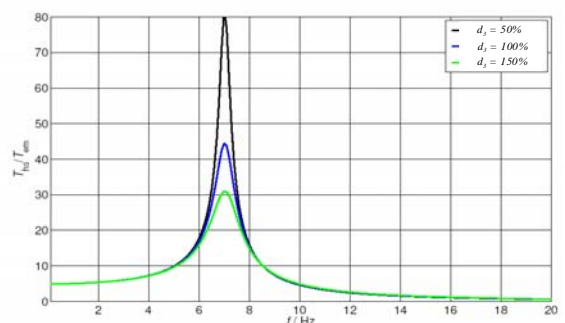


Fig. 13 Frequency response according to variation of damping factor of halfshafts :  $d_3=50, 100, 150\%$

Fig. 12는 구동축 강성변동에 따른 구동계 고유진동수의 영향을 보여주고 있다. 구동축 강성 증대로 구동계 공진주파수를 고주파 대역으로 이동이 가능하며, 구동계 강성 증대효과를 얻을 수 있다. 그러나 이는 동시에 낮은 감쇠특성을 수반하며, 공진 진폭이 증가하는 단점도 보이고 있다. 반면에 구동축의 낮은 강성치에서 오히려 우수한 감쇠 특성을 보이거나, 이는 구동계 1차 고유진동수의 감소로 인해 구동계 비틀림 강성이 저하되어 바람직하지 못하다.

마지막으로 구동축 감쇠계수 변동에 대한 주파수 응답을 Fig. 13에 도시하였다. 구동축 감쇠계수 증대로 구동계 감쇠특성이 상당히 개선될 수는 있으나, 1차 고유진동수에 전혀 영향을 주지는 못한다. 한편 재료의 특성치 변경 등을 통한 감쇠계수 증대는 실제적 한계를 갖고 있다.

## 5. 결론

전기자동차 기계적 구동계의 비틀림 진동특성을 분석하기 위한 시뮬레이션 모델링을 수행하였다. 모델은 프로토타입 전기자동차에서의 실차 시험을 통해 다양한 모터 입력 토크의 변동에 대한 구동축의 과도 토크를 측정하여 시간 및 주파수 영역에서 검증하였다. 시뮬레이션 결과 구동계의 비틀림 진동은 계의 1차 고유진동수 7Hz 에서 낮은 감쇠특성에 의해 가장 많은 영향을 받는 것으로 분석되었으며, 실차시험 측정치와 상당히 잘 일치하였다. 검증된 파라미터 모델의거 파라미터 변동에 따른 구동계 비틀림 진동특성의 영향도를 분석 평가하였다. 분석결과 구동계의 비틀림 진동에 가장 많은 영향을 미치는 설계인자는 모터 회전자 관성, 구동축 강성 및 구동계 지지구조의 강성으로 확인되었다. 이러한 결과는 전기자동차 기계적 구동계의 최적 강성설계 및 비틀림 진동의 능동제어에 유용한 기초자료로 활용될 수 있다.

## 후기

본 연구에 기술적 조언을 주신 Rik W. De Doncker 교수(아헨공대, 전력전자연구소)에게 감사드립니다.

## 참고문헌

- (1) Powell, B. K., Bailey, K. E. and Cikanek, S. R., 1998, "Dynamic Modeling and Control of Hybrid Electric Vehicle Powertrain Systems," *IEEE Control Systems*, 0272-1708, pp. 17~33.
- (2) Berriri, M., Chevrel, P. and Lefebvre, D., 2008, "Active Damping of Automotive Powertrain Oscillations by a Partial Torque Compensator," *Control Engineering Practice*, 16, pp. 874~883.
- (3) Lucente, G., Montanari, M. and Rossi, C., 2007, "Modelling of an Automated Manual Transmission System," *Mechatronics*, 17, pp. 73~91.
- (4) Menne, M. and De Doncker, Rik W., 2000, "Active Damping of Electric Vehicle Drivetrain Oscillations," *Power Electronics and Motion Control Conference (EPE-PEMC) 9*, Kosice.
- (5) Menne, M., Goetting, G. and De Doncker, Rik W., 2000, "A New Test Bench to Evaluate Drivetrain-Oscillations Suppression-Control for Electric Vehicle," *17th Inter. Electric Vehicle Symposium (EVS 17)*, Montreal, Canada.