Transactions of KSAE, Vol. 12, No. 5, pp.154-161 (2004)

Copyright © 2004 KSAE
1225-6382/2004/071-19

새로운 전동식 동력 조향 장치(EPS-TT)의 성능 평가 및 제어방법 개발

송 정 훈[*1] · 부 광 석[1] · 이 종 일[2]

인제대학교 기계자동차공학부[1] · 인제대학교 대학원 기계공학과[2]
인제대학교 수송기계부품 기술혁신 센터[1,2]

Evaluation of Performance and Development of Control Method of a New Electric Power Steering System(EPS-TT)

Jeonghoon Song[*1] · Kwangsuck Boo[1] · Jongil Lee[2]

[1]School of Mechanical and Automotive Engineering, Inje University, Gyeongnam 621-749, Korea
[2]Department of Mechanical Engineering, Graduate School of Inje University, Gyeongnam 621-749, Korea
[1,2]Technology Innovation Center for Automotive Parts, 607 Obang-dong Kimhae, Gyeongnam 621-749, Korea
(Received 25 May 2004 / Accepted 4 August 2004)

Abstract : A new column type electric power steering system (EPS-TT) is proposed in this study. The remarkable features of EPS-TT are its opto-isolated torque sensor and assist torque control methodology. EPS-TT uses a uni-directional motor and two clutches. Full order and simplified models for EPS-TT are developed to evaluate the EPS-TT. A full car model is also used to investigate the vehicle responses. A PID control logic is designed to control the torque of the assist motor. Various sinusoidal inputs are applied to the system and the resulting performances are analyzed.

The results prove that the performances achieved by the EPS-TT are improved compared to those of a conventional EPS-TT across the frequency domain. In addition, it is inexpensive and easy to control the motor. The results of the full order steering system model are similar to those simplified model, but the vehicle responses are slightly different.

Key words : EPS(전동식 동력 조향 장치), Full car model(전체 차량 모델), Assist motor(보조 조향 모터), PID control(PID 제어)

Nomenclature

C_α : longitudinal tire stiffness
C_λ : lateral tire stiffness
i_a : current of motor armature
K_E : back EMF constant
N_l : gear ratio of column and motor
r : modulus of steering arm (transformer)
r_{rack} : radious of rack
R_a : resistance of motor armature
T_{assist} : assist torque
T_m : motor torque
u_{EPS} : motor input voltage
v_a : voltage of motor armature
α : slip angle
λ : slip
μ : friction coefficient between tire and road
ε_r : road adhesion reduction factor
θ_{col} : rotational angle of column
θ_H : higher critical angle difference between θ_{st} & θ_p

*To whom correspondence should be addressed.
mechsong@inje.ac.kr

θ_L : lower critical angle difference between θ_{st} & θ_p
θ_m : rotational angle of motor
θ_p : rotational angle of pinion
θ_{st} : steering wheel angle

1. 서 론

전동식 동력 조향 장치(electric power assist steering system, EPS)는 유압식 동력 조향 장치(hydraulic power assist steering system)에 비하여 연비향상, 조향감 (steering feel) 향상, 개발 및 제작 기간 단축, 소형화 그리고 친환경 등 많은 장점을 가지고 있다[1-5]. 이에 많은 자동차 관련 회사에서는 EPS의 개발을 위하여 많은 시간과 노력을 투자하고 있다. 미국의 Delphi와 TRW, 그리고 일본의 Koyo-Seiko 등은 현재 EPS를 상용화하여 자동차 부품시장에 진출하였다[6]. 하지만, 상용화된 EPS는 모터 제어방법 및 시스템 구성에 몇 가지 문제점을 가지고 있다. 즉, 기존의 EPS는 운전자의 조향 방향에 따라 모터의 회전방향을 변환하여 보조 조향력을 발생시킨다. 하지만 운전자가 조향 방향을 급격히 변화시키면, 모터는 회전방향을 신속하게 변화시키기 위하여 많은 전기 에너지를 소모하며 고가의 정밀 모터를 필요로 한다. 또한 신속한 조향 응답성을 위하여 복잡한 제어 방법 및 구동 장치를 필요로 한다[4].

이러한 문제점을 개선하기 위하여 본 연구에서는 새로운 형태의 EPS(EPS with two transmission, EPS-TT)를 제안한다. EPS-TT는 단방향 회전 모터와 두 개의 클러치로 구성되며 회전 방향은 클러치를 이용하여 제어한다. 따라서 보다 간단한 제어기와 모터를 이용하여 보조 조향력을 발생시킬 수 있다. 한편 제안된 EPS-TT의 성능 평가를 위한 full order model과 simplified model의 두 가지 수학적 모델을 제안하고 보조 조향 토크를 발생시키는 모터의 제어기를 설계한다. 또한 차량의 응답 특성을 살펴보기 위하여 19자유도를 가지는 전체차량모델(full car model)을 설계하였다.

2. EPS-TT의 구조

이 연구에서 제안된 EPS-TT의 구성은 Fig. 1과 같으며 칼럼형의 전동식 동력 조향 장치이다. 칼럼형

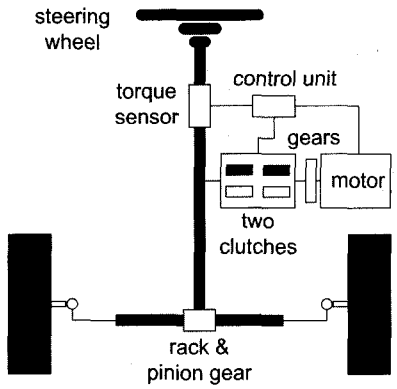

Fig. 1 EPS-TT system

은 다른 형태의 조향장치보다 쉽게 장착할 수 있고 소비전력이 적어 소형차에 많이 적용되고 있다.[1] EPS-TT는 크게 단방향 회전 모터와 두 개의 전자클러치, 그리고 기어박스와 토크센서로 구성된다. 토크센서는 광학식으로 조향 휠과 피니언 기어 사이의 각도 차를 측정하여 이에 비례하는 전압신호를 제어회로로 전달한다.

EPS-TT의 단방향 회전 모터는 PWM(Pulse Width Modulation) 신호를 이용하여 제어되며, 운전자의 조향방향에 따라 전자 클러치가 선택적으로 동작하여 보조 조향력의 방향을 전환한다. 만약 운전자가 조향방향을 왼쪽으로 하면, 토크 센서가 감지하여 제어기로 전달하고 왼쪽 클러치가 동작하여 회전방향으로 보조 조향력을 전달한다. 반대방향은 오른쪽 클러치가 동작한다.[7] 즉 단방향 회전 모터의 보조 조향력은 동작하는 클러치에 따라 방향이 결정된다. 전자클러치 응답시간은 운전자의 반응시간(약 0.1~0.3초) 보다 충분히 짧은 0.01초 이하이다.[8]

EPS-TT는 12V 300W의 DC 모터를 사용하였으며, 모터의 보조 조향력은 운전자의 조향토크와 차량속도를 이용하여 결정한다.

3. EPS-TT의 수학적 모델

이 연구에서는 EPS-TT의 정확한 성능평가를 위하여 두 종류의 수학적 모델을 유도하였다. 첫 번째 모델은 조향 휠에서 타이어까지 조향에 관련된 다양한 부품들을 보다 자세히 기술한 것이며(full order model) 두 번째는 조향 축(steering column)을 중심으

Table 1 Design parameters of EPS-TT

$I_{eq} = 0.05 Kgm^2$	$I_{col} = 0.01 Kgm^2$
$B_{eq} = 35.0$ Nm	$B_{col} = 0.5$Nm
$K_{eq} = 100.0$ Nm/rad	$K_{col} = 40.0$Nm/rad
$N_1 = 25$	$I_{tire} = 1.0 Kgm^2$
$K_a = 0.02$Nm/A	$C_\alpha = 20000$N/rad
$K_E = 0.01$V-sec	$C_\lambda = 20000$N/unit slip
$R_a = 0.1\Omega$	$\varepsilon_r = 0.015$
$r = 0.3$m	$r_{rack} = 0.03$m

로 타이어와 모터 등에서 발생하는 힘을 간단히 기술한 모델(simplified model)이다. full order model은 EPS-TT의 보다 정확한 특성을 평가하기에 알맞으며 simplified model은 제어기 설계에 편리하게 사용할 수 있다. EPS-TT의 모델에 사용된 파라미터들은 Table. 1에 나타내었다.

3.1 Full Order Model

EPS-TT를 포함한 대부분의 EPS는 조향 휠에서 랙(rack)까지, 랙에서 타이어까지 그리고 타이어의 세 부분으로 나누어 생각할 수 있다. 각 부분을 독립적으로 모델링한 후 하나의 시스템으로 통합하여 모델링 하였다.

3.1.1 조향 휠, 클러치, 모터

조향 휠에서 랙까지의 부분은 조향 휠, 조향 축, 토크 센서, 전자 클러치, 기어 박스, 그리고 모터 등으로 이루어져 있다. 조향 입력은 조향 휠을 통하여 가해지며 운동방정식은 식 (1)과 같다.

$$I_{col}\ddot{\theta}_{col}+B_{col}(\dot{\theta}_{st}-\dot{\theta}_{col})+K_{col}(\theta_{st}-\theta_{col}) = T_{assist} \quad (1)$$

여기에서, I_{col}, B_{col}과 K_{col}은 조향 휠 및 조향 축의 관성과 마찰계수, 그리고 강성계수를 나타낸다. 그리고 T_{assist}는 식 (2)와 같다.

$$I_m\ddot{\theta}_m+B_m\dot{\theta}_m=T_m-\frac{1}{N_1}T_{assist} \quad (2)$$

식 (2)의 I_m, B_m 그리고 θ_m은 모터의 관성과 마찰계수 그리고 모터의 회전각이다. T_m은 모터의 출력 토크이며, 기어비 N_1은 $\theta_m = N_1 \times \theta_{col}$이다. 조향 장치의 모터는 식 (3)과 같이 모델링 하였다.

$$R_a i_a + K_E\dot{\theta}_m = u_{EPS} \quad (3)$$

식 (3)의 R_a, i_a, v_a 및 K_E는 단방향 모터의 아마추어 저항 값과 흐르는 전류 전압 그리고 역기전력이다.

3.1.2 랙과 타이 로드(rack and tie rod)

조향 축의 회전운동이 랙을 통하여 직선 좌우 운동으로 변환되며 타이 로드를 통하여 바퀴로 힘을 전달한다. 랙과 타이 로드의 운동방정식은 식 (4)와 같다.

$$M_r\ddot{x}_r+B_r(\dot{x}_r-r_{rack}\dot{\theta}_{col})+K_r(x_r-r_{rack}\theta_{col}) = 0 \quad (4)$$

식 (4)의 M_r, B_r 그리고 K_r은 랙과 타이 로드의 관성과 감쇠계수 그리고 강성계수를 나타낸다. 식 (4)에서 r_{rack}은 랙의 반경이며, x_r은 타이 로드의 축방향 직선운동변위이다.

3.1.3 타이어 모델

저속 또는 주차 주행 중 조향입력이 가해지면 노면과 타이어의 마찰로 인하여 큰 조향 토크가 요구된다. 타이어의 조향 각은 타이 로드의 변위에 따라 변화한다. 여기서 좌우 두 타이어의 조향 각은 동일하다고 가정한다. 이 연구에서는 타이어에 발생하는 종력(longitudinal force)과 횡력(lateral force)를 계산하기 위해 Dugoff 모델을 사용하였다.[9]

$$S=\frac{\mu F_z[1-\varepsilon_r V\sqrt{\lambda_s^2+\tan^2\alpha}](a-\lambda_s)}{2\sqrt{C_\lambda^2\lambda_s^2+C_\alpha^2\tan^2\alpha}}$$

$$f(S)=\begin{cases} S(2-S) & \text{if } S<1 \\ 1 & \text{if } S>1 \end{cases} \quad (5)$$

$$F_s=\frac{C_\alpha\tan\alpha}{1-\lambda_s}f(S),\quad F_t=\frac{C_\lambda\lambda_s}{1-\lambda_s}f(S)$$

위의 식 (5)에서 C_α, C_λ, α, λ, μ 그리고 ε_r는 타이어의 종방향 강성계수, 횡방향 강성계수, 슬립각 슬립 타이어와 노면사이의 마찰계수, 그리고 노면접착계수이다. 타이어의 종력과 횡력으로부터 타이 로드에 작용하는 힘은

$$F_R=F_t\sin\theta_1+F_s\cos\theta_1 \quad (6)$$

이다. 한편 타이어의 z축을 기준으로 하는 회전운동은 식 (7)로 표현된다.

$$I_{tire}\ddot{\theta}_{tire}+B_{tire}(\dot{x}_r-\dot{\theta}_{tire})+K_{tire}(x_rr-\theta_{tire}) = F_R \quad (7)$$

여기서 I_{tire}, B_{tire} 그리고 θ_{tire}는 타이어의 관성, 감쇠계수, 그리고 회전각이다.

3.2 Simplified Model

조향 축을 기준으로 조향 축에 가해지는 입력 및 외력을 간단히 표시하면 식 (8)과 같다.

$$I_{eq}\ddot{\theta}_p + B_{eq}\dot{\theta}_p + K_{eq}(\theta_p - \theta_{sw}) = T_{assist} + T_{load} \quad (8)$$

여기서, I_{eq}는 조향축, 피니언 기어, 타이로드, 그리고 타이어의 등가관성이다. 그리고 B_{eq}는 피니언 기어의 축 방향 등가 감쇠계수이며, K_{eq}는 조향 축의 강성계수이다. T_{assist}와 T_{load}는 각각 EPS-TT의 모터에 의한 보조 조향토크와 피니언 기어에 작용하는 부하이다. 이 식은 기존의 일반적인 EPS를 기술한 식과 유사한 형태를 취한다.[10] 전자 클러치가 동작하면, 보조 조향토크는 식 (9)와 같다.

$$T_{assist} = \frac{N_1 K_a}{R_a}(u_{EPS} - K_E N_1 \dot{\theta}_p) \quad (9)$$

식 (9)의 K_a는 조향 축의 각도 차 ($\theta_{sw} - \theta_p$)와 차속의 함수이며, u_{EPS}는 모터의 인가전압이다.

3.3 차량모델

EPS-TT 및 차량의 동적 특성을 평가하기 위하여 Fig. 2에 나타낸 타이어와 브레이크 그리고 차체의 동특성을 고려한 19자유도의 차량모델을 유도하였다.[11] Fig. 2의 차량모델은 6자유도의 스프링 상질량 (sprung mass), 4자유도의 현가장치, 각 바퀴가 가지는 8자유도, 그리고 조향장치의 1자유도를 포함하여 총 19자유도를 가진다. 또한 조향시 차량이 일정한 속도로 주행하기 위한 엔진 모델은 참고문헌을 참조하였다.[12,13]

4. EPS-TT의 모터제어

정확한 보조 조향력을 발생하기 위하여 EPS-TT의 조향 모터를 PID제어법을 이용하여 제어하였다. 제어기를 설계하기에 앞서 EPS-TT에 요구되는 기준 보조 조향 출력은 Fig. 3에 나타내었다.

EPS-TT는 운전자 또는 노면으로부터 불필요한 작은 입력의 영향을 최소화하고 전자클러치의 방향

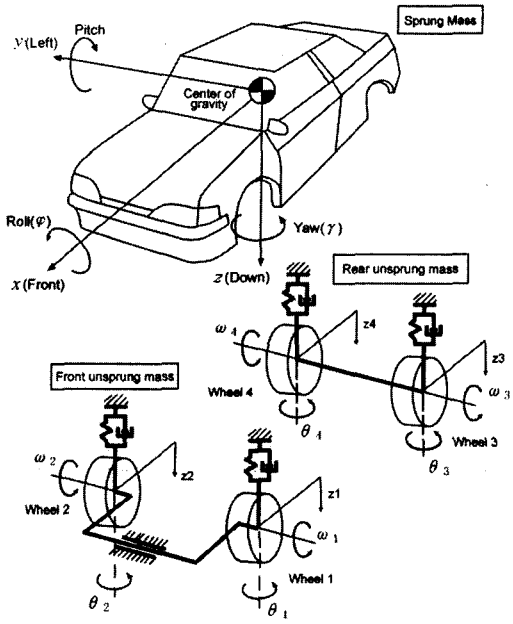

Fig. 2 Nineteen degree of freedom vehicle model

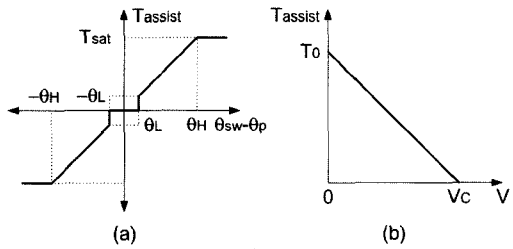

Fig. 3 Assist torque as a function of (a) angle difference and (b) vehicle speed

전환을 위하여 조향 휠과 피니언 기어 사이의 각도 차 ($\theta_{sw} - \theta_p$)가 최소 입력값인 $-\theta_L$와 θ_L의 구간에서는 보조 조향 토크를 0으로 설정한다. 이러한 최소 입력값 설정은 차량의 안정성을 높이기 위해서 중요한 인자이다.[4,8]

한편 조향축의 각도 차($\theta_{sw} - \theta_p$)가 $|\theta_L|$ 보다 크면 보조 조향 토크는 각도 차에 비례하여 증가하며 각도 차가 $|\theta_H|$를 초과하면 보조 조향 토크는 $|T_{sat}|$ 이상 증가하지 않도록 설정하였다. 여기서 T_{sat}는 모터의 최대 출력토크와 토션바(Torsion bar)의 강성에 따라 결정된다. T_{sat}가 크면 토션바의 회전변위가 커지므로 차량의 조종 안정성과 조향감이 나빠진다.

Fig. 3(b)는 차속과 보조 조향 토크와의 관계를 보

여준다. EPS-TT의 보조 조향력은 차량 정지시에 가장 크며, 고속에서는 차량 조종 안정성의 확보를 위하여 차속에 반비례하여 감소한다. 따라서 차속이 증가함에 따라 조향감은 무거워진다.

이와 같은 특성을 고려하면 EPS-TT의 보조 조향 모터는 Fig. 3에 나타낸 것과 같은 출력을 발생시켜야 한다. 즉, 식 (3)과 식 (9)의 제어입력 u_{EPS}는 식 (10)과 같은 PID제어기를 설계하여 제어하였다.

$$u_{EPS} = K_p(T_{assist} - N_1 \times T_m) + K_I \int (T_{assist} - N_1 \times T_m)dt + K_D(\dot{T}_{assist} - N_1 \times \dot{T}_m) \quad (10)$$

식 (10)에서 K_p, K_I, K_D는 PID 제어기의 이득(Gain)이며 u_{EPS}는 모터에 인가되는 전압이다.

5. 결과 및 토의

Fig. 4는 운전자의 조향입력에 따라 보조 조향력이 제공될 때 전동식 동력 조향 장치와 차량의 응답 상태를 보여준다. 차량은 큰 보조 조향력이 필요로 하는 조건인 건조한 아스팔트에서 5km/h로 진행한다. 이때 조향 휠에 진폭 ±60°, 주파수 0.5Hz의 사인파 입력을 가하였다.

조향입력각(θ_{sw}) 및 이에 따른 피니언 기어 각 (θ_p)은 Fig. 4의 상단 좌측 그림에 나타내었다. 또한 조향 휠과 피니언 기어 사이의 각도 차(상단 우측 및 중간 우측 그림)에 따른 조향 모터의 출력을 Fig. 4의 중간 좌측 그림에 나타내었다. full order model과 simplified model이 비슷한 응답을 보여준다.

Fig. 4의 하단 그림들은 차량의 요속도와 횡방향 가속도를 보여준다. 차량 응답에서 두 모델 결과의 차이가 약간 발생하며 이는 조향각 비의 차이 때문에 발생한 것으로 사료된다. 조향각 비는 운전자의 조향 입력 각도와 바퀴 조향각의 비로써 simplified model은 차량의 랙과 타이로드 그리고 타이어의 동특성을 고려하지 않았으므로 약간의 오차를 발생시킨다. 진폭 ±60°, 주파수 1Hz의 사인 함수 입력에 대한 EPS-TT의 응답을 Fig. 5에 나타내었으며, 0.5Hz의 주파수에 ±120°의 사인 함수를 입력한 차량 응답은 Fig. 6과 같다.

Fig. 4, 5 및 6의 해석결과를 살펴보면 입력주파수

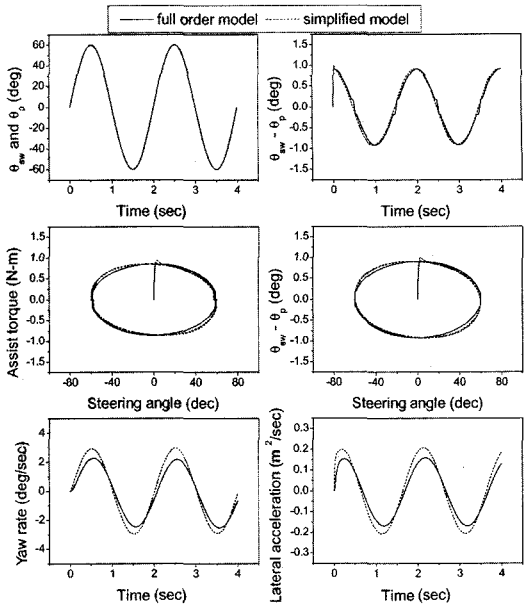

Fig. 4 Steering and vehicle system response for a sinusoidal input ±60° and 0.5Hz

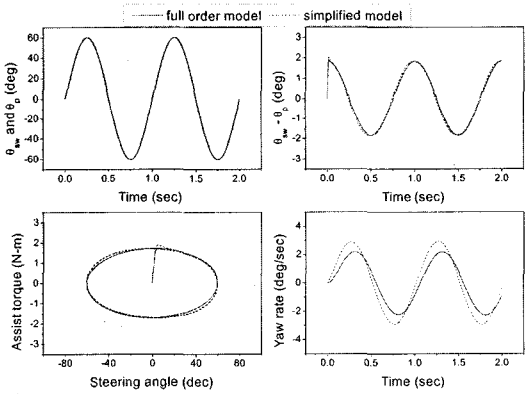

Fig. 5 Steering and vehicle system response for a sinusoidal input of ±60° and 1Hz

가 증가하거나 조향각이 커지면 각도 차(θ_{sw} - θ_p)가 증가하여 더 많은 보조 조향력을 요구하는 것을 알 수 있다. 한편 조향각도가 두 배로 증가한 ±120°일 때 요속도는 약 두배로 증가하였으나, 주파수가 1Hz로 두배 증가할 때, 요속도는 약간의 지연이 발생하는 것을 알 수 있다.

이는 차량이 높은 마찰계수를 가진 건조한 아스팔트에서 저속으로 주행하여 마찰에 의한 감쇠가 크기 때문으로 판단된다.

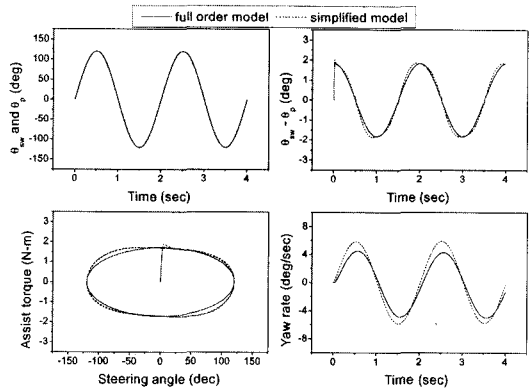

Fig. 6 Steering and vehicle system response for a sinusoidal input ±120° and 0.5Hz

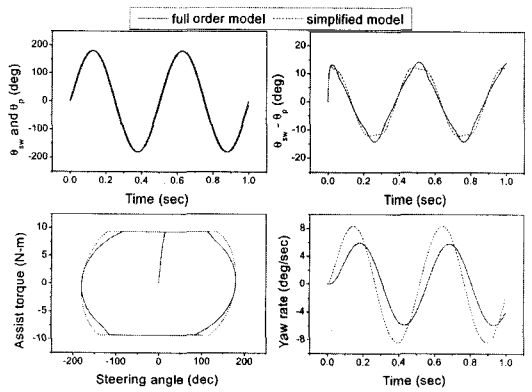

Fig. 7 Steering and vehicle system response for a sinusoidal input of ±180° and 2Hz

EPS-TT에 입력을 2Hz, ±180°를 인가한 결과를 Fig. 7에 나타내었다. 각도 차는 최대 각도 차 $|\theta_H|$보다 커지며, 보조 조향토크의 출력은 Fig. 7의 좌측 아래 그림과 같이 포화상태에 도달한다. 이 경우, 모터는 더 이상 조향 토크를 제공하지 않으므로 운전자의 토크만으로 조향하여야 한다. 한편, 두 모델의 요속도 차는 더 커지며 응답 지연도 커진다.

하지만, 이러한 시뮬레이션 조건은 실제 상황에서는 실현이 거의 불가능하며, 또한 $|\theta_H|$ (이 연구에서는 10°) 이상의 각도 차이에서는 조향축이 변형을 일으키거나 파손될 가능성이 커진다.

Fig. 8은 조향입력을 ±10°, 1Hz의 사인함수로 하였을 때, full order model의 각도 차, 보조 조향토크 그리고 요속도를 보여준다.

조향입력이 작아지면 각도 차도 작게 나타났다.

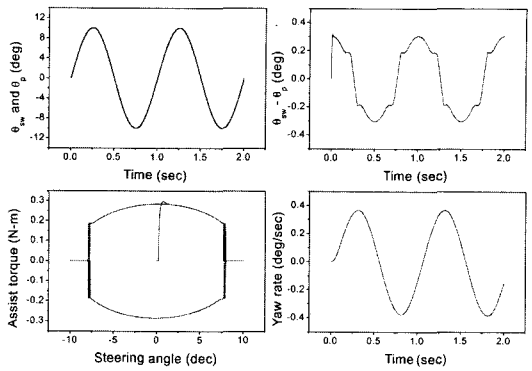

Fig. 8 Steering and vehicle system response for a sinusoidal input of ±10° and 1Hz

좌측 아래 그림을 보면 EPS-TT의 모터는 조향 각이 약 -7°에서 7° 사이에서만 동작하는 것을 알 수 있다. 즉, 조향 각이 -10.0°에서 -7° 혹은 7°에서 10.0° 사이이면 각도 차가 $|\theta_L|$보다 작으며 이때, 보조 조향모터는 동작하지 않는다(Fig. 3 참조). 이 연구에서 EPS-TT의 $|\theta_L|$은 0.2°로 설정하였다.

이와 같은 EPS-TT의 보조 조향모터의 불연속 동작은 조향감을 악화시키지만, 차량의 조종성에는 큰 영향을 주지 않는다. 즉, Fig. 8 하단 우측의 요속도는 사인파형에 근접한 결과를 보여준다.

Fig. 7 및 Fig. 8에 나타낸 모터의 불연속 동작은 칼럼형 EPS의 대표적 단점이다.[1] Fig. 1에 나타낸 것과 같이 칼럼형의 EPS는 토크센서와 기어박스가 근접한 위치에 장착되어 상호 직접적인 영향을 미친다. 즉 각도 차($\theta_{sw} - \theta_p$)가 줄어들면 보조 조향입력은 없어지지만, 이 순간 다시 각도 차가 커져 보조 조향입력이 제공된다. 이러한 천이과정을 거친 후 다음 상태로 넘어가므로 조향 축은 진동을 발생시킨다. 이 문제로 인하여 칼럼형 EPS는 고급 차량에는 장착하지 못하고 있다.[1]

이와 같은 문제점은 각도 차의 최소값 $|\theta_L|$을 최소화함으로써 다소 해결할 수 있다. 하지만, $|\theta_L|$이 너무 작으면 조향 응답성이 민감해져 고속에서 위험을 유발할 수 있으며, 앞서 기술한 노이즈 문제를 유발한다. 한편, 유압식 동력 조향 장치나 피니언 혹은 랙 타입의 EPS는 토크센서와 기어 박스 사이의 조인트 유격 때문에 각도 차이가 큰 영향을 미치지 못한다.[8]

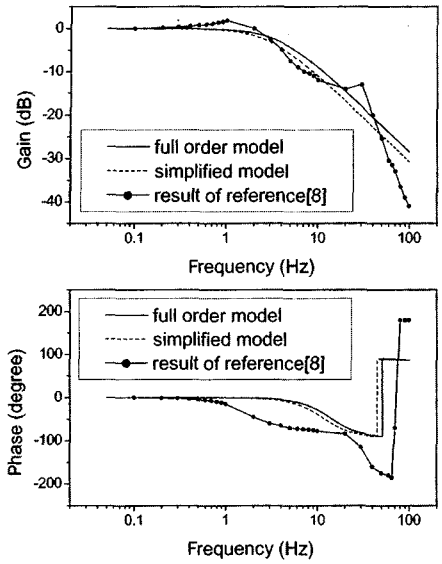

Fig. 9 Frequency analysis of the EPS TT

지금까지의 연구 결과를 살펴보면 EPS-TT는 조향 입력의 주파수에 큰 영향을 받음을 알 수 있다. 따라서 EPS-TT의 주파수 응답을 결과 비교를 위하여 기존의 EPS 연구 결과를 참고하였다.[10] Fig. 9에 나타낸 결과를 살펴보면 full order model과 simplified model의 응답은 비슷하며 기존 EPS의 결과에 비하여 약간 개선된 성능을 보여줌을 알 수 있다.

즉, Fig. 9의 결과에서 두 수학적 모델은 약 3Hz까지 다소 안정적인 응답을 보여준다. 약 3Hz 이후의 입력에 대해서는 주파수가 증가함에 따라 응답이 작아지며 큰 지연이 발생하는 것을 알 수 있다. 두 모델 결과의 차이는 주파수에 따라 랙, 피니언 기어, 그리고 타이어 등이 영향을 받기 때문이다.[2,10]

6. 결 론

이 연구를 통하여 새로운 칼럼형 전동식 동력 조향 장치 (EPS-TT)를 제안하였으며, 수학적 모델을 이용하여 성능을 평가하였다. 연구결과를 정리하면 다음과 같다.

1) 단방향 회전형의 모터와 전자클러치를 이용한 EPS-TT는 기존의 EPS와 비교하면 주파수 응답 해석에서 다소 개선된 결과를 보여주었다.
2) EPS-TT의 full order model과 simplified model은 비슷한 응답과 조향 축의 각도 차이를 보여 주었다. 이러한 각도 차는 simplified model에서 랙과 타이로드 그리고 타이어 등의 영향을 간단히 고려하였기 때문으로 판단된다.
3) EPS-TT에 인가되는 조향 각과 주파수가 증가하면, 조향 축의 각도 차와 EPS 모터 출력이 증가하였다. 하지만 각도 차가 최대 한계치보다 크면, 모터 의 출력은 한계치 출력을 가진다. 또한 각도 차이가 최소 한계치보다 작으면, 오동작을 방지하기 위해 보조 조향력을 발생하지 않는 특징이 있다.
4) 모터와 토크센서와의 직접적인 연결에 의한 간섭이 칼럼형 전동식 동력 조향 장치의 큰 단점 중의 하나이며 추후 연구를 통하여 개선되어야 한다.

References

1) D. Peter, R. Gerhard, "Electric Power Steering The First Step on the Way to Steer by Wires," SAE1999-01-0401, 1999.
2) J. S. Chen, "Control of Electric Power Steering Systems," SAE981116, 1998.
3) J. h. Ryu, K. H. Noh, J. H. Kim, H. S. Kim, "Development of Steering HILS System," Transactions of KSAE, Vol.7, No.9, pp.105-111, 1999.
4) K. S. Boo, J. I. Lee, J. H. Song, S. Y. Hong, "Analysis of a New Electric Power Steering System," 2002 International Conference on Control, Automation and Systems, pp.1545-1549, 2002.
5) J. Y. Kim, T. H. Kim, "Study on Design and Development of the Electronically Controlled Power Steering Controller for a Passenger Car," Transactions of KSAE, Vol.10, No.4, pp.166-174, 2002.
6) J. Kim, J. Song, "Control Logic for an Electric Power Steering System Using Assist Motor," Mechatronics, Vol.12, pp.447-459, 2002.
7) www.mecca-tech.com, Mecca-tech home page.
8) J. I. Lee, "Analysis of a Dynamic Characteristic of a Electric Power Steering System with

Electro-magnetic Clutches," M. S. Thesis, Inje University, 2004.

9) H. Dugoff, P. S. Fancher, L. Segel, "An Analysis of Tire Traction Properties and Their Influence on Vehicle Dynamic Performance," SAE 700377, 1970.

10) A. Badawy, J. Zuraski, F. Bolurchi, A. Chandy, "Modeling and Analysis of an Electric Power Steering System," SAE1999-01-0399, 1999.

11) J. H. Song, K. S. Boo, C. K. Lim, "A Study on the Performances of Hydraulic Type Electric Brake System," Transactions of Korean Society of Mechanical Engineering A, Vol.27, No.9, pp.1492-1498, 2003.

12) D. E. Smith, J. M. Starkey, "Effects of Model Complxity on the Performance of Automated Vehicle Steering Controllers; Model Development, Validation and Comparison," Vehicle System Dynamcis, Vol.24, pp.163-181, 1995.

13) E. Hendrick, S. C. Sorenson, "Mean Value Modeling of Spark Ignition Engines," SAE 900616, 1990.