

전동식 조향 시스템의 임펄스 응답 특성

방두열*(전북대 대학원), 장봉춘(안동대 기계공학과), 이성철(전북대 기계공학과, 공업기술연구소)

Impulse Response of Electric Power Steering System

D. Y. Pang(Graduate, CBNU), B. C. Jang(Mech. Eng. Dept., ADNU), S. C. Lee(Mech. Eng. Dept., CBNU, RCIT)

ABSTRACT

As the development of microprocessor technology, electric power steering(EPS) system which uses an electric motor came to use a few years ago. It can solve the problems associated with hydraulic power steering. The motor only operates when steering assistance is needed, so it can save fuel and can reduce weight and cost by eliminating hydraulic pump and piping. As one of performance criteria of EPS systems, the transmissibility from road wheel load to steering wheel torque is considered in this paper. The transmissibility can be studied by fixing the steering wheel and calculating the torque needed to hold the steering wheel from road wheel load. A proportion-plus-derivative control is needed for EPS systems to generate desired static torque boost and avoid transmissibility of fluctuation. A pure proportion control can't satisfy both requirements.

Key Words : electric power steering(전동식 조향장치), column-type electric power steering(컬럼형 전동식 조향장치), electric control unit(전자제어장치), torque boost(동력 보조), transmissibility(전달성), fluctuation(요동), proportion-plus-derivative control(비례-미분 제어)

1. 서론

현재, 자동차 시장은 조향장치의 혁명에 직면해 있다. 초기에는, 수동식 조향장치가 사용되었으나, 정차 시 또는 저속주행 시 과도한 조향력이 요구됨으로 운전자가 쉽게 피로 할 수 있다. 유압식 조향장치는 1950년대 중반에 미국의 Delphi사에서 개발된 이래 근 50년 동안 사용되어져 왔다[9]. 유압식 조향장치는 자동차 엔진으로부터 오일의 압력을 항상 일정하게 유지하여야 하기 때문에 에너지 소비가 크고, 유압 펌프, 호스, 유체, 벨트 및 풀리 등과 같은 많은 부품을 필요로 한다.

마이크로 프로세서 및 고효율 모터 기술의 발달과 함께, 전기모터를 사용하는 전동식 조향장치가 최근에 사용되기 시작하였다[6,7]. 전동식 조향장치는 유압식 조향장치의 문제점을 해결할 수 있다. 모터는 파워가 필요할 때만 작동하는 완전한 성능에너지(power on demand) 방식이므로 에너지가 절약되고, 오일을 사용하지 않으므로 환경 친화적이며, 엔진에 독립적인 시스템의 구성이 가능하며, 패키징 되어 장착이 용이하다. 또한, 운전자 기호에 따라 조향 감각의 설정이 가능하다[9].

전동식 조향장치는 제조회사 마다 EPS(electric power steering system), EPAS(electric power assisted

steering system) 및 MDPS(motor driven power steering system)등과 같이 여러 가지 이름으로 불리우고 있으나 기본구성 및 작동원리는 비슷하다.

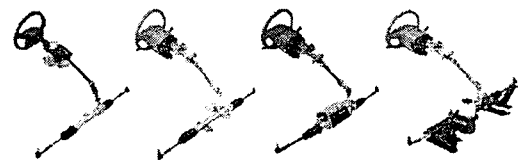


Fig. 1 CEPS and the following EPS configurations.

전동식 조향 장치는 모터의 장착위치에 따라 Fig. 1 과 같이 컬럼형 전동조향(column-type EPS), 피니언형 전동조향(pinion-type EPS), 랙타입 전동조향(rack-type EPS) 및 전기모터와 유압을 혼합한 전동 유압식(electrically powered hydraulic steering system)으로 구분할 수 있다.

이중, 컬럼형 조향장치는 엔진출력에 여유가 없고, 연비가 중요시 되는 소형차를 위주로 적용되며, 전동모터 및 제어부가 병합되어 실내에 설치되므로 엔진 룸에서의 공간 확보 용이하다[4,5].

전동식 조향장치는 토오크 센서 및 차속신호로

부터 적절한 보조동력을 계산하기 위한 ECU (electric control unit)를 가지고 있으며, 계산된 결과는 파워 유닛을 통하여 모터를 구동하게 된다[6,7].

Tokumoto[11]는 전동식 조향장치에 적용될 차세대 토오프 센서로서, 조향 토오크 뿐만 아니라 조향각도를 함께 측정하는 센서를 제안하였는데, 이는 전동식 조향장치의 제어뿐만 아니라 지능형 자동차에 적용되어 안전운전 시스템에 사용될 수 있다. Chen[12]은 간략화된 전동식 조향장치의 모델에 비례-미분 제어를 적용하여, 비례 게인과 함께 미분 게인의 유효성을 보였다. Kohno[13]는 제작된 전동식 조향장치 모형에 H_{∞} 제어를 적용하여, H_{∞} 제어를 통한 강인제어가 유효함을 보였다. Pryjmak[14]은 비례 게인을 증가시켜 전동식 조향장치의 응답성을 높일 수 있음을 보였고, 모터의 관성모멘트를 줄이기 위해 다음과 같은 방법을 제안하고 있다. 회전자가 영구 자석으로 되어 있고, 고정자에 코일이 설치되어 있는 브러시리스 직류 모터 사용하고, 회전자 금속을 회전자의 영구자석에 사용하여 토오크 응답특성을 향상시키고, 기어박스를 통하여 모터를 스티어링 랙바에 연결할 때 클리치를 사용하여 응답성을 높일 수 있음을 보였다. Oshita[8]는 비례 게인을 증가시켜 조향의 안정성을 높일 수 있음을 보였고, Shimizu[7]는 스포츠카 NSX에 볼스크류 타입의 조향장치를 사용하여 각속도 게인을 함께 사용함으로써 조향토크의 특성을 향상시킬 수 있음을 보였다.

본 논문에서는, 컬럼형 전동식 조향장치를 대상으로 쿨롱 마찰과 같은 비선형 성분을 포함하여 모델링하였다. 전동식 조향장치의 성능평가의 한 요인으로서, 차량바퀴에 하중이 부과되었을 때 운전자가 핸들 통하여 느끼게 되는 토오크를 고려한 전달성을 고찰하였다. 전달성은 운전자의 핸들을 고정시키고, 차량바퀴에 임펄스 토오크 하중이 부과되었을 때 운전자가 핸들을 쥐고 있을 때 느끼게 되는 토오크를 계산함으로써 고찰할 수 있다. 적절한 제어 알고리즘을 통하여 운전자가 느끼게 되는 토오크는 충분히 감소되어야 하고 요동성분을 전달하지 않아, 운전자가 쾌적한 감각을 느낌과 동시에 도로의 상황을 느낄 수 있어야 한다.

비례-미분 제어를 사용함으로써 적절한 동력보조와 함께 요동성분을 제거할 수 있었다. 비례 제어만 사용하였을 경우에는 고주파 성분의 요동이 제거되지 않아 요구사항을 동시에 만족시킬 수 없었다. 따라서 비례-미분 제어를 사용하여야 하며, 비례-미분 제어를 사용하기 위해서는 토오크 센서로부터 비례성분 뿐만 아니라 미분성분을 함께 고려해야 한다.

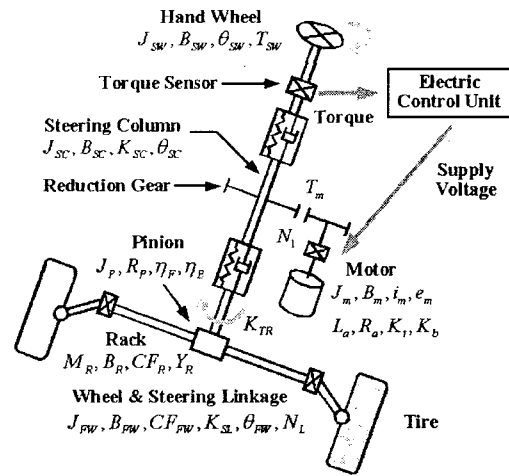


Fig.2 Column-type EPS System.

2. 모델링 및 수식

컬럼형 전동식 조향장치의 구성은 Fig. 2와 같다. 주요부품은 토오크 센서, 모터, 감속기어 및 ECU로 구성되어 있다. 토오크 센서는 핸들과 조향 컬럼 사이에 설치되어, 비틀림 각의 차를 전기적 신호로 바꾸어 토오크를 측정하고 있다. 모터는 기어박스를 통하여 조향 컬럼에 파워를 보조하고 있다. ECU는 토오크 센서의 신호 및 차속에 따라 모터의 목표전류를 계산하고, 파워 유닛을 통하여 모터를 구동하여 토오크를 보조하고 있다. 컬럼형 전동식 조향장치의 차량바퀴로부터 운전자 핸들의 전달성은 핸들이 고정되어 있는 것으로 가정하고 차량바퀴에 임펄스 토오크 하중이 부과되었을 때, 운전자가 핸들을 잡고 있음으로서 느끼게 되는 토오크를 계산함으로써 구할 수 있다. 핸들에 대한 운동방정식은 Eq. (1)과 같다. 핸들의 변위, 속도, 가속도는 영으로 가정하여, $\theta_{SW} = \dot{\theta}_{SW} = \ddot{\theta}_{SW} = 0$ 이다.

$$J_{SW} \ddot{\theta}_{SW} + B_{SW} \dot{\theta}_{SW} + K_{SC} (\theta_{SW} - \theta_{SC}) = T_{SW}, \quad (1)$$

그리고, 조향 컬럼에서의 운동방정식은 Eq. (2)와 같다.

$$J_{eq} \ddot{\theta}_{SC} + B_1 \dot{\theta}_{SC} + K_{SC} (\theta_{SC} - \theta_{SW}) = T_m - T_r, \quad (2)$$

여기에서, J_{eq} 및 B_1 은 모터, 감속기어 및 조향 컬럼을 포함한 조향 컬럼을 기준으로 한 등가 관성모멘트 및 등가 점성계수이다.

직류 서보 모터가 사용되었다고 가정하고, 조향

컬럼에 대한 모터의 보조 토크는 Eq. (3)와 같다.

$$T_m = \frac{N_1 K_t}{R_a} (e_m - K_b N_1 \dot{\theta}_{sc}), \quad (3)$$

비례-미분 제어에서 모터의 전압은 Eq. (4)와 같다.

$$e_m = -K_p (\theta_{sc} - \theta_{sw}) - K_d (\dot{\theta}_{sc} - \dot{\theta}_{sw}), \quad (4)$$

Eq. (2)에서의 피니언 토크는, 다음의 Eq. (5)와 같이 가정할 수 있다.

$$T_p = K_{TR} \left(\theta_{sc} - \frac{Y_R}{R_p} \right), \quad (5)$$

Eqs. (3)-(5)를 Eq. (2)에 대입하여 정리하면, Eq.(6)를 얻을 수 있다.

$$J_{eq} \ddot{\theta}_{sc} + B_{eq} \dot{\theta}_{sc} + K_{eq} \theta_{sc} = K_{TR} \frac{Y_R}{R_p}, \quad (6)$$

여기에서,

$$J_{eq} = J_{sc} + N_1^2 J_m,$$

$$B_{eq} = B_{sc} + N_1 B_m + \frac{N_1^2 K_t K_b}{R_a} + \frac{N_1 K_t}{R_a} K_d,$$

$$K_{eq} = K_{sc} + K_{TR} + \frac{N_1 K_t}{R_a} K_p,$$

조향 랙바에서의 운동방정식은 Eq. (7)과 같다.

$$M_R \ddot{Y}_R + B_R \dot{Y}_R + CF_R \times \text{sgn}(\dot{Y}_R) = \eta_F \frac{T_p}{R_p} - 2\eta_B \frac{T_{KL}}{N_L}, \quad (7)$$

그리고, 차량 바퀴에서의 운동방정식은 Eq. (8)과 같다.

$$J_{FW} \ddot{\theta}_{FW} + B_{FW} \dot{\theta}_{FW} + CF_{FW} \times \text{sgn}(\dot{\theta}_{FW}) = T_{KL} + T_{ext}, \quad (8)$$

여기에서, Eq. (8)의 조향 링크에서의 토크 T_{KL} 은 Eq. (9)와 같다.

$$T_{KL} = K_{sl} \left(\frac{Y_R}{N_L} - \theta_{FW} \right). \quad (9)$$

Eqs. (1)-(9)를 이용하여, Eq. (1)에서의 운전자 핸

들에서의 토크 T_{sw} 는 Eq. (8)의 차량바퀴에서의 외부 하중, T_{ext} 를 입력으로 하여 계산된다. 여기에서, T_{ext} 는 단위 임펄스 토크 이다. 시뮬레이션을 위해서는 MatLab Ver.6.5.1 및 Simulink 가 사용되었고, Simulink 의 블록 선도는 Fig. 3 과 같고, 시뮬레이션에 사용된 물리적 파라미터는 Table I 과 같다.

Table 1. Physical parameters of CEPS system.

Parameters	Values	Units
J_{sw}	0.03444	$kg \cdot m^2$
J_{sc}	0.03444	$kg \cdot m^2$
J_{FW}	0.61463	$kg \cdot m^2$
J_m	$3.5? \cdot 10^{-4}$	$kg \cdot m^2$
M_R	2.0	kg
B_{sw}	0.36042	$N \cdot m / (rad / sec)$
B_{FW}	88.128	$N \cdot m / (rad / sec)$
B_{sc}	0.36042	$N \cdot m / (rad / sec)$
B_R	88.128	$N \cdot m / (rad / sec)$
B_m	0.05	$N \cdot m / (rad / sec)$
CF_R	0.04	N
CF_{FW}	0.04	N
K_{sw}	42057	$N \cdot m / rad$
K_{sc}	42057	$N \cdot m / rad$
K_{TR}	42057	$N \cdot m / rad$
K_{sl}	14878	$N \cdot m / rad$
L_a	0.0001	H
R_a	0.1	Ω
K_t	0.0533	$N \cdot m / A$
K_b	0.0533	$V / (rad / sec)$
N_1	49/3	
N_L	0.11816	m
R_p	0.007367	m
η_F	0.985	
η_B	0.985	

3. 시뮬레이션 및 결과

Fig. 4에서 제어가 없는 경우를 점선으로, 비례제어의 경우를 일점쇄선으로, 비례-미분제어의 경우를 실선으로 하여, 각각의 경우에 있어서 보드 선도를 이용한 주파수 응답을 보이고 있다. 비례제어 및 비례-미분 제어에서의 비례게인, $K_p=20000$ 은 저주파 영역에서의 게인이 제어가 없는 경우의 1/5이 되도록 선택하였고, 비례-미분 제어에 있어서 미분게인, $K_d=300$ 은 적절한 댐핑

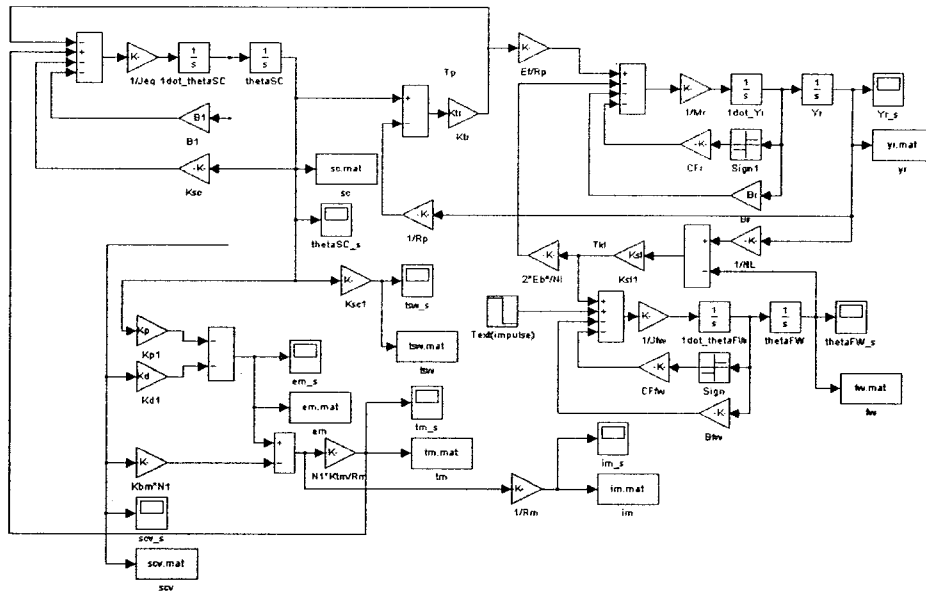


Fig. 3 Block diagram of Matlab Simulink for simulation.

성분을 구현하기 위한 값으로 선택되었다. Fig. 4에서 비례제어의 게인어, $\omega=1200\text{rad/sec}$ (191Hz) 근방에서 큰 값을 보이고 있는데, 이는 고주파의 요동 성분이 운전자의 핸들에 그대로 전달되는 것을 나타내고 있다.

단위 임펄스 토크 하중에 대한 시간응답을 Fig. 5에 보이고 있다. 점선으로 표현된, 제어가 없는 경우는 동력보조가 없기 때문에, 큰 피크값의 핸들 토크를 보이고 있으며, 요동이 함께 수반되고 있다. 일점쇄선으로 표현된 비례제어에 있어서는 동력보조의 실현으로 인하여, 핸들 토크의 피크값은 많이 감소된 것으로 나타나지만, 고주파 성분의 요동이 제거되지 않아 운전자에게 그대로 전달되고 있다.

이와 같은, 비례제어에서의 문제점은 비례-미분제어를 사용 함으로서 해결할 수 있다. 적절한 동력보조를 위하여 비례게인과 댐핑 성분을 제공하기 위한 미분게인을 사용한, 비례-미분제어에 있어서의 보드선도를 이용한 전달성은 Fig. 4의 실선으로 표시되고 있는데, 저주파 영역에서 적절한 동력보조를 실현하고 있고, 고주파 영역에서는 게인을 충분히 감소시켜 요동성분이 전달되지 않게 하고 있다. 시간영역에서의 비례-미분 제어의 응답은 Fig. 5의 실선으로 나타내고 있는데, 제어가 없는 경우, 비례-제어의 경우와 비교해서 피크값이 충분히 감소되고, 고주파 성분의 요동이 제거되어, 적절한 제어가 실현되고 있음을 알 수 있다.

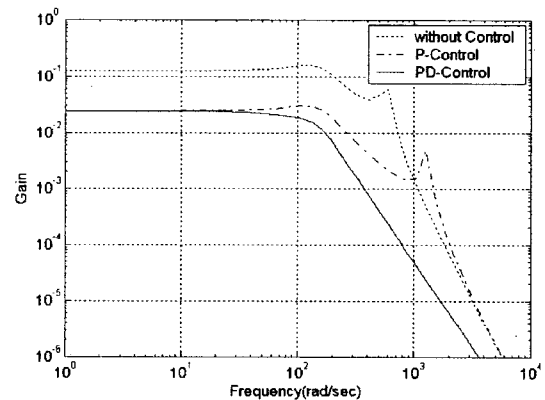


Fig. 4 Transmissibility of column-type EPS System.

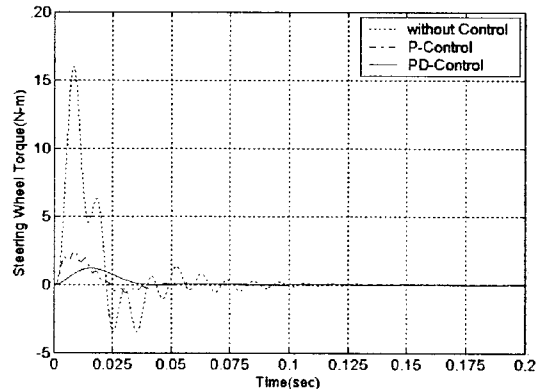


Fig. 5 Impulse response of steering wheel torque.

Fig. 6 는 각각의 제어에 있어서 조향 컬럼에 보조되는 모터 토크를 나타내고 있다. 제어가 없는 경우에 모터의 역기전력이 댐핑 성분과 같이 작용하기 때문에, 약간의 모터 토크가 작용되는 것으로 나타나고 있다. 비례제어와 비례-미분 제어의 경우에 모터가 토크를 보조하고 있음을 알 수 있고, 비례 제어의 경우 요동 성분을 보이고 있지만, 비례-미분 제어의 경우에는 요동이 없는 부드러운 곡선을 보이고 있다.

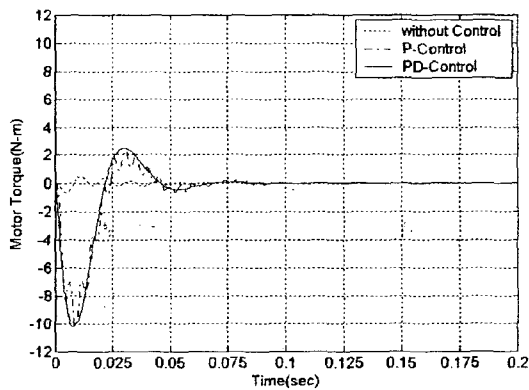


Fig. 6 Assisted motor torque at steering column.

각각의 제어에 있어서, Fig. 7 은 조향 컬럼의 변위를 degree 단위로 나타내고 있고, Fig. 8 은 조향 랙바의 변위를 mm 단위로 하여 나타내고 있다. Fig. 7 과 Fig. 8 의 변위는 상대적으로 작은값을 보이고 있으며, 비례-미분 제어의 경우에 있어서만 요동이 없는 부드러운 곡선을 보이고 있다.

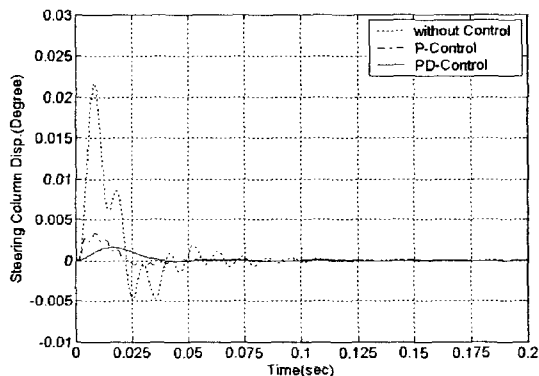


Fig. 7 Displacement of steering column.

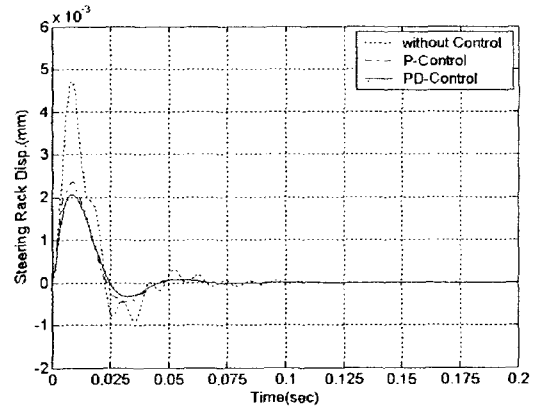


Fig. 8 Displacement of steering rack.

4. 결론

컬럼형 전동식 조향장치의 제어에 있어서, 비례 제어만으로는 적절한 동력보조를 실현할 수 있었지만, 댐핑 성분의 부족으로 인하여 고주파 성분의 요동이 제거되지 않았다. 따라서, 컬럼형 전동식 조향장치의 제어에 있어서, 적절한 동력보조를 실현하고, 적절한 댐핑 성분을 제공하기 위하여 비례-미분 제어가 필요함을 알 수 있었고, 비례-미분 제어를 통하여 동력보조를 실현할 수 있었고 고주파 성분의 요동이 제거됨을 알 수 있었다.

NOMENCLATURE

- B_1 : Equivalent viscous damping respect to steering column including damping of motor and steering column (N-m/(rad/sec)).
- B_{eq} : Equivalent viscous damping respect to steering column (N-m/(rad/sec)).
- B_{FW} : Viscous damping at steering linkage bushing (N-m/(rad/sec)).
- B_m : Viscous damping of motor(N-m/(rad/sec)).
- B_R : Viscous damping of steering rack(N-m/(rad/sec)).
- B_{SC} : Viscous damping of steering column(N-m/(rad/sec)).
- B_{SW} : Viscous damping of steering wheel(N-m/(rad/sec)).
- CF_{FW} : Coulomb friction breakout force on road wheel(N).
- CF_R : Coulomb friction breakout force on steering rack(N).
- e_m : Motor input voltage(V).
- J_{eq} : Equivalent moment of inertia respect with steering column(kg-m²).
- J_{FW} : Moment of inertia of road wheel and rotation mass about steering displacement(kg-m²).
- J_{SC} : Moment of inertia of steering column(kg-m²).
- J_{SW} : Moment of inertia of steering wheel(kg-m²).

M_R : Mass of steering rack(kg).
 K_b : Motor back electromagnetic force constant (V/(rad/sec)).
 K_{eq} : Equivalent rotational stiffness respect to steering column(N-m/rad).
 K_d : Derivative gain.
 K_p : Proportional gain.
 K_{SC} : Steering column rotational stiffness(N-m/rad).
 K_{SL} : Steering rotational stiffness due to linkage and bushing (N-m/rad).
 K_{SW} : Steering wheel rotational stiffness(N-m/rad).
 K_t : Motor torque constant(N-m/A).
 K_{TR} : Torsion bar rotational stiffness(N-m/rad).
 L_a : Motor armature winding inductance(H).
 N_1 : Motor gear box gear ratio.
 N_L : Steering linkage rate(m).
 R_a : Motor armature winding resistance(Ω).
 R_p : Radius of pinion(m).
 T_{ext} : External torque at road wheel(N-m).
 T_{KL} : Torque at steering linkage(N-m).
 T_m : Motor torque with respect to steering column(N-m).
 T_p : Torque at pinion(N-m).
 T_{SW} : Torque at steering wheel(N-m).
 Y_R : Translational displacement of the rack(m).
 η_B : Gear ratio efficiency of backward torque transmission.
 η_F : Gear ratio efficiency of forward torque transmission.
 θ_{FW} : Angular displacement of road wheel(rad).
 θ_p : Angular displacement of pinion(rad).
 θ_{SC} : Angular displacement of steering column(rad).
 θ_{SW} : Angular displacement of steering wheel(rad).

6. Y. Shimizu, M. Sugino, T. Kawai, and T. Matsumoto, "Electric Power Steering," *Automotive Technology*, Vol.45, No.10, pp.53~60, 1991(in Japanese).
7. Y. Shimizu and T. Kawai, "Development of Electric Power Steering," *SAE Paper 910014*, pp.105-119, 1991.
8. S. Oshita, T. Mouri, T. Takahashi, and S. Ito, "All Electric Power Steering System," *Automotive Technology*, Vol.41, No.10, pp.1206-1212, 1987(in Japanese).
9. A. Badway, F. Bolourchi, and K. Gaut, "E⁺teer™ System Redefines Steering Technology," *Automotive Engineering*, pp.15-18, 1997.
10. F. Fukudome, "Technical Trends Regarding Electric Components for Electric Power Steering Systems," *Koyo Engineering Journal*, No.163, pp.32-36, 2003.
11. Y. Tokumoto, M. Shiba, N. Maeda, and K. Kotaka, "Development of Next-Generation Steering Sensor for Electric Power Steering," *Koyo Engineering Journal*, No.165, pp.20-24, 2004.
12. J. S. Chen, "Control of Electric Power Steering Systems," *SAE Paper 981116*, 1998.

참고문헌

1. B. C. Jang and S. C. Lee, "A Mathematical Model of a Power Steering System," *KSAE*, Vol.5, No.4, pp.39-47, 1997.
2. T. O. Tak, K. C. Kim, and J. R. Yun, "E⁺teering Model for Vehicle Dynamics Analysis," *KSPE*, Vol.16, No.12, pp.214-221, 1999(in Korean).
3. S. C. Yun, Y. Y. Wang, and C. S. Han, "Study on the Control Algorithm for a Ball Screw Type of Motor Driven Power Steering System," *KSAE*, No.2000-03-0015, vol.8, No.1, pp.124-134, 2000(in Korean).
4. T. Nakayama and E. Suda, "Present and Future of Electric Power Steering," *Automotive Technology*, Vol.44, No.1, pp.106-111, 1990(in Japanese).
5. T. Nakayama and E. Suda, "The Present and Future of Electric Power Steering," *Int. J. of Vehicle Design*, Vol.15, Nos 3/4/5, pp.243-254, 1994.