

전기 정유압 구동기를 적용한 유압식 동력 조향 시스템 A Hydraulic Power Steering System Based on Electro Hydrostatic Actuator

리쯔밍 · 이지민 · 박성환 · 김종식 · 박용호

Z. M. Li, J. M. Lee, S. H. Park, J. S. Kim and Y. H. Park

(접수일 : 2011년 04월 27일, 수정일 : 2011년 07월 25일, 채택확정 : 2011년 08월 11일)

Key Words : Power steering system (동력 조향 시스템), Electro hydraulic power steering system (전기 유압 동력 조향 시스템), Electro hydrostatic actuator (전기 정유압 구동기)

Abstract : In this paper, an electro hydraulic power steering system based on electro hydrostatic actuator (EHA) is proposed. A detailed steering model for the proposed electro hydraulic power steering system including mechanical and hydraulic subsystems is established. A conventional electro hydraulic power steering system is also modeled to evaluate the performance of the proposed power steering system such as responsiveness, assist force, command tracking and steering feel by computer simulation. From the computer simulation results, it is found that the proposed power steering system based on EHA has desirable performance.

1. 서 론

동력 조향 시스템은 운전자의 조향력을 보완하기 위해 자동차의 조향 시스템에 유압 또는 전동기를 장착하여 운전자가 적은 힘으로 조향 조작을 할 수 있도록 하는 시스템이다. 기존의 동력 조향 시스템은 엔진과 직결된 유압펌프를 구동하여 발생한 유압을 이용하는 유압식 동력 조향 시스템이 설치되어 운전자의 조향 조작력을 보완 하였다. 유압식 동력 조향 시스템은 유압펌프가 엔진과 직결되어 있으므로 차량의 저속 주행시에는 오일 펌프의 토출 유량이 작고 고속 주행시에는 토출 유량이 증대된다. 따라서 차량의 저속주행시에는 유압식 동력 조향 시스템의 응답성이 다소 지연되며^[1], 차량의 고속주행 시에는 필요 이상으로 빠르고 큰 조향 보완력이 발생되기 때문에 차량의 안정성에 악영향을 끼치는 성능상의 문제점이 있다. 또한, 차량의 조향 조작이 없는 상태에서도 유압펌프가 구동되므로 큰

동력손실이 발생하는 문제점이 있다^[2].

이러한 문제점들을 해결하기 위해 별도의 전기모터가 유압펌프에 직결되어 엔진의 회전수와 관계없이 조향 조작력을 발생시킬 수 있는 전기 유압 동력 조향 시스템(Electro Hydraulic Power Steering System, EHPS)이 개발되었다^[3]. 이러한 전기 유압 동력 조향 시스템은 차량의 정차, 저속 및 고속주행 조건에 따라 유압펌프에 직결된 전기모터의 회전수를 변경함으로써, 기존 유압식 동력 조향 시스템의 성능 및 효율을 크게 개선시킬 수 있다. 그러나 전기 유압 동력 조향 시스템은 로터리 밸브와 같은 제어밸브를 사용하기 때문에 에너지 효율의 개선에 한계가 있다^[4].

최근에는 동력 조향 시스템의 에너지 효율의 극대화를 위해 전기모터를 조향 시스템에 직결한 전기식 동력 조향 시스템(Electric Power Steering System, EPS)이 개발되어 승용차를 중심으로 적용되고 있다. 이러한 전기식 동력 조향 시스템은 구성이 간결하고 필요시에만 전기모터를 구동하여 조향력을 보완하기 때문에 동력 조향 시스템의 에너지 효율을 극대화 할 수 있다. 그러나 전기식 동력 조향 시스템이 대형차량 등에 적용되기 위해서는 크기가 소형이면서도 고 토크를 발휘할 수 있는 대응

김종식(교신저자) : 부산대학교 기계공학부 교수
E-mail : jskim@pnu.edu, Tel : 051-510-2317
리쯔밍 : 부산대학교 대학원 기계공학부
이지민 : 부산대학교 대학원 기계공학부
박성환 : 부산대학교 기계공학부 연구교수
박용호 : 거제대학교 기계공학과 교수

량의 전기모터 개발이 요구되므로 실차 적용에 한계가 있다^{[1],[4],[5]}.

한편, 전기 정유압 구동기(Electro Hydrostatic Actuator, EHA) 시스템은 기본적으로 유압 실린더, 전기 서보모터, 양방향 유압펌프, 어큐뮬레이터를 일체화 함으로써 매우 컴팩트한 구조를 가지고 있고 기존의 유압시스템에 비해 에너지 효율을 크게 개선할 수 있는 고효율시스템이다. 또한, 폐회로로 구성되어 있으므로 작동유의 누유를 최소화하여 친환경적인 장점을 가지고 있다. 본 논문에서는 기존 EHPS 시스템의 유압 동력부를 EHA로 대체함으로써, EHPS 시스템의 에너지효율 및 구성을 EPS 시스템의 수준으로 개선하고 충분한 조향 보완력을 발생시킬 수 있는 새로운 동력 조향 시스템을 제안한다. EHA를 적용한 EHPS 시스템의 적용가능성 검토 및 성능 평가를 위해 기존의 EHPS 시스템 및 EHA를 적용한 EHPS 시스템을 수학적으로 모델링하였고, 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다. 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 기존 EHPS 시스템과 제안된 EHA를 적용한 EHPS 시스템간의 성능을 비교 평가하였다.

2. 유압 동력 조향 시스템

2.1 기존 유압 동력 조향시스템의 구성

Fig. 1은 전기 유압 동력 조향 시스템의 개략도이다^[6]. Fig. 1에 나타난 바와 같이, 기존 전기 유압 동력 조향 시스템은 조향칼럼, 로터리 밸브, 기어부, 조향 링크지 및 동력 발생부로 구성된다. 작동원리는 다음과 같다. 운전자의 조타력에 의해 상부 조향칼럼과 직결된 로터리 밸브 스푼(spool)의 회전각이 발생한다. 운전자의 조타력은 토션바(torsion bar)에 의해 하부 조향칼럼으로 전달된다.

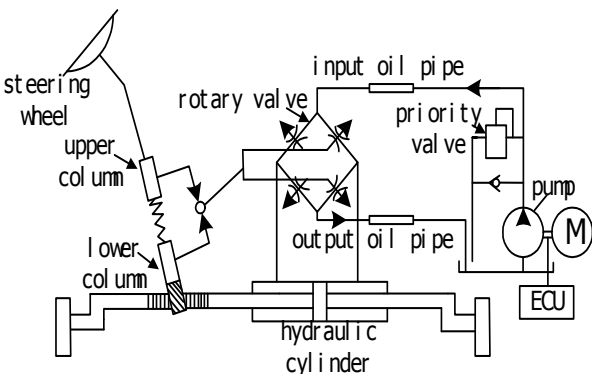


Fig. 1 Schematic of EHPS system

운전자의 조타력, 랙-피니언부에 전달되는 타이어의 마찰력 및 유압 실린더에 작용하는 힘의 합력에 의해 하부 조향칼럼이 회전하게 된다. 따라서 하부 조향칼럼과 직결된 로터리 밸브 슬리브(sleeve)에 회전각이 형성된다. 이와 같이 형성된 로터리 밸브 스푼과 슬리브의 회전각도 차이에 의해 로터리 밸브의 유로가 형성되어 유압 실린더의 방향, 유량 및 압력이 제어된다.

2.2 EHA를 적용한 동력 조향시스템의 구성

Fig. 2는 EHA시스템의 유압 회로도도를 나타낸다. EHA는 전기모터, 양방향 유압펌프 및 유압 실린더를 매니폴드를 통해 일체화함으로써 매우 컴팩트한 구조를 가진다. 또한, EHA 시스템은 전기모터의 회전방향, 속도, 토크를 제어함으로써 유압 실린더의 방향, 속도 및 압력을 제어한다. 이와 같이, EHA 시스템은 일체의 제어밸브를 사용하지 않고 필요한 경우에만 전기모터를 작동하기 때문에 시스템의 에너지 효율이 매우 높은 장점이 있다.

Fig. 3은 본 논문에서 제안한 EHA시스템을 적용한 새로운 동력 조향 시스템의 개략도를 나타내었다. 기존 동력 조향 시스템의 유압 동력 부분이 EHA 구동기로 대체된 형태이다. 따라서 EHA가 적용되는 EHPS 시스템은 기존의 EPS 시스템에 비해 작은 설치공간이 요구되며 운전자의 조향 지령이 있는 경우에만 전기 모터를 구동되기 때문에 에너지 효율도 탁월하게 향상 될 수 있다.

또한, EHA를 적용한 EHPS 시스템은 유압부가 폐회로로 구성되므로 누유를 방지함으로써 친환경적 특성을 가진다. 따라서, EHA가 적용된 EHPS 시스템은 구성이 컴팩트하고 에너지 소모가 작으면서도 큰 조향 보완력을 발생시킬 수 있기 때문에 전기차 및 대형 차량에도 매우 적합한 동력 조향 시스템이다.

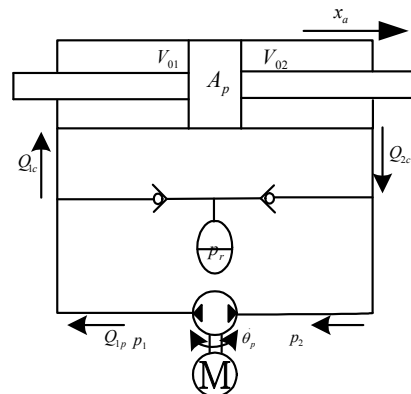


Fig. 2 Schematic of an EHA system

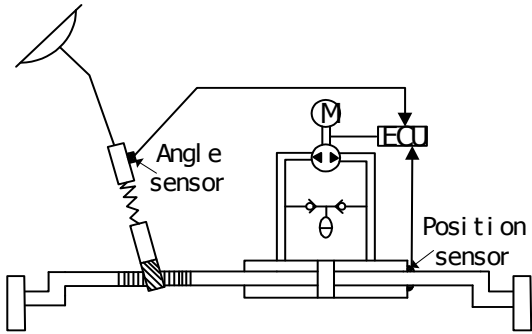


Fig. 3 Schematic of EHPS system based on EHA system

3. 유압 동력 조향시스템 모델링

3.1 기존 EHPS 시스템 유압 동력부의 수학적 모델링

유압펌프- 기존 EHPS 시스템은 외접 기어펌프를 유압펌프로 사용한다. 외접 기어펌프에서 기어가 표준기어일 경우 배제용적 q 는 식 (1)로 나타낸다.

$$q = 2\pi km^2 Zb \quad (1)$$

여기서 k 는 보상계수, Z 와 b 는 각각 기어 이의 개수와 폭 그리고 m 은 기어 모듈을 나타낸다. 모터의 회전수가 n 이고 펌프의 내부 누설이 없다는 가정 하에 기어펌프의 평균 토출유량 Q_s 는 식 (2)와 같다.

$$Q_s = qn = 2\pi km^2 Zbn \quad (2)$$

로터리 밸브- 로터리 밸브는 토션바의 비틀림 각에 대하여 슬리브와 스펴의 상대변위가 발생되고 이에 따라 유량을 제어하는 밸브이다. Fig. 4는 로터리 밸브의 개략도이다. Fig. 4에 나타낸 바와 같이, 로터리 밸브는 정유량 제어의 4방향 밸브이고, 각 부의 연결은 언더 랩 구조로 되어 있다. 또한, Fig. 4에 로터리 밸브 각 포트에 작동유의 유동방향을 화살표로 나타내었다. 로터리 밸브의 스펴은 조향휠과 직결된 상부컬럼에 고정되어 있고, 토션바는 하부컬럼에 연결되어 있다. 슬리브는 키(key)에 의해 하부컬럼과 직결된 피니언에 원주방향으로 고정되어 있다. 피니언의 각변위는 슬리브와 스펴의 상대 각변위를 발생시킨다.

Fig. 4에 나타낸 바와 같이, 자동차가 직진 주행을 할 경우에는 스펴과 슬리브가 중립 상태가 되어, 유압 실린더의 좌·우측 챔버로 연결되는 유로 및 탱크로 귀환되는 유로가 모두 충분히 열리게 된다.

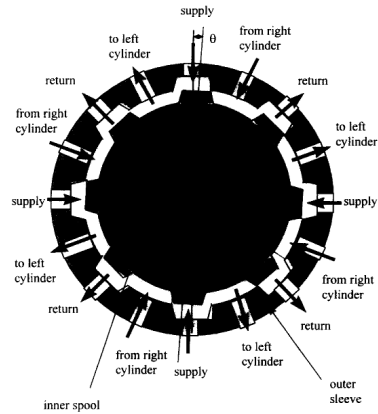


Fig. 4 Schematic of the rotary valve

따라서 유압펌프로부터 공급되는 작동유는 유압 실린더로 전달되지 않고 오일 탱크로 되돌아간다^[7]. 조향휠을 우측으로 회전시키면 우측 실린더 및 탱크로 귀환되는 유로가 닫히고, 좌측 실린더로 연결되는 유로가 열리게 되므로 유압 실린더에 좌측 챔버에 유량이 공급되어 유압 실린더가 작동하게 된다.

Fig. 5는 로터리 밸브를 4개 가변 오리피스를 가진 브리지 구조로 표시한 그림이다. 로터리 밸브가 열리고 닫힘에 따른 유량의 변화가 유압 실린더 챔버의 압력으로 유도되는 식은 식 (3), (4)와 같다.

$$\begin{cases} Q_s = Q_1 + Q_2 \\ Q_{L1} = Q_1 - Q_4 \\ Q_{L2} = Q_2 - Q_3 \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} Q_1 = C_d A_1 \sqrt{2(p_s - p_1)/\rho} \\ Q_2 = C_d A_2 \sqrt{2(p_s - p_2)/\rho} \\ Q_3 = C_d A_3 \sqrt{2(p_2 - p_0)/\rho} \\ Q_4 = C_d A_4 \sqrt{2(p_1 - p_0)/\rho} \end{cases} \quad (4)$$

여기서 p_s, Q_s 는 각각 펌프의 토출 압력과 유량, p_1, Q_{L1} 는 각각 실린더 좌측 챔버의 압력과 유량, p_2, Q_{L2} 는 각각 실린더 우측 챔버의 압력과 유량, p_0 는 탱크의 압력, A_1, A_2, A_3, A_4 는 오리피스 면적, 그리고 ρ 는 작동유의 밀도이다.

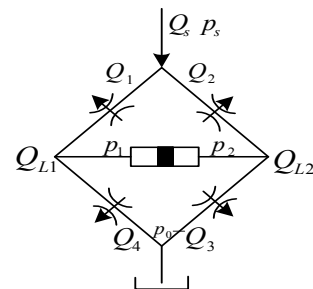


Fig. 5 Flow circuit of the rotary valve

3.2 EHA를 적용한 EHPS 시스템의 유압 동력부의 모델링

Fig. 2에 나타난 EHA시스템에 대한 수학적 모델링은 다음과 같다.

유압펌프– EHA시스템에 적용되는 유압펌프는 양방향형 외접 기어펌프이다. 외접 기어펌프가 사용되기 때문에 유압펌프에서 토출되는 평균유량에 관한 식은 식 (2)와 동일하게 표현할 수 있다. 양방향형 기어펌프의 경우, 일반적인 단방향 기어펌프에 비해 내부누설이 많으며 케이스 드레인을 고려해야 한다. 따라서 유압펌프의 흡입/토출구를 유·출입하는 유량 (Q_{1p} , Q_{2p})에 대한 식은 유·출입 압력 (p_1 , p_2) 그리고 펌프의 각속도 ($\dot{\theta}_p$) 및 내부누설을 고려한 식 (5), (6)과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_{1p} = D_p \dot{\theta}_p - C_{ip}(p_1 - p_2) - C_{ep}(p_1 - p_r) \quad (5)$$

$$Q_{2p} = D_p \dot{\theta}_p - C_{ip}(p_1 - p_2) + C_{ep}(p_2 - p_r) \quad (6)$$

여기서 D_p 는 펌프의 배제용적, C_{ip} 는 펌프의 내부 누설계수, C_{ep} 는 펌프의 외부 누설계수, 그리고 $\dot{\theta}_p$ 는 펌프의 회전속도이다.

유압 실린더– 유압실린더는 전기 서보모터에 의해 구동된 유압펌프로부터 유압실린더 챔버에 작동유가 유입되면 압력의 증가하게 되고 이렇게 발생한 압력은 유압실린더 피스톤의 유효단면적에 작용하여 피스톤 로드와 변위를 발생시킨다. 실린더에 유·출입하는 유량 (Q_{1c} , Q_{2c})에 대한 식은 유·출입 압력 (p_1 , p_2)과 각각 유·출입구의 파이프와 실린더 챔버의 체적 (V_1 , V_2)에 대한 관계식으로 다음과 같다.

$$\frac{V_1}{\beta_e} \frac{dp_1}{dt} = Q_{1p} - Q_{1c} \quad (7)$$

$$\frac{V_2}{\beta_e} \frac{dp_2}{dt} = Q_{2c} - Q_{2p} \quad (8)$$

여기서 β_e 는 작동유의 체적탄성 계수, 그리고 공급측과 귀환측의 체적 V_1 과 V_2 는 각각 다음과 같다.

$$V_1 = V_{01} + A_p x_a \quad (9)$$

$$V_2 = V_{02} - A_p x_a \quad (10)$$

여기서 V_{01} 과 V_{02} 는 각각 공급측과 귀환측의 초기 체적, A_p 는 유압 실린더의 수압면적, 그리고 x_a 는

피스톤의 변위를 의미한다. 식 (10)에서 피스톤이 유압실린더의 중앙에 위치한다는 가정 하에 식 (11)로 나타낼 수 있다.

$$V_{01} = V_{02} = \frac{V_t}{2} \quad (11)$$

여기서 V_t 는 유압관로 및 유압실린더 전체체적이다. EHA의 토출 유량 방정식은 식 (12), (13)과 같이 정의한다.

$$Q_{1c} - C_{ec1}p_1 = \frac{dV_1}{dt} \quad (12)$$

$$-Q_{2c} - C_{ec2}p_2 = \frac{dV_2}{dt} \quad (13)$$

여기서 C_{ec1} 과 C_{ec2} 는 실린더 챔버의 외부 누설 계수이다.

식 (5)로부터 식 (13)까지의 수식을 정리하면 EHA를 적용한 EHPS 시스템의 유압 동력부의 수학적 모델링은 식 (14), (15)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{V_{01} + A_p x_a}{\beta_e} \frac{dp_1}{dt} = D_p \dot{\theta}_p - C_{ip}(p_1 - p_2) - C_{ep}(p_1 - p_r) - C_{ec1}p_1 - A_p \dot{x}_a \quad (14)$$

$$\frac{V_{02} - A_p x_a}{\beta_e} \frac{dp_2}{dt} = -D_p \dot{\theta}_p + C_{ip}(p_1 - p_2) - C_{ep}(p_2 - p_r) - C_{ec2}p_2 + A_p \dot{x}_a \quad (15)$$

3.3 동력 조향 시스템의 기계 동력부의 수학적 모델링

동력 조향 시스템의 기계 동력부에서 핸들과 피니언의 연결 구조를 Fig. 6에 나타내었다. Fig. 6에 나타난 바와 같이, 핸들, 상부칼럼과 피니언 간의 관계식은 식 (16)과 같이 나타낼 수 있다.

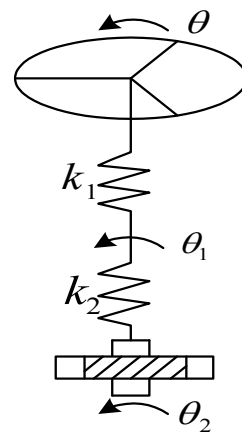


Fig. 6 Schematic of steering wheel and pinion

$$k_1(\theta - \theta_1) = k_2(\theta_1 - \theta_2) \quad (16)$$

여기서 θ 는 핸들 회전각도, k_1 는 조향축 스프링 계수, k_2 는 토션 바 스프링 계수, θ_1 은 토션 바 상단 회전각도, θ_2 는 피니언 회전각도이다

또한, 조향 시스템의 기계 동력부는 랙바, 유압 실린더, 피스톤, 볼 조인트, 너클암과 앞바퀴로 구성된다. 이 부분의 개략도는 Fig. 7에 나타내었다. 피스톤 양쪽 챔버의 압력 및 랙바에 작용하는 힘과 마찰력 간의 상호 관계는 식 (17), (18)과 같다^{[8][9]}.

$$M_a \ddot{x}_a = M' \cos \alpha / r + A_p(p_1 - p_2) - F_r - F_f \quad (17)$$

$$F_f = f_2 F_r + f_1 M_a g + F_{fm} \quad (18)$$

여기서 M_a 는 피스톤 질량, x_a 는 피스톤의 변위, M' 는 피니언에 작용한 토크, α 는 랙바의 기어 각도, p_1 과 p_2 는 실린더 챔버의 유·출입구 압력, A_p 는 유압 실린더의 수압면적, F_r 은 타이 로드에서 작용한 힘, F_f 는 랙바에 마찰력, f_2 는 마찰계수, f_1 은 랙바와 피니언 간의 마찰계수이고 F_{fm} 는 스틸의 마찰력이다.

식 (18)을 식 (17)에 대입하면 식 (19)와 같다.

$$M_a \ddot{x}_a = F_d - (1 + f_2) F_r \quad (19)$$

여기서 F_d 는 랙바에 작용하는 힘의 합을 의미하며 식 (20)과 같다.

$$F_d = M' \cos \alpha / r + A_p(p_1 - p_2) - f_1 M_a g - F_{fm} \quad (20)$$

식 (20)에서 $A_p(p_1 - p_2)$ 는 유압 실린더가 제공하는 조향 보완력이다.

한편, 차량의 조향휠의 회전각도 δ 는 상대적으로 작은 값을 가지기 때문에 랙바에 작용하는 힘 F_d 는 볼 조인트로부터 모멘트 암의 거리가 변하지 않는 것으로 가정할 수 있다. 또한, 조향 과정에서 앞바퀴의 강성도 변하지 않는 것으로 가정한다.

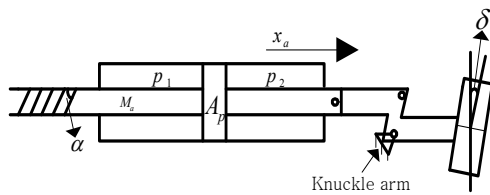


Fig. 7 Schematic of rack and wheel

이와 같은 가정하에, 앞바퀴 회전 각도 δ 와 킹 핀

및 너클암 간의 힘 관계식은 식 (21)과 같다.

$$I_w \ddot{\delta} = F_r d - K_w \dot{\delta} - C_w \delta - K_1 e \delta \quad (21)$$

여기서 I_w 는 앞바퀴 회전 모멘트, δ 는 조향휠의 회전각도, d 는 모멘트 암(moment arm), K_w 는 조향 시스템 저항 계수, C_w 는 조향 시스템 강도계수, K_1 는 코너 강성 계수, 그리고 e 는 지면의 조향휠에 대한 모멘트 암이다.

변위 x_a 와 조향휠의 회전각도 δ 는 실험적으로 비례 관계를 나타낸다^[14]. 식 (22)에 나타낸 바와 같이, x_a 와 δ 의 비는 일정한 값을 가진다.

$$p = \delta / x_a \quad (22)$$

여기서 p 는 자동차의 설계 파라미터에 의해 결정되는 상수값이다.

식 (19)에서 식 (22)를 이용하여 랙바에서 받는 힘 F_d 와 랙바의 변위 x_a 의 전달함수 식 (23) 및 F_d 와 앞바퀴의 회전 각도 δ 간의 전달함수 식 (24)는 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{x_a(s)}{F_d(s)} = \frac{d}{[dM_a + (1 + f_2)I_w]s^2 + (1 + f_2)k_{up}s + (1 + f_2)(C_w + K_1e)p} \quad (23)$$

$$\frac{\delta(s)}{F_d(s)} = \frac{d}{[dM_a + (1 + f_2)I_w]s^2 + (1 + f_2)k_{up}s + (1 + f_2)(C_w + K_1e)} \quad (24)$$

4. 시뮬레이션 및 고찰

본 논문에서 제안한 EHA를 장착한 EHPS 시스템과 기존 EHPS 시스템의 성능 비교를 위해, 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다. 3절의 수학적인 모델링을 근거로 MATLAB/Simulink를 이용하여 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다. 컴퓨터 시뮬레이션에서 EHA를 장착한 EHPS 시스템의 주요 부품인 유압펌프, 유압 실린더 등의 설계 파라미터와 기계동력부의 설계 파라미터는 동일한 값을 입력하였다. 시스템의 응답성, 보완력의 크기, 명령 추종성능 및 조향감의 비교를 통하여 EHA를 장착한 조향 시스템과 기존 EHPS 시스템의 성능을 비교 평가하였다^{[10][11][12]}.

컴퓨터 시뮬레이션에서 사용된 기존 EHPS 시스템의 설계조건 및 EHA를 적용한 EHPS 시스템의 설계조건을 표 1에 나타내었다. 또한, 컴퓨터 시뮬레이션에서 사용된 주요 시스템 파라미터를 표 2에 나타내었다.

Table 1 Specification for the EHA prototype

specification	conventional EHPS	EHPS based on EHA
Maximum pressure	100 kg/cm ²	100 kg/cm ²
Maximum flow rate	20 LPM	20 LPM
Maximum angular velocity of electric motor	2,000 rpm	2,000 rpm

Table 2. Values of main parameter

notation	description [unit]	value
k_1	Steering column stiffness [Nm/rad]	1987.36
k_2	Torsion bar stiffness [Nm/rad]	100
A_p	Pressure area of piston [m ²]	1.194×10^{-3}
M_a	Total mass of the rack and piston [kg]	5
R	Pinion radius [mm]	12.33
α	Spiral rack profile angle [rad]	0.349
K_w	Viscous damping of steering system [Nms/rad]	30
C_w	Equivalent stiffness of steering system [Nm/rad]	10,000
I_w	Moment of inertia of front tread [kgm ²]	0.4
D	Moment arm length of kingpin [m]	0.15
K_1	Front tread cornering stiffness [N/rad]	100,000
C_{ip}	Internal leakage coefficient [m ³ /s/Pa]	6.5×10^{-11}
C_{ep}	External leakage coefficient [m ³ /s/Pa]	6.5×10^{-11}
β_e	Effective bulk modulus [MPa]	1.7×10^3

조향 시스템의 응답성을 비교 평가하기 위해 Fig. 8에 나타난 바와 같이, 컴퓨터 시뮬레이션에서 0.025초 동안 기울기 20rad/s 의 조향지령을 인가하였다. Fig. 9는 Fig. 8에 나타난 조향지령에 대한 EHA를 장착한 EHPS 시스템과 기존 EHPS 시스템의 응답성능에 대한 시뮬레이션 결과를 나타낸다. Fig. 9에 나타난 바와 같이, EHA를 장착한 EHPS 시스템은 오버슈트가 없으며 기존 EHPS 시스템은 6.8% 오버슈트가 발생하는 것을 확인할 수 있다. 또한, EHA를 장착한 EHPS 시스템의 상승시간은 0.0191초이며 기존 EHPS 시스템의 상승시간이 0.0227초임을 확인할 수 있다. 따라서 EHA를 장착한 EHPS 시스템이 기존 EHPS 시스템보다 0.0036초 빠른 응답특성을 나타냄을 확인할 수 있다. 이와 같이, EHA를 장착한 EHPS 시스템의 응답성이 기존 EHPS 시스템보다 빠른 이유는 Fig. 3에 나타난 바와 같이 EHA를 장착한 EHPS 시스템은 운전자의 조향지령을 추종할 수 있는 제어시스템을 포함

하고 있기 때문인 것으로 사료된다. 즉, EHA를 장착한 EHPS 시스템에 적용되어 있는 조향 실린더 위치 제어시스템에 의해 EHA를 장착한 EHPS 시스템의 동적 특성이 기존 EHPS 시스템보다 상대적으로 빨라졌기 때문이다.

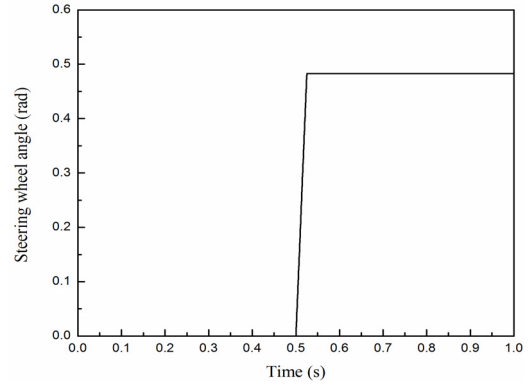
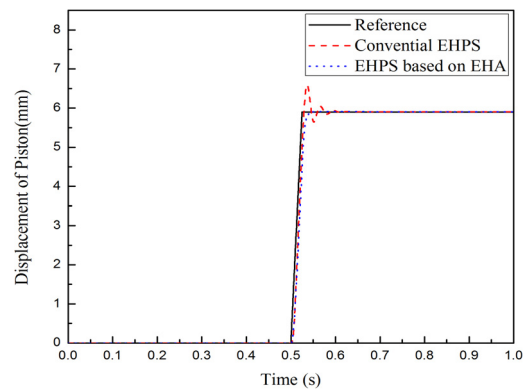
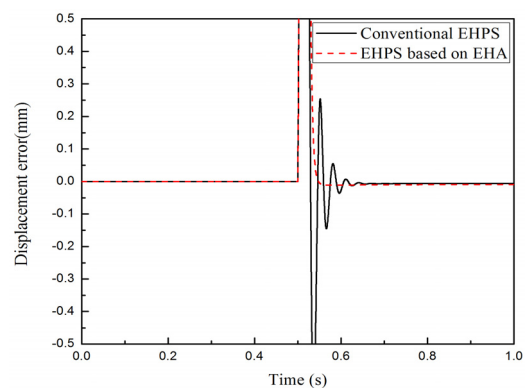


Fig. 8 Steering wheel angle



(a)



(b)

Fig. 9 Responsiveness of steering systems

조향 보완력은 조향 과정 중에 운전자 조타력을 가볍게 하는 힘을 의미하며 조향 시스템 성능을 평가할 수 있는 지표이다. 따라서 본 논문에서는 EHA를 장착한 EHPS 시스템과 기존 EHPS 시스템

의 조향 보완력을 비교하였다. Fig. 10은 Fig. 8에 나타난 조향지령에 대한 EHA를 장착한 EHPS 시스템과 기존 EHPS 시스템의 조향 보완력에 대한 시뮬레이션 결과를 나타낸다. Fig. 10에 나타난 바와 같이, EHA를 장착한 EHPS 시스템은 약 4.7 Nm의 조향 보완력을 나타내며 기존 EHPS 시스템은 약 2.6 Nm의 조향 보완력을 나타냄을 확인할 수 있다. 따라서 Fig. 8에 나타난 조향지령에 대하여 EHA를 장착한 EHPS 시스템이 기존 EHPS 시스템보다 1.8배 큰 조향 보완력을 발휘하므로 EHA를 장착한 EHPS 시스템이 기존 EHPS 시스템보다 운전자의 조향 조타력을 경감시킬 수 있는 효과가 뛰어난 것을 확인할 수 있다. 이와 같이, EHA를 장착한 EHPS 시스템이 기존 EHPS 시스템보다 큰 조향 보완력을 발휘하는 이유는, 기존 EHPS 시스템에서 펌프로부터 토출된 유량이 로터리 밸브의 오리피스를 통과하면서 발생하는 압력강하로 인해 조향 실린더 고압 챔버의 압력이 상대적으로 작기 때문인 것으로 사료된다.

조향 시스템의 명령 추종 성능은 조향 시스템의 성능을 정량적으로 나타낼 수 있는 중요한 성능지표이다^[12]. 본 논문에서는 EHA를 장착한 EHPS 시스템과 기존 EHPS 시스템의 명령 추종 성능을 평가하기 위해서 Fig. 11에 나타난 바와 같이 진폭 0.5 rad, 주파수가 0.5 Hz 인 정현파 형태의 조향지령을 컴퓨터 시뮬레이션에 입력하여 각 시스템의 조향 지령에 대한 유압 실린더의 변위 오차를 비교하였다. Fig. 11(a)는 정현파 형태의 조향지령에 대한 EHA를 장착한 EHPS 시스템과 기존 EHPS 시스템의 추종 시뮬레이션 결과를 나타내며, Fig. 11(b)에는 EHA를 장착한 EHPS 시스템과 기존 EHPS 시스템의 추종 오차를 나타내었다. Fig. 11(b)에 나타난 바와 같이, EHA를 장착한 EHPS의 RMS 오차는 $8.16 \times 10^{-5} \text{m}$ 이고 기존 EHPS 시스템의 RMS 오차는 $1.574 \times 10^{-4} \text{m}$ 임을 확인할 수 있다. 따라서 EHA를 장착한 EHPS 시스템이 기존 EHPS 시스템과 비교하였을 때, 명령 추종 성능이 약 51.8% 향상됨을 확인할 수 있다. 이와 같이, EHA를 장착한 EHPS 시스템의 명령추종 성능이 기존 EHPS 시스템보다 빠른 이유는 Fig. 9의 응답성 비교 결과에서 기술한 바와 같이 EHA를 장착한 EHPS 시스템은 운전자의 조향지령을 추종할 수 있는 제어 시스템을 포함하고 있기 때문이다.

조향 시스템에서 조향감은 조향 회전각도에 대한

조향 토크로 나타내며, 조향 시스템의 성능을 측정할 수 있는 지표이다^{[1][10][11][13]}. 동일한 조향 지령에 대해서 더욱 큰 조향 토크를 발휘하는 경우 조향감이 우수한 것으로 평가할 수 있다^{[10][11][13]}. 따라서 본 논문에서는 조향감(steering feel)에 대한 정량적인 성능분석을 위해, Fig. 11(a)에 나타난 바와 같은 정현파 형태의 조향 지령에 대한 조향 토크의 크기를 컴퓨터 시뮬레이션 결과로부터 획득하여 Fig. 12에 나타내었다.

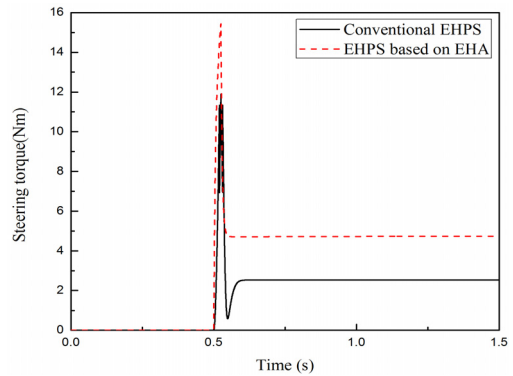
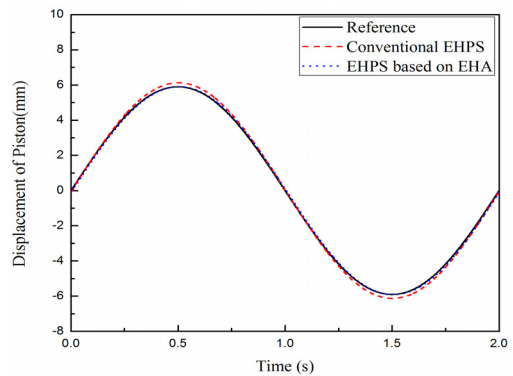
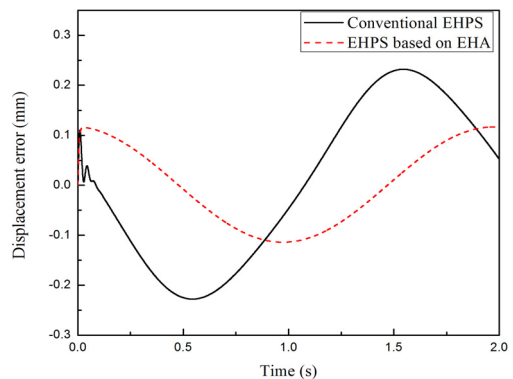


Fig. 10 Assisted force of steering systems



(a)



(b)

Fig. 11 Command tracking performance of steering systems for a sinusoidal input

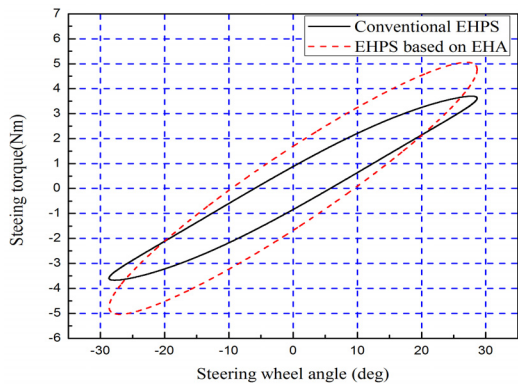


Fig. 12 Steering feel for sinusoidal steering

Fig. 12에 나타난 바와 같이, 동일한 조향 각도에 대해 EHA를 장착한 EHPS 시스템이 기존 EHPS 시스템 보다 큰 조향토크를 발휘할 수 있음을 확인할 수 있다. 따라서 EHA를 장착한 EHPS 시스템이 기존 EHPS 시스템보다 운전자가 상대적으로 작은 조타력으로 동력 조향 시스템의 큰 조향 토크를 발휘할 수 있으므로 더욱 편안한 조향감을 느낄 수 있다.

5. 결 론

EHA는 전기모터, 유압펌프, 저유기를 매니폴드에 일체화 함으로써 구조가 콤팩트하며 제어밸브의 사용을 배제하므로 90% 이상의 높은 에너지 효율을 실현할 수 있는 유압 구동기이다. 또한, 폐회로로 구성되어 누유가 없으므로 친환경적 특성을 가지는 유압 구동기이다. 본 연구에서는 EHA를 장착한 EHPS 시스템을 구성함으로써 충분한 조타력을 발휘하면서도 구조가 간단하여 차량의 공간활용성을 높일 수 있을 뿐 아니라 90% 이상의 에너지 효율을 실현하여 자동차의 연비절감을 실현할 수 있는 새로운 동력조향 시스템을 제안하였다. 본 연구에서 제안된 EHA를 장착한 EHPS 시스템의 조향성능을 기존 EHPS 시스템과 비교 평가하기 위해 제안된 EHA를 장착한 EHPS 시스템과 기존 EHPS 시스템에 대한 수학적 모델링을 수행하고 동력조향시스템의 성능지표인 응답성, 보완력, 명령 추종 성능 및 조향감에 대한 컴퓨터 시뮬레이션 결과를 도출하였다. 컴퓨터 시뮬레이션을 통한 각각의 조향시스템에 대한 성능 비교를 통해 EHA를 장착한 조향 시스템이 기존 EHPS 시스템에 비해 응답성이 빠르고 보완력이 크며 명령 추종 성능이 뛰어날 뿐 아니라 조향감이 우수한 것을 확인함으로써 EHA를 장착한 EHPS 시스템의 실현 가능성을 검증하였다.

후 기

이 논문은 부산대학교 자유과제 학술연구비(2년)에 의하여 연구되었음

참고 문헌

1. M. Wellenzohn, 2008, "Improved Fuel Consumption through Steering Assist with Power on Demand", SAE, 2008-21-0046.
2. D. E. Williams and K. A. Sherwin, 2009, "Sizing a Power-Limited Steering System", SAE, 2009-01-2864.
3. V. V. Kokotovic, J. Grabowski, V. Amin and J. Lee, 1999, "Electro Hydraulic Power Steering System", SAE, 1999-01-0404.
4. P. E. Pfeffer, D. N. Johnston and M. Sokola, 2005, "Energy Consumption of Electro-Hydraulic Steering Systems", SAE, 2005-01-1262.
5. J. Tajima, N. Yuhara, S. Sano and S. Takimoto, 1999, "Effects of Steering System Characteristics on Control Performance from the Viewpoint of Steer-by-Wire System Design", SAE, 1999-01-0821.
6. Qiu, H., Zhang, Q., Reid J. F. and Wu, D. Q., 1999, "Modeling and Simulation of an Electro Hydraulic Steering System", ASAE/CSAE-SCGR Annual International Meeting, 993076.
7. A. B. Proca and A. Keyhani, 1998, "Identification of Power Steering System Dynamic Models", Mechatronics, Vol. 8, No. 3, pp. 255-270.
8. E. Sampson, S. R. Habibi, Y. Chinniah and R. Burton, 2005, "Model Identification of the Electro Hydraulic Actuator for Small Signal Input", In Bath Workshop on Power Transmission and Motion Control (PTMC 2005), 18th. University of Bath, United Kingdom.
9. Y. Chinniah, R. Borton and S. Habibi, 2006, "Failure Monitoring in a High Performance Hydraulic Actuator System Using the Extended Kalman Filter", Mechatronics, Vol.

- 16, No. 10, pp. 643-653.
10. X. Zhang, G. Shi and Y. Lin, 2008, "Steering Feel Study on the Performance of EPS", IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), September 3-5, 2008, Harbin, China.
 11. M. Kurishige et al., 2000, "A New EPS Control Strategy to Improve Steering Wheel Returnability", SAE, 2000-01-0185.
 12. A. Matsushita, K. Takanami and N. Takeda, 1980, "Subjective Evaluation and Vehicle Behavior in Lane-Change Maneuvers", SAE, 800845.
 13. Y. Hu, X. Ji, K. Chen and X. Ma, 2004, "Elementary Study on BLDC Controller for Electric Power Steering System", SAE, 2004-01-1096.
 14. X. Yang, 2007, "Study on Vehicle Hydraulic Power System and Handling", Jiangsu University, Master Thesis of Vehicle Engineering.