

전동식 동력 조향 장치를 위한 HILS 시스템 개발

박동진* · 윤석찬* · 한창수**
(1998년 8월 10일 접수)

A Development of Hardware-in-the-Loop Simulation System For a Electric Power Steering System

Tong-Jin Park, Soek-Chan Yun and Chang-Soo Han

Key Words : HILS (Hardware-in-the-Loop Simulation), EPS (전동식 동력 조향 장치), DSP(이산 신호 연산기), Real Time Control (실시간 제어), Bond Graph(본드선도)

Abstract

In this study, a Hardware-In-The-Loop-Simulation (HILS) system for developing a Electric-Power-Steering (EPS) system is designed. To test a EPS by HILS system, a mathematical vehicle model with a steering system model has been constructed. This mathematical model has been downloaded to the Digital-Signal-Processor (DSP) board. To realize the lateral force acting on the front wheel in a real car, the steering wheel angle sensor and vehicle velocity have been used for input signal. The force sensor has been used for a feedback signal. The full vehicle states could be simulated by the HILS system. Consequently, the HILS system could be used to analyze control-parameters of a EPS that contributes to the maneuverability and stability of a vehicle. At the same time, the HILS system can evaluate the whole performance of the vehicle-steering system. Also the HILS system could do test which could not be executed in real vehicle. The HILS system will be useful for developing the control logic for the EPS system.

기호설명

J_{sw} : 조향핸들 관성 모멘트 [kgm^2]
 J_M : 모터 관성 모멘트 [kgm^2]
 J_{sc} : 조향칼럼 관성 모멘트 [kgm^2]
 J_{rg} : 감속 기어 관성 모멘트 [kgm^2]
 J_{fw} : 전륜 관성 모멘트 [kgm^2]
 J_p : 피니언 관성 모멘트 [kgm^2]
 M_{sl} : 조향 링크 장치 질량 [kg]
 θ_{sw} : 조향 핸들 회전각 [rad]
 θ_{sc} : 조향 칼럼 회전각 [rad]
 θ_m : 모터 회전각 [rad]
 X_{sl} : 조향 링크 장치 변위 [m]
 R_{rg} : 감속 기어 감쇠 계수 [Nm sec/rad]

B_{fw} : 전륜 감쇠 계수 [Nm sec/rad]
 B_{sc} : 조향 칼럼 감쇠 계수 [Nm sec/rad]
 K_m : 모터 정수 [Nm/A]
 K_{sl} : 조향 링크 장치 강성 [Nm/deg]
 K_{ib} : 토션바 강성 [Nm/rad]
 K_{sc} : 조향 칼럼 강성 [Nm/rad]
 r_1 : 래크 피니언 기어비 [-]
 r_2 : 조향 링크 장치 기어비 [-]
 r_3 : 감쇠 기어비 [-]
 η : 기어 박스의 토크 전동 효율 [-]
 T_{sw} : 조향핸들 토크 [Nm]
 I_m : 모터 전류 입력 [A]
 AT : 자동 조심 토크 [Nm]

1. 서론

자동차의 조향 시스템은 조타력 보조를 위해, 유압 액추에이터를 적용하였다. 여기에 자동차의

* 한양대학교 대학원

** 회원, 한양대학교 기계공학부

E-mail : cnrlab@email.hanyang.ac.kr

TEL : (031) 400-5247 FAX : (031) 406-6242

연비향상과 에너지 절감, 조향 성능의 향상을 위해, 전동식 동력 장치 조향 시스템이 개발되고 있다. 현재 개발된 전동식 동력 조향 장치는 조향을 보조하는 전동 모터의 위치 및 동력 전달 메커니즘과 전동 모터 제어 방식에 따라 여러 가지 형태로 개발되었다. 일본의 예를 들면 1988 년 처음 Cervo(Pinion assist: Suzuki)에 장착된 이후로 Alto(Pinion assist: Suzuki), Minica(Pinion assist: MMC), Mira(Rack assist: Daihatsu), NSX(Rack assist, Ball screw 형 : Honda), Accord(Honda) 등에 장착되어 왔고, 미국의 Delphi 나 TRW, Delco 등도 개발하고 있다. Column Assist Type 와 Single Pinion Assist Type 은 주로 소형차에, Rack Assist Type 과 Dual Pinion Assist Type 은 중대형 차량에 적합한 형태로 개발되었다. Fig. 1 은 현재 개발된 전동식 동력 조향 장치의 형태를 보여주고 있다.

동력 조향 장치가 적용되면, 차량의 조종성 및 안정성 향상을 위해 조향 성능의 향상을 도모할 수 있다. 예를 들면, 차량 속도에 따른 보조 조향력의 설정이나, 조향감의 향상, 복원 성능의 증대, 조향 제어에 의한 차량성능 향상 등을 모터 제어에 의해 도모할 수 있다. 따라서 전동식 동력 조향 장치의 개발에서 가장 중요한 점은, 차량 동력학을 고려한 모터제어 기법이라 할 수 있으며, 이를 위해서 많은 실험이 반복되어야 한다. 그러나 조향 장치는 차량과 함께 결부되어야 조향력의 보조 특성을 비롯한 각종 조향 성능 및 차량에의 영향 등을 고찰할 수 있게 된다.

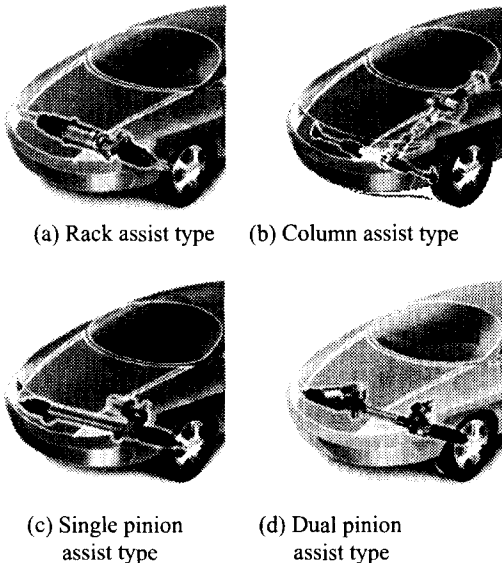


Fig. 1 Types of the EPS system

그러므로 전동식 동력 조향 장치에 적용되는 전동 모터는, 그 제어 방법에 따라 실제 차량의 조정성과 안정성 성능을 향상 할 수 있으므로, 전동 모터의 모델이 전체 차량 제어 모델에 적용하기도 한다. 이러한 이유로, 개발하게 될 시스템에 대하여 모터 특성 및 각종 조향성능을 시험하고, 나아가서는 조향 입력에 따른 차량의 안정도 및 동특성을 파악할 수 있는 전용의 시험 환경이 요구된다. 이를 위해 실제 시스템의 전체나 그 일부분을 액추에이터로 표현하여 이를 실시간 제어함으로써, 본 연구에서는 시스템의 제어 알고리즘 및 성능을 테스트할 수 있는 HILS(Hardware-In-the-Loop- Simulation) 기법을 적용하였다.

이 기법은 대상 시스템의 성능 검증은 물론이고, 실제 차량 실험에서 하기 어려운 상황 즉, 고속에서의 차량의 급격한 조향 실험 역시 안전하게 구현 가능하다. 그러므로 HILS 시스템은, 다양한 환경 하에서 제어 알고리즘을 테스트 및 검증할 수 있는 제어 시스템이다. 뿐만 아니라, 전동식 동력 조향 장치에 대한 제어 변수를 쉽게 조절할 수 있으므로, 단순히 테스트 차원이 아닌 전동식 동력 조향 장치 개발의 개념으로, 그 용도의 확장이 쉽다는 커다란 장점을 가지고 있다.⁽¹⁰⁾

본 연구에서 적용하는 HILS 시스템은, 조향 장치는 실제 상용화된 부품을 사용하였다. 차량에 해당하는 부분은 전체 차량모델을 이용하여 소프트웨어로 대처하였다. HILS 시스템을 구성하기 위해, 전동식 조향 장치에 대한 모델이 결부된 전체 차량의 시스템 모델링을 먼저 설정하였다. 여기에 전동식 동력 조향 장치를 실시간 제어를 수행하였다.^(10,11) Fig. 2 는 본 연구에서 구현하고자 하는 HILS 시스템에 관해 개략적인 관계를 나타내었다.

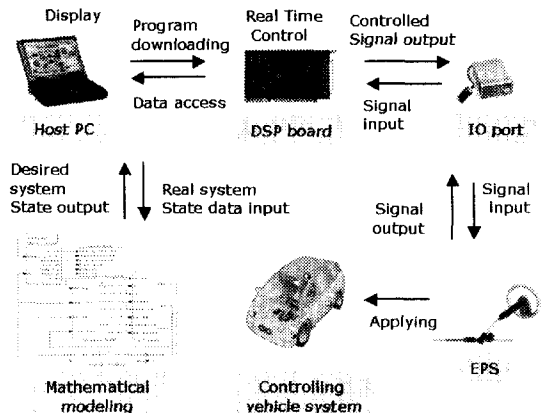


Fig. 2 HILS system for the EPS

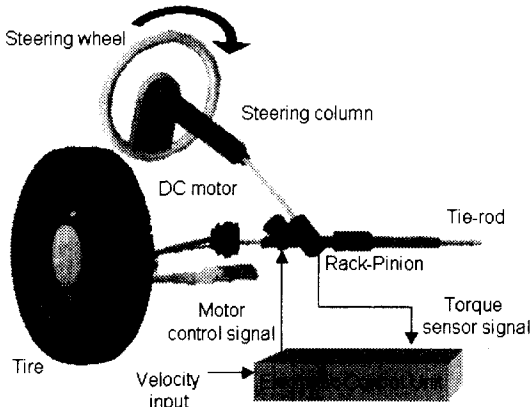


Fig. 3 The EPS system

2. 시스템 모델링

2.1 조향 장치 모델링

운전자가 핸들 조작 시 전동식 동력 조향 장치에 있는 토크센서에서 조향 입력에 따른 전압 신호를 발생시키는 조작력을 검출한다. 동시에 차량 속도 센서에서 출력된 차량 속도값과 함께, 전자 제어장치(electric control unit)가 모터의 전류를 제어하여 적절한 보조 동력을 발생시키는 장치이다.

이 시스템은 기본적으로 토크(torque) 센서, 차량 속도 센서, 전자제어장치, 전동모터, 감속기어 등으로 구성되어 있으며, 이 시스템의 구성을 나타내면 Fig. 3 과 같다.

조향 장치의 모델링 요소를 나타내면, 조향 핸들(steering wheel), 조향 칼럼(steering column), 조향 링크(steering linkage), 전륜 및 모터의 관성, 각 부위의 감쇠계수, 그리고 조향 컬럼과 링크의 강성 등이다. 위의 조향 장치에 대한 본드 선도(Bond-Graph) 모델을 나타내면 Fig. 4 와 같다.^(3,13)

이 본드선도는 조향 장치와 이를 제어하는 제어가 함께 모델링되어 있으며, 본드 선도에서 적분기로 표시된 부분은 토크 센서를 나타내는 부분으로써, 이는 조향 칼럼의 상대 변위를 이용하여 토크를 측정한다. 또한 그림에서 표시된 상승화 요소(boosting factor)는 일반적으로 사용하는 '속도 감응형 동력 조향 장치의' 제어를 표시하는 항목으로서 보통 비례 이득(P-Gain)으로 표시된다. 이 값은 차량 속도와 조향 토크의 함수이다.^(3,4)

또한 자기 조심 토크(self aligning torque), AT 는 $AT = t_r \times F_{yf} = t_r \times C_{yf} + \alpha_f = K \times \theta_{sw}$ 의 관계를 갖는다. 여기서 t_r 은 전륜의 트레일(trail)이며, C_{yf} 는 코너링 강성, α_f 는 전륜의 슬립 각이다.

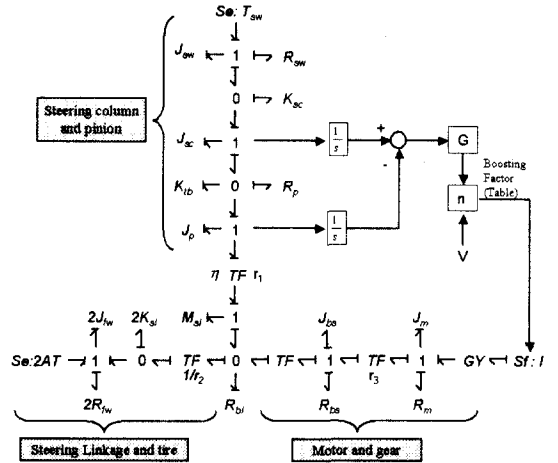


Fig. 4 Bond graph of the EPS system

그러므로, 슬립 각(slip angle)은 선형구간에서 전륜 조향각의 비례함수로 간주할 수 있다. 본드 그래프에 의하면 조향 시스템은 조향 입력이 토크 입력일 때에는 5 자유도를 가진 시스템이 되며, 조향 입력이 각도이면 4 자유도 모델링이 된다. 이로부터 조향 시스템의 방정식은 다음과 같다.^(1,3)

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

$$J_{sc} \ddot{\theta}_{sc} + B_{sc} \dot{\theta}_{sc} + K_{th} (\theta_{sc} - \frac{1}{r_1} X_{sl}) - K_{sc} (\theta_{sw} - \theta_{sc}) = 0 \quad (2)$$

$$(J_m + r_3^2 J_{rx}) \ddot{\theta}_m + (R_m + r_3^2 R_{rx}) \dot{\theta}_m + \frac{2r_3^2 K_{sl}}{r_2^2} \theta_m + \frac{2r_3 r_4 K_{sl}}{r_2^2} X_{sl} - \frac{2r_3 K_{sl}}{r_2} \theta_{sw} - K_m I_m = 0 \quad (3)$$

$$(M_{sl} + \eta \frac{J_p}{r_1^2}) \ddot{X}_{sl} + (\frac{2K_{sl}}{r_2^2} + \eta \frac{K_{th}}{r_1^2}) X_{sl} - \eta \frac{K_{th}}{r_1} \theta_{sc} - \frac{2K_{sl}}{r_2} \theta_{sw} + \frac{2K_{sl} r_3}{r_2^2} = 0 \quad (4)$$

$$J_{sw} \ddot{\theta}_{sw} + B_{sw} \dot{\theta}_{sw} - K_{sl} \theta_{sw} - \frac{K_{sl}}{r_2} X_{sl} - \frac{K_{sl} r_3}{r_2} \theta_m = AT \quad (5)$$

조향 입력이 운전자 토크가 아닌 회전각 일 때는 조향 핸들이 조향각 입력에 대한 종속 운동을 하게 된다. 이 때는 위의 운동 방정식 중 식 (1)을 제외한 식 (2) ~ (5)들이 지배 운동방정식이 된다. 입력은 조향각(θ_{sw}) 및 모터 입력전류(I_m)가 된다.⁽¹⁶⁾ 일반적으로, 실시간 제어 알고리즘은 적절한 자유도의 차량 모델의 선택이 중요하다. 왜냐하면 너무 높은 자유도의 모델은 작업의 효율성 및 명료성을 해치게 된다.

Table 1 D.O.F. of full vehicle model

		Parameter	No of Part	D.O.F
Body		x, y, yaw, roll	1	4
Wheel	Spin	ϕ	4	4
	Steer	ϕ		1
Total		9 D.O.F		

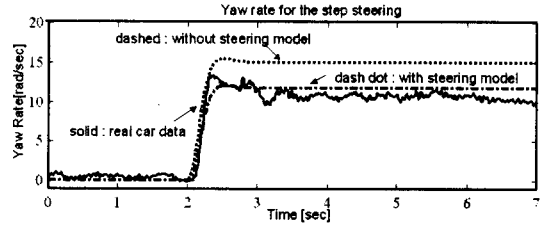
Table 2 Full vehicle parameters

Parameter	Value	Unit
Vehicle (sprung) mass	1245 1045	kg
Yaw moment of inertia of vehicle	2014	Kgm ²
Dist. From C.G. to front, rear axle	1.29 1.37	m
Front, rear track width	1.42 1.42	m
Front, rear cornering stiffness	38400 31420	N/rad
Tire rolling resistance coefficient	0.012	-
Front, rear roll stiffness	37356 31420	Nm/rad
Front, rear roll damping	1600 1600	Nms/rad
Distance from C.G. to roll axis	0.4	m

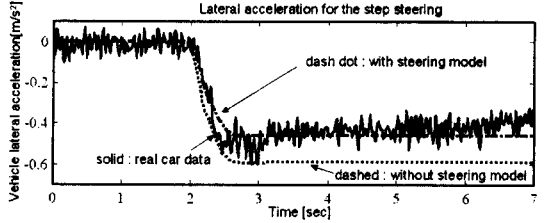
따라서 조향 입력에 대한 차량의 안정성을 보다 정확히 판별하기 위해, 조향 응답에 따른 운동을 자세히 나타내어 주는 전체 차량 모델이 필요하다.

Table 1에 나타낸 자유도를 가지는 전체 차량의 모델을 구성하였다.^(4,8) 이때 사용한 차량의 변수(parameter)는 Table 2에 나타내었다.

설정된 조향 장치 모델링의 타당성을 알아보기 위해, 조향 장치 모델과 차량 모델을 조향 장치 모델이 없는 차량 모델과 있는 경우를 비교하였다. 검증 방법은 ISO 규정에 의한 J-turn 시험을 적용하였다. Fig. 5는 이 규격에 의하여 차량이 80km/h로 주행 중 차량의 조향각을 0.2초 사이에 45°로 입력에 따른 출력이다. 조향 장치가 있는 모델은 조향 핸들의 각도가 45°가 되도록 입력하였고, 조향 장치가 없는 모델의 입력은 전륜의 각도가 “조향 휠 각도/조향 기어비”가 되도록 하였다. 그 결과, 조향 장치가 있는 모델이 조향 장치가 없는 모델에 대하여 실차에 데이터에 보다 더 근접한 응답을 나타내었다.



(a) Comparison about a yaw rate by the step steering



(b) Comparison about a lateral acceleration by the step steering

Fig. 5 Verification about the Full-car modeling with the EPS modeling

이를 바탕으로, 전동식 동력 조향 장치 연구를 위해 설정한 조향 장치의 모델링을 이용할 수 있었다.^(3,8)

2.2 HILS

실제 HILS 시스템을 구현하기 위해, 이에 따른 HILS 구성요소와, 유압제어, 입출력 신호 처리 등을 수행하였다. 앞서 만들었던 차량 모델에 접목시켜서, 실시간 제어를 통해 전동식 동력 조향 장치 제어기 성능 개선의 환경을 구현하였다.

2.2.1 HILS 구성

앞서 전동식 동력 조향 장치에 대한 모델과 차량 모델이 설정되었다. 이 모델을 이용하여 전동식 동력 조향 장치에 대한 HILS 시스템에 적용하였다. HILS 시스템의 구성 요소는 크게 전동식 동력 조향 장치와 이를 제어하는 전자제어장치(Electronic Control Unit), 유압장치, 그리고 실시간 제어기 부분으로 이루어져 있다. 여러 가지 형태의 전동식 동력 조향 장치 중에 본 연구 과정에서 사용된 것은, 랙 피니언 조향 메커니즘의 형태로써, 조향 기구부에 피니언 부분을 전동 모터와 맞물려 조타력을 보조하는 방식이다. 전동식 동력 조향 장치의 전자제어기(Electronic Control Unit) 입력 신호는 실제 차량의 엔진 주파수를 발생하는 신호 발생기와 조향 기구부에 있는 토크 센서를 이용하여 구동하였다.

유압장치는 유압 실린더, 유압 제어기(hydraulic controller)와 유압 모터부로 구성되어 있다. 이 유압 장치는 실제 차량이 주행을 하면서 조향 할 때

타이어에 작용하는 횡방향 힘을 발생시키는 역할을 한다. 유압장치와 전동식 동력 조향 장치에 연결된 메커니즘은 차량의 속도에 따라 운전자가 느끼게 되는 조타력의 효과와 더불어, 운전자의 핸들 조작에 의한 조타력이 실제 차량의 타이어에 전달하는 것과 같은 메커니즘을 적용하였다.

실시간 제어기는 연산속도가 빠른 이산 신호 연산기(Digital Signal Processor)를 사용하였다. 실시간으로 주 컴퓨터(Host computer)에서 수학적인 차량모델을 해석과 동시에 유압 실린더의 제어 신호가 DSP 의 연산 결과에 의해 제어된다. 피드백(Feedback) 신호로 사용된 힘 센서(Load cell)는 DSP 보드를 거쳐 주 컴퓨터에 전달하여 이 값에 따른 차량의 전반적인 거동을 나타내는 상태변수를 출력하게 된다. 사용된 DSP 연산기는 TI 회사의 TMS320C31 이다.

실시간 제어 작업의 형태는, DSP 보드에 주 컴퓨터에서 수학적인 차량모델을 해석한 결과를 다운로드(Downloading)하고, DSP 보드의 입출력 신호 상태를 가지고 주 컴퓨터가 수학적 차량모델을 해석할 수 있도록 다시 주 컴퓨터에 전달하는 방식이다. Fig. 6 은 본 연구에서 구현 된 HILS 시스템을 나타내고 있다.

2.2.2 유압 제어

본 연구에 사용 된 유압 시스템은 차량이 조향할 때 발생하는 타이어 횡방향 힘 역할을 하였다. 주 컴퓨터에서 모든 제어가 형성되므로 유압도 역시 컴퓨터로 제어할 수 있도록 하였다. 유압시스템은 전류값에 설정에 의해 유량을 제어하므로, 전류값을 제어하기 위해 펄스 폭 변조(Pulse Width Modulation) 방식을 사용하였다.

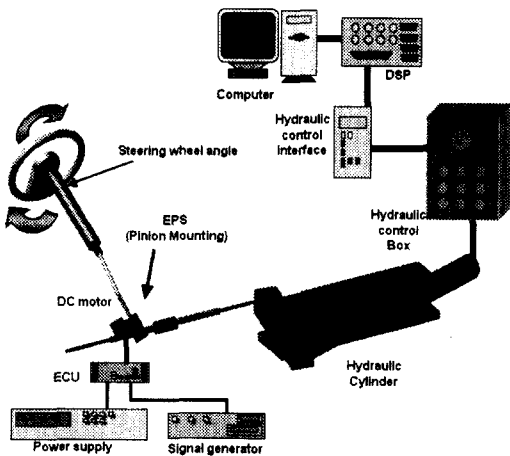


Fig. 6 HILS system for the EPS

기본적인 제어방법은 슬라이딩 모드 제어를 사용하였다. Fig. 7 은 유압 장치 제어를 위한 제어 알고리즘을 나타내고 있다. 먼저, 차량의 속도가 정해지고, 조향 핸들 각(steering wheel angle) 입력을 받아 조향할 때 발생되어야 할 타이어의 횡방향 힘을 결정하게 된다. 이 값은 펄스 폭 변조 신호로 변환 되어 유량을 제어, 실린더를 움직이게 된다. 수학적 차량 모델에 사용된 타이어 모델은 차량 동력학 모델에 해석을 위한 용도로 많이 쓰이는 Pacejka 타이어 모델을 사용하였다.

유압 제어 알고리즘은, 수학적인 모델에 의해 차량 속도별 조향각 입력에 따라 적용되어야 할 타이어의 횡방향 힘 F_d 가 산출되고, 유압장치에서 측정된 힘 F 는 F_d 와 같도록 하는 제어 알고리즘을 구현한다.

$$\tilde{F} = F - F_d \tag{6}$$

\tilde{F} 는 수학적 모델에서 산출되는 타이어의 횡방향 힘과 유압장치에서 얻어진 힘간의 오차가 된다. 여기에 따른 슬라이딩 평면을 정의하면 다음과 같다. 이에 따른 슬라이딩 평면은 다음 식과 같다.

$$s = \tilde{F} + \lambda \cdot \tilde{F} \tag{7}$$

이에 따른 슬라이딩 조건을 다음 식에 적용한다.

$$\dot{s} \leq -\eta |s| \tag{8}$$

결국 유압제어를 하기 위한 제어 입력은 다음과 같다.

$$u = \dot{u} - k \cdot \text{sgn}(s) \tag{9}$$

유압실린더 특성값에 따라 이득 η 와 λ 을 적절하게 맞추어 가며 타이어 횡방향 힘 효과를 유압장치에서 구현하도록 하였다.

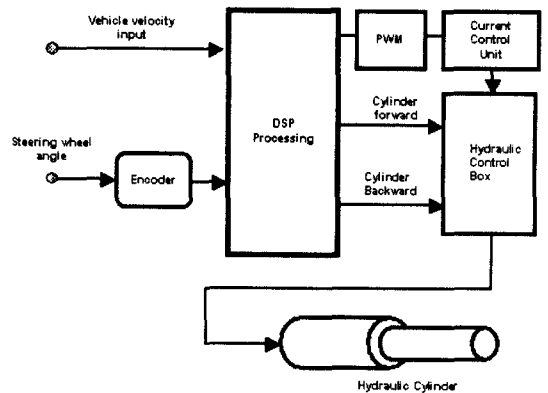


Fig. 7 Hydraulic Controller block diagram

실제 적용된 유압 시스템은, 신호 출력에 따른 잡음(noise)을 없애기 위해, 여과 회로(filter circuit)를 적용하였으며 디지털 제어용 회로도 사용하였다. 유압 실린더에서 작용하는 힘을 측정하기 위해 로드 셀(load cell)을 사용하였으며 이것은 실린더 단면에 걸리는 힘을 측정, 이 값을 되 먹임 하여, 이산 제어 연산기 보드에 아날로그(analog) 신호로 입력된다. 이 값은 조향각에 따른, 정확한 타이어의 횡방향 힘을 유압 실린더에서 발휘하도록 오차를 수정하는 역할을 하게 된다.

2.2.3 실시간 제어 프로그램

HILS 시스템을 동작 시키기 위해서 앞서 모델링된 차량모델을 실시간 제어에 맞도록 프로그램하였다. 실시간 제어용 프로그램은 수학적 모델의 시뮬레이션(simulation)프로그램을 바탕으로 작성하였다. 이 프로그램을 바로 이산 제어 연산기 보드에 다운로드 하여 저장된 데이터를 실시간으로 연산 처리하였다. 실시간 제어 해석이 빨리 이루어질 수 있게 미분 변수나, 복잡한 비선형 함수의 적용을 피하는 방향의 실시간 제어용 모델을 구축하였다. 실시간 제어를 수행하는 동안, HILS 시스템의 동작 상황을 나타내는 디스플레이(display)를 설정하였다. Fig. 8은 실시간 제어를 하는 동안 주 컴퓨터에서 동작 상황을 시각적으로 잘 알아볼 수 있게 작성된 화면을 나타낸 것이다.

2.2.4 HILS 출력

HILS 시스템을 통해 차량 속도별 조향각 입력에 따른 전동식 동력 조향 장치에 대한 시뮬레이션하였다. 여기에 사용된 HILS 모델을 Fig. 8에 나타내었다. 이 모델은 수학적인 해석과 더불어, HILS 시스템 기구부에서 입출력하는 신호에 따라 실시간으로 동시에 해석해 주는 역할을 한다.

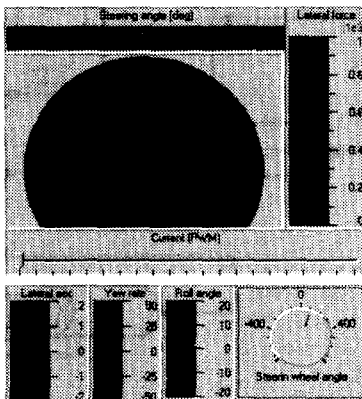


Fig. 8 Real Time Control display

Fig. 9는 앞서 설정한 조향 시스템의 모델링과 전체 차량 모델링의 수학적 차량 모델을 실시간 제어기 실행 환경에 맞도록 적절하게 재 구성된 차량 시뮬레이션 모델이다.

실시간 제어를 위해 재구성된 수학적 차량모델에 의해 유압 액추에이터가 동작하므로 이 모델에 의해 얻어지는 차량 상태가, 전동식 동력 조향 장치 제어기 성능을 가늠할 수 있는지 그 여부를 검증해야 한다. 이를 위해서, 앞서 구성한 조향 시스템이 첨가된 수학적인 전체차량 모델을 일반 컴퓨터에서 바로 해석한 결과값과, HILS 시스템에 의해 실시간 제어를 통해서 얻어지는 결과 값과 비교해 그 타당성을 검증해 보았다.

저속 및 고속에서 HILS 시스템에서 출력의 오차를 비교하기 위해, 사용된 차량 데이터에서 출력되는 차량의 상태 변수의 최대값을 기준으로 해서 정규화(normalizing)하였다. 이때, 컴퓨터와 HILS에 같은 조향 입력을 주었으며, 그에 따라 차량의 횡방향 힘, 횡가속도, 및 요레이트(yaw rate)를 비교 출력하였다.

Fig. 10의 결과는 같은 스텝 조향각 입력일 때, 수학적 모델을 일반 컴퓨터에서 해석한 값과 실제 유압 액추에이터를 작동시켜서 얻어지는 HILS와 비교하여 산출하였다.

시뮬레이션 출력을 살펴보면, 설정된 유압 제어 로직 및 유압 실린더의 기계적 특성에 따라 다소간의 오차는 발생하였다.

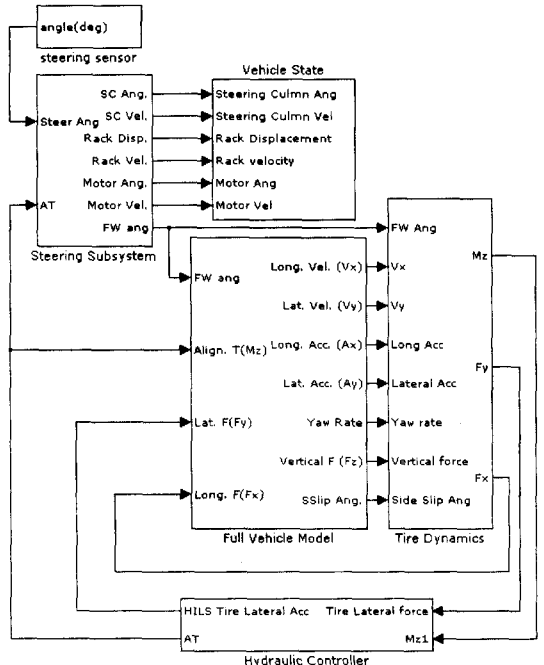
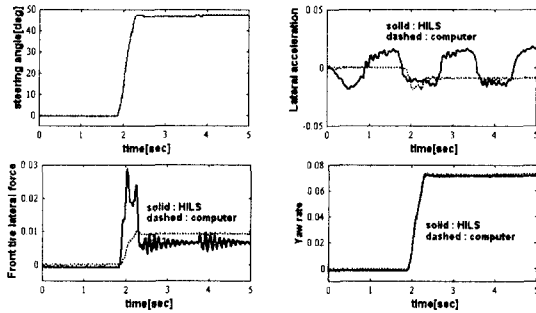
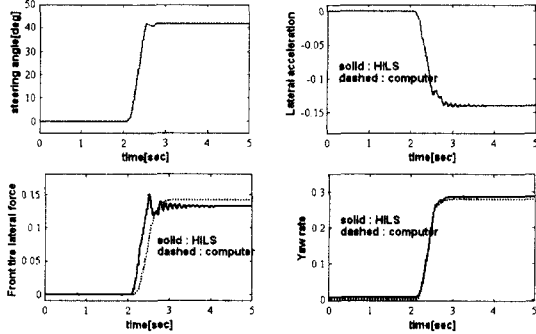


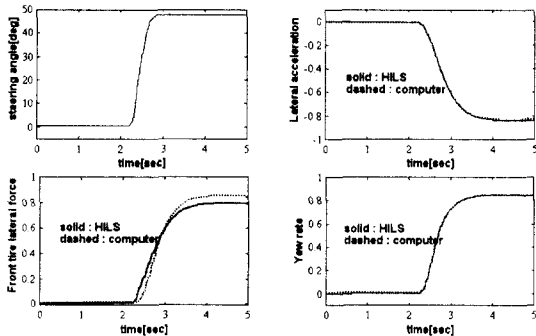
Fig. 9 HILS model



(a) When a vehicle's speed is 10Km/h



(b) When a vehicle's speed is 40Km/h



(c) When a vehicle's speed is 80Km/h

Fig. 10 Comparison between the HILS output and the computer simulation output

그럼에도 불구하고, 전체 차량에 대한 차량 상태의 출력은 차량 속도가 증가하면 할수록, 수학적 차량 모델을 컴퓨터에서 해석할 때 값과 거의 일치하였다. 이유는 차량 속도의 증가는 전체적으로 차체에 의한 동적 운동량이 증가하므로 전체 차량의 무게나 강성등에 의해, 전륜에 국한된 타이어의 횡방향 힘은 전체 차량의 횡방향 힘에 따라 크게 민감하지 않다.^(5,6) 또한, 실제 차량의 조향에 의한 타이어의 횡방향 힘은 HILS 시스템에서 유압제어에 의해 구현되었다.

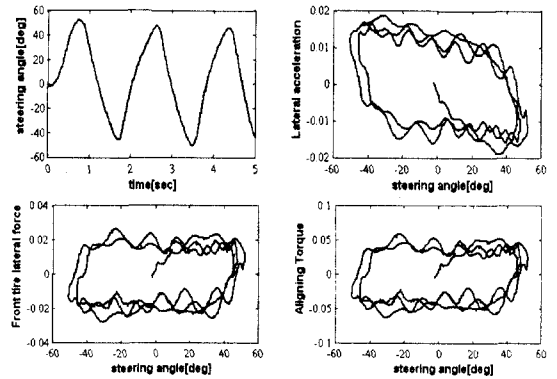


Fig. 11 States outputs on the HILS When a vehicle's Speed is 10Km/h

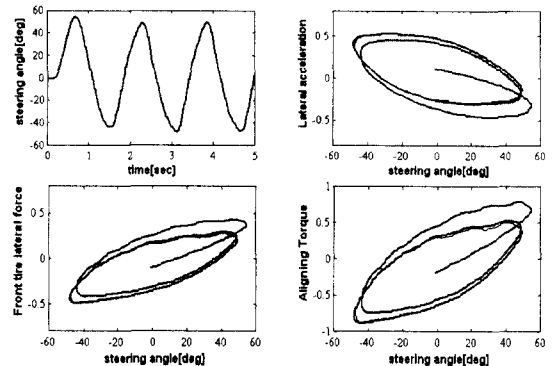


Fig. 12 States outputs on the HILS when a vehicle's speed is 80Km/h

여러 가지 다른 조향 입력에 따라 차량의 해석 결과를 출력하였다. Fig. 11은 차량 속도가 10Km/h 일 때 전동식 동력 조향 장치를 적용한 결과이다.

횡가속도와 전륜의 횡방향 힘, 그리고 자동 중심 토크의 출력 결과는 컴퓨터 시뮬레이션에서 구현 하기 어려운 잡음 입력의 영향도 고려 할 수 있었다. 이는 전동식 동력 조향 장치의 강성이나 마찰력 또는 타이어의 스틱 슬립(stick slip)현상으로 인한 결과이며, 이러한 외란의 거동 및 현상을 HILS 시스템에서 나타낼 수 있어서, 실제 전동식 동력 조향 시스템 개발에 유용한 자료로 사용할 수 있다.

Fig. 12는 차량 속도가 80Km/h 일 때 전동식 동력 조향 장치를 적용한 결과이다. 이러한 고속에서 실제 차량에 핸들, 즉 조향 핸들 각도 크기가 45도 이상으로 연속적인 정현파(sinusoidal) 조향 입력을 하기란 상당한 위험성과 어려움을 갖게 된다. 하지만 본 연구에서 구현된 HILS 시스템에 의해 실험실 내에서 조향 장치 테스트를 안전하게 할 수 있었다.

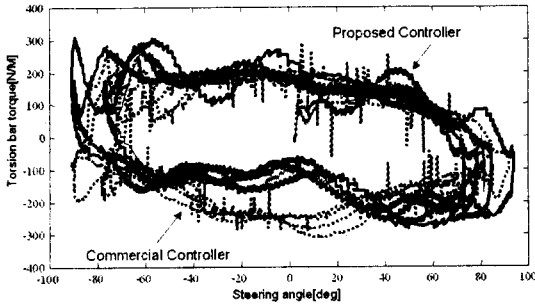


Fig. 13 Comparison of a proposed controller and commercial controller

Fig. 13 은 전동식 동력 조향 장치에 적용 될 제어기 설계를 위한 검증위한 출력을 나타내고 있다.

전동식 동력 조향 장치에 있는 토션바 토크의 출력값은 제어기의 성능을 측정할 수 있는 수치로 사용 된다.^(2-4,7) Fig. 13 에서 설계된 제어기는 상용화 된 제어기와 근접한 결과를 나타내지만 아직 개선의 여지를 있음을 HILS 시스템에 의해 알 수 있었다.

3. 결론

본 연구에서는 전동식 동력 조향 장치를 위한 HILS 시스템의 개발에 대하여 다루었다. 이 장치는 실제 조향 장치의 하드웨어 부분과 차량 모델에 해당하는 소프트웨어로 구성되었다. 따라서 이 시스템은 조향 장치 자체 뿐만 아니라 조향 입력에 따른 차량의 응답특성을 고찰할 수 있도록 설계되었다. 또한 전동식 조향 장치의 제어 알고리즘을 소프트웨어적으로 처리하여 구동할 수 있기 때문에 전동식 동력 조향 장치 시험기 뿐만 아니라, 제어 알고리즘 개발 시스템으로 사용될 수 있을 것이다.

본 논문의 연구 내용 결론은 다음과 같다.

- (1) 전동식 동력 조향 장치 연구를 위한 HILS 시스템의 기구부는, 차량이 조향 할 때 생기는 타이어의 거동과 그 힘을 표현하는 메커니즘으로 구성하였다.
- (2) HILS 시스템에 적용할 수 있는 차량 조향 시스템의 해석적 모델을 구현하였고, 유압 액추에이터를 실시간 제어하여 전동식 동력 조향 장치에 적용 될 타이어 횡 방향 힘을 구현하였다.
- (3) HILS 를 이용하여 조향 장치에 대한 시뮬레이션을 하였다. 이 HILS 를 이용하여 다양한 조향 입력을 실험실에서 안전하게 할 수 있었으며, 전동식 동력 조향 장치의 제어기 성능 검증도 할 수 있었다.

참고문헌

- (1) 박동진, 윤석찬, 한창수, 이상근, 구상순, 우덕현, 1998, "고속 주행시 횡가속도 제어를 위한 MDPS 시스템 개발에 관한 연구," 한국자동차공학회 추계학술대회 논문집.
- (2) 김병진, 박동진, 윤석찬, 한창수, 2000, "HILS 에 의한 전동식 동력 조향 장치 제어 알고리즘 검증," 한국자동차공학회 춘계학술대회 논문집.
- (3) 윤석찬, 한창수, 1995, "전동식 동력 조향장치의 개발에 관한 연구," 한국자동차공학회 추계학술대회 논문집.
- (4) 윤석찬, 한창수, 2000, "Ball screw 형 전동식 동력 조향 장치의 제어에 관한 연구," 한국자동차공학회 논문집, 제 8 권, 제 1 호, pp. 124~134.
- (5) Jang, J. H., and Han, C. S., 1997, "Sensitivity Analysis of Side Slip Angle for a Front Wheel Steering Vehicle: a Frequency Domain Approach," *KSME International Journal*, Vol. 11, No. 4.
- (6) Jang, J. H., and Han, C. S., 1997, "The State Sensitivity Analysis of the Front Wheel Steering Vehicle: In the Time Domain," *KSME International Journal*, Vol. 11, No. 6.
- (7) Matthew John Blank, 1990, "An Electric Power Steering System for Vehicles with Controlled Input to the Steering," Master's Thesis, California State University, Davis.
- (8) Lee, S. H., Lee, U. K., and C. S. Han, 1999, "Four-Wheel Independent Steering(4WIS) System for Vehicle Handling Improvement by Active Rear Toe Control," *JSMIE International Journal*, Series C, Vol. 42, No.4, pp(10p).
- (9) Leonard Segel, 1998, "On the Lateral Stability and Control of the Automobile as Influenced by the Dynamic of the Steering System," *ASME 65WA/MD-2*.
- (10) Rolf Boot, and Jobst Richert, 1998, "Automated Test of ECUs in a Hardware-in-the-Loop Simulation Environment," *ASIM 1998 12th Symposium on Simulation Technology*.
- (11) Jorg Vater, 1997, "The Need for and the Principle of High resolution Incremental Encoder Interfaces in Rapid Control Prototyping," dSPACE®
- (12) Ronald Jurgen, 1997, *Automotive Electronics Handbook*, McGraw-Hill.
- (13) Karnopp, D. C., and D. H. Wuh, 1991, "Approximate Inverse Simulation of an Active Steering System Including Steering Wheel Reaction," *The 6th International Pacific Conference On Automotive Engineering* 912563.
- (14) Rosenberg, R. C., and Karnopp, D. C., 1983, *Introduction to Physical System Dynamics*, McGraw-Hill Book Company.
- (15) John C. Dixon, 1992, *Tires, Suspension and Handling*, Cambridge University Press.
- (16) Thomas D. Gillespie, 1992, "Fundamentals of Vehicle Dynamics," *SAE*.