Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers, Vol. 11, No. 3, pp.184-191 (2003)

VDC를 위한 HILS 시스템 개발에 관한 연구

박 기 홍 · 허 승 진*

국민대학교 기계자동차공학부

Development of HILS System for VDC

Kihong Park* · Seung-Jin Heo

School of Mechanical & Automotive Engineering, Kookmin University, Seoul 136-702, Korea

(Received 16 November 2002 / Accepted 21 March 2003)

Abstract : HILS(Hardware-In-the-Loop Simulation) is a scheme that incorporates hardware components of primary concern in the numerical simulation environment. Due to its advantages over actual vehicle test and pure simulation, HILS is being widely accepted in automotive industries as test benches for vehicle control units. Developed in this study is a HILS system for VDC(Vehicle Dynamics Control) with a valve control system that modulates the brake pressures at four wheels. Two VDC control logics were developed and tested in the HILS system. Test results under various driving conditions are presented in this paper.

Key words : Hardware-in-the-loop simulation(HIL 시뮬레이션), Vehicle dynamics control(차량동역학 제어)

Nomenclature

M : mass, kg
γ : radius, m, l : length, m
F : force, N, T: torque, Nm
I : moment of inertia, kgm^2
v : velocity, m/s, ω : rotational velocity, rad/s
x, y: translation in x- and y-axis
γ : yaw rate, rad/s
δ : steer angle, rad
λ : slip ratio
μ : road friction coefficient
α : sideslip angle, rad

Subscipts

c, t : chassis, tire
I : tire index(1=FL, 2=FR, 3, RL, 4=RR)
f, γ : front, rear
d : desired
x, y, z: x-, y-, z-direction

*To whom correspondence should be addressed.
sjheo@kookmin.ac.kr

1. 서 론

차량의 샤시 전자제어기술이 발달하고 제어시스템이 복잡해짐에 따라, 기존 실차시험보다 효율적인 제어기의 시험 방법이 요구되고 있다. 특히 차량의 안전에 직접 영향을 미치는 제동관련 제어장치의 경우, 실차시험은 공간적으로나 시간적으로 많은 제약이 뒤따르며, 이에 드는 비용 또한 매우 고가이기 때문에 더욱 그러하다. 실차시험에 대한 대안으로 수치 시뮬레이션을 들 수 있지만, 제동장치의 비선형과 동특성을 정확히 모델링하기가 어렵기 때문에, 시험결과에 대해 높은 신뢰도를 기대하기 어렵다.

이와 같은 실차시험과 수치 시뮬레이션의 단점을 보완할 수 있는 시험방법이 HILS(Hardware-In-the-Loop Simulation) 기법이다.[1-3] HILS란, 수치적으로

시뮬레이션되는 시스템의 일부 요소를 실제 하드웨어로 대치하여, 수학적 모델과 하드웨어가 혼합된 폐루프 시스템을 구성하고, 이들을 실시간으로 수치적분하는 기법을 의미한다. 이렇게 함으로써 시뮬레이션의 신뢰도는 순수 시뮬레이션에 비해 대폭 향상된다. HILS를 통한 시험은 실차시험에 비해 시간과 비용면에서 많은 절감을 가져다 줄 뿐 아니라, 실차시험에서 수행하기 힘든 위험한 상황을 구현 가능하게 하며, 동일한 시험을 반복하는 것을 가능하게 한다.

최근 차량의 선회주행시 횡방향 운동의 안정성을 확보하기 위한 기술이 Vehicle Dynamics Control (VDC)이라는 이름으로 활발하게 연구되고 있다.[4-6] 차량의 횡방향 안정성은 타이어와 노면의 접지력에 의해 유지되는데, 접지력이 충분하지 않은 경우, 차량의 미끄럼각은 증가하고 조향각에 대해 요 반응은 급격히 둔감하게 되어, 위험한 상황에 이르게 된다. VDC는 이러한 때에 차량의 횡방향 거동이 운전자의 조향 의도대로 반응하는지를 감지하고 필요한 경우 네 바퀴에 비대칭적인 제동압력을 가하여 보상 요모멘트를 발생시킴으로써 차량의 안정성을 회복시키는 장치이다. VDC는 기존 ABS/TCS 시스템에 사용되는 센서와 유압장치의 많은 부분을 공유할 수 있기 때문에 적은 비용으로 구현이 가능하며, 따라서 추후 많은 수요가 예측되는 차량 샤시 제어장치이다.

위와 같은 배경을 바탕으로 본 연구에서는 VDC를 위한 HILS 시스템을 개발하였다. 이를 위해 먼저 두 가지의 VDC 제어로직을 설계하였으며, 이들을 HILS 환경에서 PC제어기로 구현하였다. 제동 페달을 포함해서 이로부터 각 바퀴의 휠실린더에 이르는 유압장치는 실제 승용차용 하드웨어를 사용하였으며, 제동력을 각 바퀴에 독립적으로 분배하는 유압제어장치는 본 연구에서 자체적으로 제작하였다. 이 유압제어장치는 각 바퀴당 두 개의 PWM솔레노이드 밸브를 사용하여, 휠실린더의 압력을 증가, 유지, 감소시킬 수 있도록 설계하였다.

본 연구에서는 다양한 주행시험 상황에 대해 VDC HIL 시뮬레이션을 수행하였다. 이 시험을 통해 두 제어로직의 성능을 비교, 검증하였으며, 동시에 본 연구에서 개발된 VDC용 HILS 시스템의 성능을 검증하였다.

2. 운동방정식

2.1 차량모델

본 연구에서는 차량의 횡방향 운동을 표현하는 플랜트 모델로 7자유도의 차량모델을 사용하였다. 이 모델은 종방향과 횡방향의 병진운동과 요 회전운동을 갖는 차체와, 회전운동을 하는 4바퀴로 이루어진다. Fig. 1은 이 차량모델을 나타내고 있다.

식 (1)은 Fig. 1의 차량모델에 대한 운동방정식을 나타낸다.

$$M_c(\ddot{x}_c - \gamma \dot{y}_c) = \sum F_{xti} \tag{1a}$$

$$M_c(\ddot{y}_c + \gamma \dot{x}_c) = \sum F_{yti} \tag{1b}$$

$$I_c \dot{\gamma} = l_f \sum_{1,2} F_{yti} - l_r \sum_{3,4} F_{yti} - \frac{l_{tr}}{2}\left(\sum_{1,3} F_{xti} - \sum_{2,4} F_{xti}\right) \tag{1c}$$

$$I_t \dot{\omega}_{ti} = T_{bi} + T_{VDCi} + r_{ti} F_{xti} \tag{1d}$$

위 식에서 T_{bi}는 제동입력을 나타내며, T_{VDCi}는 보상 요모멘트로부터 계산된 각 타이어의 제동토크 값이다.

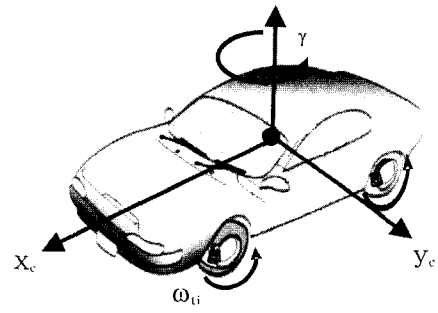

Fig. 1 7-DOF plant vehicle model

2.2 타이어모델

본 연구에서는 앞에서 본 플랜트 차량모델과 3.1절에서 소개될 참조 차량모델에 서로 다른 두 개의 타이어모델을 사용하였다.

먼저, 플랜트 차량모델에는, 단순하면서도 바퀴의 종방향과 횡방향의 힘의 관계를 해석적으로 표현할 수 있는 브러쉬 타이어모델을 사용하였다.[7]

다음 식은 브러쉬 타이어모델을 나타낸다.

if $\varepsilon_i \geq 0$

$$F_{xti} = -K_{\lambda i}\lambda_i\varepsilon_i^2 + 6\mu_i F_{zti}\cos\theta_i f(\varepsilon_i) \quad (2a)$$

$$F_{yti} = K_{\alpha i}(1+\lambda_i)\varepsilon_i^2\tan\alpha_i - 6\mu_i F_{zti}\sin\theta_i f(\varepsilon_i) \quad (2b)$$

elseif $\varepsilon_i < 0$

$$F_{xti} = \mu_i F_{zti}\cos\theta_i \quad (2c)$$

$$F_{yti} = -\mu_i F_{zti}\sin\theta_i \quad (2d)$$

where

$$\varepsilon_i = 1 + \frac{K_{\lambda i}\eta_i}{3\mu_i F_{zti}}$$

$$\eta_i = \sqrt{\lambda_i^2 + \left(\frac{K_{\alpha i}}{K_{\lambda i}}(1+\lambda_i)\tan\alpha_i\right)^2}$$

$$f(\varepsilon_i) = \frac{1}{6} - \frac{1}{2}\varepsilon_i^2 + \frac{1}{3}\varepsilon_i^3$$

$$\sin\theta_i = \frac{K_{\alpha i}\tan\alpha_i(1+\lambda_i)}{K_{\lambda i}\eta_i}$$

$$\cos\theta_i = \frac{\lambda_i}{\eta_i}$$

위 식에서 K_α 와 K_λ 는 타이어의 특성 계수들을 나타낸다.

두번째로, 제어기를 위한 참조 차량모델에는 포화 타이어모델을 사용하였다.[8] 포화 타이어모델은 arctangent 함수를 이용해 타이어 횡방향 힘의 특성을 나타내기 때문에, 간단하며 선형화하기 쉽고, 따라서 선형 제어이론인 최적 제어기 설계에 사용하기가 용이하다. 식 (3)은 포화 타이어모델을 나타낸다.

$$F_{ytoi} = K_{\alpha oi}\frac{\mu_i}{C_{oi}}\tan^{-1}\left(\frac{C_{oi}}{\mu_i}\alpha_{oi}\right) \quad (3)$$

Fig. 2는 앞서 본 두 타이어모델이 미끄럼각과 마찰계수에 대해 어떻게 다른가를 나타낸다. Fig. 2는 미끄럼율 λ 값이 0.01일 경우로서, 포화 타이어모델이 저마찰 노면과 고마찰 노면에서 모두 브러쉬 타이어모델의 경향을 잘 따라가는 것을 보여준다. 미끄럼율이 현재의 0.01보다 커지면 두 타이어모델의 차이도 좀 더 커지는 것이 관찰되었다.

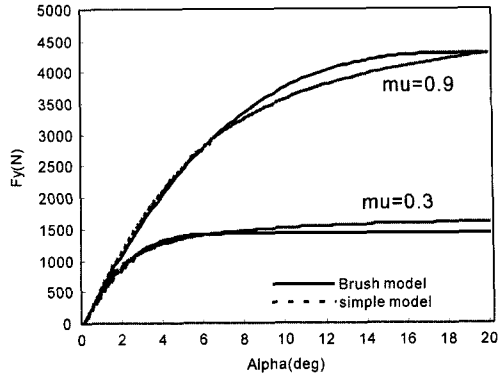

Fig. 2 Comparison of Brush tire model and simple saturation tire model at λ=0.01

3. VDC 제어기 설계

3.1 참조 차량모델

차량의 횡방향 운동을 제어하기 위해서는 먼저 참조 요 각속도와 참조 미끄럼각이 필요하다. 본 연구에서는 이들 변수의 참조값을 계산하기 위해, 플랜트 모델인 7자유도 차량모델에 비해 간단한 Fig. 3의 2자유도 차량모델을 사용하였다. 정상 원선회를 가정하였으며, 포화 타이어모델에서 필요한 노면마찰계수값은 시뮬레이션 상황에 따라 고정된 상수값으로 가정하였다.

Fig. 3에서 l_f, l_r 은 무게 중심과 전후륜 사이의 거리를 나타낸다. 위 모델의 자유도는 v_y와 γ에 의해 결정된다.

본 연구에서는 두 개의 다른 VDC 제어기법을 설계하여, 이들을 HILS 환경에서 시험하였다. 또한 VDC 작동시 바퀴의 잠김현상을 방지하기 위해 이들 제어기에 ABS 로직을 결합하였다. 이들에 대한 자세한 내용은 아래에 소개되어 있다.

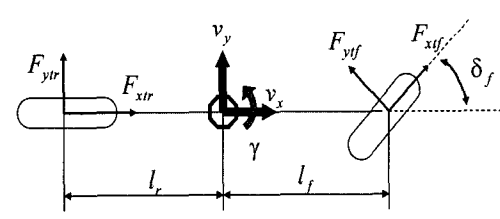

Fig. 3 2-DOF reference vehicle model

3.2 단순제어기

단순제어기는 2자유도 차량모델로부터 얻어진 참조 요 각속도 값과 실제 요 각속도 값의 차이에 따라, 제동력을 감압, 유지, 증압 모드를 통해 단계적으로 제어하는 알고리즘이다. 이는 잘 알려진 보쉬의 ABS 로직과 유사하며,[9] 위의 세가지 모드는 각 휠실린더의 입력/출력 솔레노이드 밸브의 개폐를 독립적으로 조절하여 얻어진다. 이 때 각 솔레노이드 밸브를 구동하는 PWM신호의 듀티율은 일정한 값에 고정되도록 하였다.

식 (4)는 이 알고리즘에 사용되는 참조 요 각속도로서, 운전자의 조향에 대한 참조 차량모델의 정상선회 상태를 목표로 하고 있다.

$$\gamma_{ref} = \frac{v_x}{(l_f + l_r)\left(1 + \frac{v_x^2}{v_c^2}\right)} \delta_f \tag{4}$$

위 식에서 v_c는 차량의 특성속도(characteristic speed)를 나타낸다.

Table 1은 단순제어기의 제어 개념을 도식적으로 나타내고 있다. 이 제어기에서 보상 요 모멘트는 제동력을 좌우 바퀴 중 어느 한쪽에만 가하여 얻으며, 제어된 쪽의 전후륜 사이에는 일정한 비율로 제동력을 분배한다.

Table 1 Control scheme of simple controller

$\gamma_{act} - \gamma_{ref} > 0$	$\delta \geq 0$		
	$\delta < 0$		
$\gamma_{act} - \gamma_{ref} < 0$	$\delta \geq 0$		
	$\delta < 0$		
$\gamma_{act} - \gamma_{ref} = 0$	any δ		HOLD MODE

Plant vehicle (7dof) Reference vehicle (2dof)

3.3 최적제어기

앞 절의 단순제어기는 단계별 증압, 유지 및 감압을 이용한 제어 방법이므로 순간적으로 큰 보상 요 모멘트가 요구될 경우 응답속도가 느릴 수 있고, 정확한 목표 보상 요모멘트를 생성하지 못 할 수 있다. 본 연구에서는 보다 빠르고 정확한 응답특성을 얻을 수 있도록 하기 위하여, 솔레노이드 밸브의 개폐 정도를 조절하는 LQR 최적제어기를 또한 설계하였다. 식 (5)는 보상 요모멘트 항이 추가된 2자유도 차량모델의 상태방정식을 나타낸다.

$$\dot{\boldsymbol{x}} = \boldsymbol{A}\boldsymbol{x} + \boldsymbol{B}T_z + \boldsymbol{E}\delta_f \tag{5}$$

위 식에서 T_z는 보상 요모멘트로 제어 변수이다. 전륜 조향각 δ_f는 제어식에서 외란으로 취급된다.

식 (6)은 조향각 δ_f가 0이 아닌 값을 가지는 경우, 이에 의해 발생하는 정상상태 오프셋을 보상하기 위한 상태 피드백 제어기를 나타낸다.

$$T_z = T_{z_d} - \boldsymbol{C_x}(\boldsymbol{x} - \boldsymbol{x_d}) \tag{6}$$

위 식에서 $\boldsymbol{x_d}$는 조향각에 대한 상태변수의 목표값이 되며, T_{z_d}는 이러한 목표값 $\boldsymbol{x_d}$를 얻기 위한 보상 요모멘트이다. T_{z_d}와 $\boldsymbol{x_d}$는 정상상태 선회를 가정하여 다음 식으로부터 얻는다.

$$T_{z_d} = -C_{T_\delta}\delta_f, \qquad \boldsymbol{x_d} = -C_{x_\delta}\delta_f \tag{7}$$

제어법칙은 식 (7)을 식 (6)에 대입하여 얻어지며, 그 식은 다음과 같다.

$$T_z = -\boldsymbol{C_x}\boldsymbol{x} - C_\delta\delta_f \tag{8}$$

where $C_\delta = C_{T_\delta} + \boldsymbol{C_x}\boldsymbol{C_{x_\delta}}$

식 (8)은 상태 피드백 제어와 피드포워드 제어로 구성되는 제어기를 나타낸다. 본 연구에서는 식 (8)의 피드백 게인 $\boldsymbol{C_x}$를 구하기 위해 LQR 이론을 사용하였다. 피드포워드 제어 게인 C_δ는 $\boldsymbol{C_x}$가 구해지면 식 (8)의 두번째 식을 이용해 얻을 수 있다.

Fig. 4는 위의 최적제어기가 포함된 전체 폐루프 시스템에 대한 블록 선도를 나타낸다.

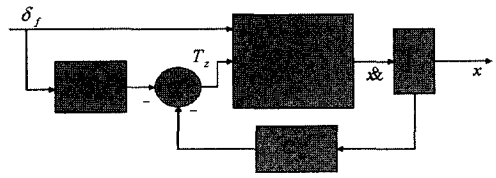

Fig. 4 Block diagram of LQR based VDC system

식 (9)는 LQR이론을 적용하여 식 (8)의 C_x를 얻기 위해 사용된 성능지수를 나타낸다.

$$PI = \int_0^{\infty} (\boldsymbol{x}^T \boldsymbol{Q} \boldsymbol{x} + p T_z^2)\, dt \qquad (9)$$

위 식에서 $\boldsymbol{Q}$는 상태변수에 대한 가중치 행렬이고, p는 제어변수에 대한 가중치이다. $\boldsymbol{Q}$가 양의 반한정성(positive definite)을 만족하고, p가 양이며, 식 (9)의 대상 시스템이 가제어성을 만족하면, 식 (9)의 성능지수를 최소화하는 정상상태 최적게인 C_x를 구할 수 있다. 식 (5)의 시스템은 가제어성을 만족한다.

최적제어기의 경우 단순제어기와 달리 솔레노이드 밸브의 개폐 여부뿐 아니라 개폐 정도도 조절되어야 하는데, 이를 위해 본 연구에서는 PWM 신호의 듀티율을 변화하여 제동압력의 변화율이 바뀔 수 있도록 하였다.

3.4 ABS 제어기

VDC의 보상 요모멘트는 각 바퀴에 비대칭적인 제동력을 가함으로써 얻어지는데, 이 때 제동력이 특정한 바퀴에서 과도하게 가해지면, 그 바퀴는 잠기게 되며 제동력은 오히려 떨어지게 된다. 이러한 현상을 막기 위해 본 연구에서는 VDC 제어기에 ABS 로직을 결합시켜, VDC 작동시 각 바퀴의 미끄럼율이 적정한 범위에서 유지될 수 있도록 하였다. 제어로직으로는 보쉬의 ABS 로직을 사용하였다.[9)]

4. HILS 시스템

본 연구에서는 VDC 제어기를 시험하기 위한 HILS 시스템을 구축하였다. HILS시스템은 크게 하드웨어, 소프트웨어, 인터페이스의 세 부분으로 구성되며, Fig. 5는 이러한 HILS 시스템의 구성도를 나타낸다.

HILS 시스템을 구성하는 세 부분에 대해 좀 더 자세히 살펴보면 다음과 같다.

먼저, 하드웨어 부분은 유압장치로 구성된다. 제동페달, 마스터 실린더, 부스터 장치, 유압튜브, 휠 실린더 및 각 바퀴의 브레이크 디스크가 포함된다. 그리고 실제 엔진이 없는 상태에서 부스터에서 진공압을 주기 위해서 사용된 진공펌프가 포함된다.

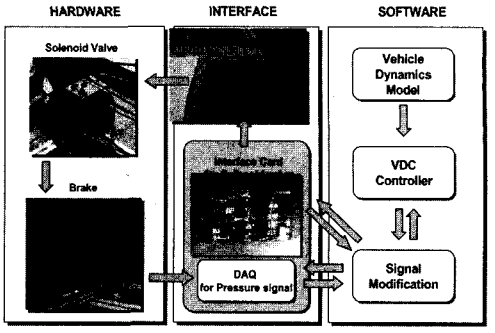

Fig. 5 Configuration of VDC HILS system

두번째로 소프트웨어 부분은 차량모델, VDC 제어기, 실시간 시뮬레이션부, 후처리부로 구성된다. 실시간 시뮬레이션을 위한 샘플링 시간은 5[ms]으로 선정하였으며, 펜티엄 III 급의 PC가 사용되었다. 후처리부에서는 시험결과를 그래프로 가시화하는 작업을 하는데, 본 연구에서는 빠른 실시간 적분을 위해, 많은 연산을 요구하는 가시화를 후처리로만 수행하였다.

세번째, 인터페이스 부분은 소프트웨어 부분과 하드웨어 부분을 연결하는 부분으로서, 본 연구의 HILS시스템에서는 유압장치와 수치 차량모델을 연결하기 위해 필요하다. 인터페이스는 양 방향으로 필요한데, 먼저 소프트웨어로부터 하드웨어로의 인터페이스는 솔레노이드 밸브 구동를 위한 유압제어장치에 의해 이루어진다. 유압제어장치은 모두 8개의 솔레노이드 밸브로 구성되는데, 각 바퀴의 브레이크 압력은 Sol-Sol 방식, 즉 한 개의 입력 솔레노이드 밸브와 한 개의 출력 솔레노이드 밸브에 의해 조절된다. 각 솔레노이드 밸브는 PWM신호에 의해 구동된다. PC의 제어기로부터 계산되어 나온 각 바퀴에 대한 목표 제동력은 PWM 신호 발생장치로 입력되며, 여기서 나온 PWM 신호는 구동회로를 거쳐 각 솔레노이드 밸브로 입력된다. Fig. 5의 인터페이스 부에 보이는 것이 본 연구에서 제작된 PWM 신호 발생장치와 솔레노이드 구동회로이다.

하드웨어로부터 소프트웨어로의 인터페이스는 휠 실린더의 압력을 제동토크로 바꿔주는 변환 모듈에 의해 이루어진다. 이 모듈에서는 각 휠실린더에 설치된 4개의 압력센서와 검증을 목적으로 마스

터 실린더에 추가적으로 설치된 1개의 압력센서를 통해 압력을 측정하고, 이를 A/D 변환을 거쳐 PC로 입력한 다음, 제동압을 제동토크로 환산하여, 동역학 모델에 입력신호로 전달한다.

Fig. 6은 본 연구에서 구축한 VDC HILS 시스템을 나타낸다.

Fig. 6 Photo of VDC HILS system

5. HIL 시뮬레이션

이 장에서는 본 연구에서 구축한 VDC HILS 시스템에 대해 수행한 HIL 시뮬레이션 시험 결과를 소개한다. 시험은 차량이 안정성을 잃기 쉬운 조건에 대해 수행하였는데, 빙판길과 고속에서 스텝조향(J-turn) 및 슬라롬 시험을 수행하였으며, 두 경우 모두 제동페달의 작동에 의해 제동력이 가해지는 상황에 대해 수행하였다.

5.1 스텝조향 시험

스텝조향 시험은 마찰계수 0.3의 미끄러운 노면을 차량속도 100km/h로 주행하면서 전륜조향각 5도를 발생시키는 조건에서 수행하였다.

Fig. 7과 Fig. 8은 본 연구의 두 개의 VDC 제어기에 대한 순수 시뮬레이션 결과와 HIL 시뮬레이션 결과를 보여준다. 두 제어기 모두, 제어기를 사용하지 않은 경우에 비해, 우수한 선회율을 보임으로써 주행안정성을 확보하고 있는 것을 두 그림에서 공통적으로 볼 수 있다. 특히 최적제어기를 사용할 경우 단순 제어기의 경우보다 우수한 선회성능을 나타내고 있는 것을 볼 수 있다.

Fig. 7과 Fig. 8을 비교하면, 두 그림에서 세가지

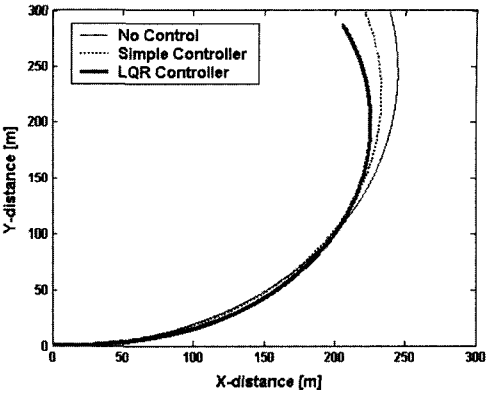

Fig. 7 Vehicle trajectory in pure simulation (J-turn)

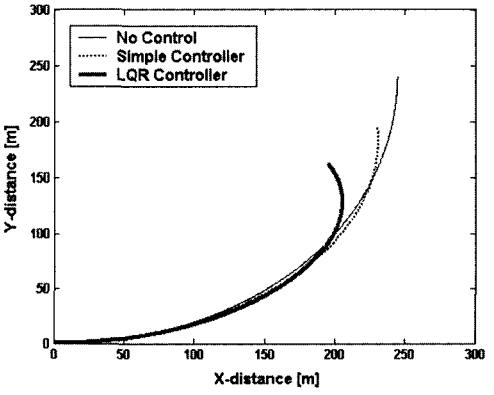

Fig. 8 Vehicle trajectory in HIL simulation (J-turn)

그래프의 경향이 유사하지만, HIL 시뮬레이션의 경우 순수 시뮬레이션보다 주행거리가 짧은 것을 볼 수 있다. 이는 순수 시뮬레이션에서 솔레노이드 밸브와 제동시스템의 시간지연을 고려하지 않았기 때문에, HIL 시뮬레이션의 경우 상대적으로 많은 제동력이 가해졌기 때문인 것으로 보인다. 또한 VDC 제어기가 작동할 때, 차량의 좌우 중 제어되지 않은 쪽의 전후륜의 제동압력을 제거해주어야 하는데, 순수 시뮬레이션의 경우 이를 위해 소요되는 시간을 모델링하지 않았기 때문에, HIL 시뮬레이션시 상대적으로 많은 제동력이 가해지기 때문인 것으로 보인다.

Fig. 7과 Fig. 8에서 최적제어기의 주행거리가 단순 제어기의 경우보다 짧은 것은, 최적제어기의 경우 솔레노이드 밸브의 개폐 여부와 함께 개폐 정도를 제어하여 보상 요모멘트를 보다 빠르게 생성하기 때문에 제동력이 단순 제어기보다 평균적으로 크게 걸리기 때문인 것으로 판단된다.

5.2 슬라롬 시험

슬라롬 시험의 주행조건은 스텝조향의 경우와 동일하며 조향각에 대한 주파수로는 0.25Hz 가 사용되었다.

Fig. 9와 Fig. 10은 각각 순수 시뮬레이션과 HIL 시뮬레이션 결과를 보이고 있다. 두 결과 모두 제어기를 사용하였을 경우 제어기를 사용하지 않았을 경우에 비해 안정적인 주행성능을 보이고 있음을 알 수 있다. 또한 최적제어기가 단순제어기보다 우수한 성능을 보이고 있음을 볼 수 있다.

Fig. 11은 HIL 시뮬레이션의 결과로, 차량 선회운동의 중요한 인자인 요 각속도를 보이고 있다. 그림에서 제어기를 사용하지 않은 경우, 요 각속도는 주행 초기에만 참조 요 각속도와 비슷한 경향으로 움직이다가 4초 이전에 발산하는 것을 볼 수 있다. 이에 반해 두 제어기가 사용된 경우, 실제 요 각속도의 위상이 참조 요 각속도의 위상을 잘 따라가는 것을 볼 수 있다. 반면, 크기에 대해 잘 추종하지 못하는 것은 참조 요 각속도가 노면 마찰계수를 고려하지 않고 고마찰 노면을 기준으로 계산되었기 때문인 것으로 보인다.

Fig. 12는 HIL 시뮬레이션의 결과로, 최적제어기가 작동할 때 좌우 전륜에 걸리는 제동압력의 변화를 나타낸다. 이 그림으로부터 슬라롬 주행시 좌우륜이 교대로 증압 및 감압을 반복하고 있으며, 이와 같은 VDC의 작동으로 인해 위험한 주행상황에서도 차량의 안정성이 유지되는 것을 알 수 있다. Fig. 12에서 8초에서 12초 사이에 그 이전의 주기성향이 반복되지 않는 것은 ABS의 작동 때문인 것으로 보이며, 이는 Fig. 13에서 확인할 수 있다.

Fig. 13은 과도한 브레이크 토크가 걸리는 것을 막기 위해 최적제어기에 적용한 ABS의 효과를 보

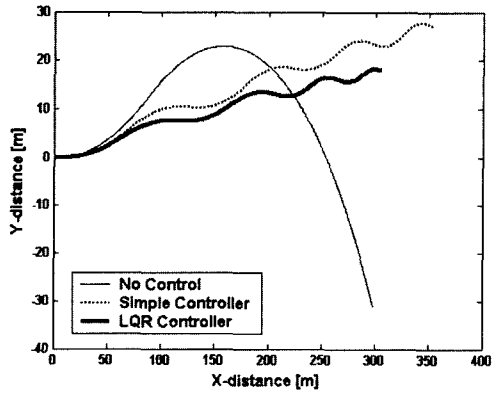

Fig. 9 Vehicle trajectory in pure simulation (slalom)

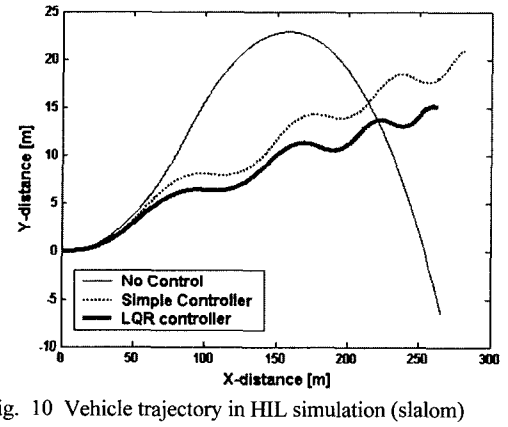

Fig. 10 Vehicle trajectory in HIL simulation (slalom)

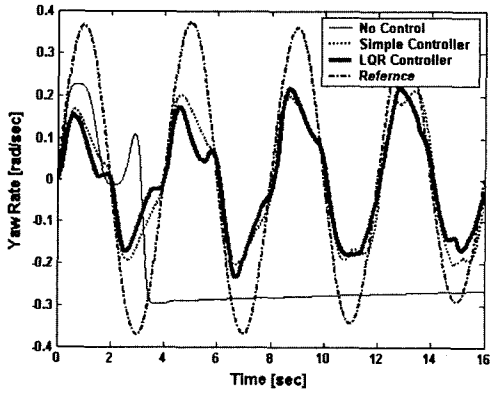

Fig. 11 Yaw rate in HIL simulation (slalom)

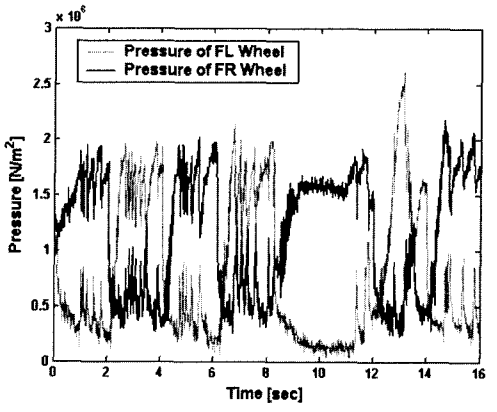

Fig. 12 Brake pressures in HIL simulation (slalom)

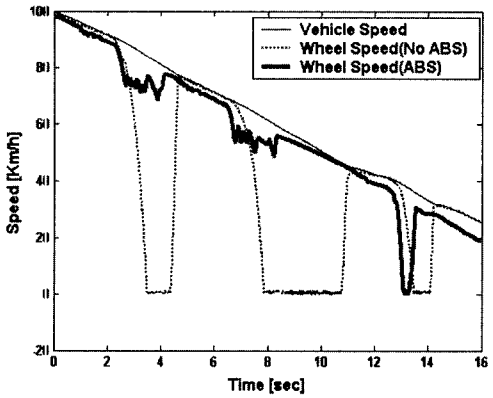

Fig. 13 Wheel slip with and without ABS

여준다. ABS가 함께 작동하는 경우, 작동하지 않는 경우에 비해 바퀴의 잠김이 많이 줄어들어 추가적으로 차량의 안정성이 확보됨을 알 수 있다.

6. 결 론

본 연구에서는 VDC를 위한 HILS 시스템을 개발하였다. 이를 위해 두 가지의 VDC 제어기를 설계하였으며, 이들을 개발된 HILS환경에서 PC제어기로 구현하였다. 이를 정리하면 다음과 같다.

차량의 횡방향 운동을 제어하기 위해, 참조 요 각속도와 실제 요 각속도와의 차이에 따라 제동력을 제어하는 단순제어기와 LQR 제어이론에 따라 보상 요모멘트를 계산하는 LQR 제어기를 설계하였다.

VDC HILS 시스템을 제작하였다. 이 시스템은 제동페달에서 휠실린더에 이르는 유압장치를 실제 하드웨어로 가지며, 차량 모델과 설계된 두 개의 VDC 제어기를 소프트웨어적으로 구현한다. 인터페이스로는 VDC 제어기의 명령을 받아 각 휠실린더의 압력을 솔레노이드 밸브로 제어하는 유압제어장치가 있는데, 이를 본 연구에서 자체적으로 제작하였다.

다양한 주행시험 상황에 대해 VDC HIL 시뮬레이션을 수행하였다. 이 시험을 통해 두 제어로직의 성능을 비교, 검증하였으며, 동시에 본 연구에서 개발된 VDC용 HILS 시스템의 성능을 검증하였다. 시험결과, 두 제어기를 사용한 경우, 위험한 주행상황에서 횡방향 안정성이 잘 유지되는 것을 볼 수 있었다. 두 제어기 중에서는 최적제어기가 보다 나은 성능을 보였다. 또한 VDC에 ABS제어를 함께 병행하여 바퀴의 잠김현상을 방지함으로써 VDC의 성능이 더욱 향상되는 것을 볼 수 있었다.

후 기

이 논문은 2002년도 두뇌한국(BK)21 사업에 의하여 지원되었음.

References

1) R. Boot, J. Richert, "Automated Test of ECUs in a Hardware in the Loop Simulation Environment," Proc. of the IEEE ISCACSD, pp.587-594, 1999.
2) M. Suh, H. Lee, Y. Park, "Development of Hardware-in-the-loop Simulator for TCS," Transactions of KSAE, Vol.7, No.5, pp.194-205, 1999.
3) C. K. Song, S. H. Kim, K. S. Yi, "An Experimental Investigation of a Collision Warning System for Automobiles using Hardware-in-the-Loop Simulations," Transactions of KSAE, Vol.6, No.5, pp.222-227, 1998.
4) A. T. V. Zanten, R. Erhardt, G. Pfaff, F. Kost, U. Hartmann, T. Ehret, "Control Aspects of the Bosch VDC," Proceedings of AVEC, pp.573-607, 1996.
5) H. E. Tseng, B. Ashrafi, D. Madau, T. A. Brown, D. Recker, "The Development of Vehicle Stability Control at Ford," IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, Vol.4, No.3, pp.223-234, 1999.
6) K. Park, S. J. Heo, "Design of a Control Logic for Improving Vehicle Dynamic Stability," Proceedings of AVEC, pp.577-584, 2000.
7) W. R. Pasterkamp, H. B. Pacejka, "The Tyre as a Sensor to Estimate Friction," Proceedings of AVEC, pp.839-853, 1996.
8) M. Nagai, Y. Hirano, S. Yamanaka, "Integrated Control of Active Rear Wheel Steering and Direct Yaw Moment Control," Vehicle System Dynamics, Vol.27, pp.357-370, 1996.
9) U. Alder, Automotive Handbook, Robert Bosch GmbH, 1993.