

ABS(Anti-Lock Brake System)의 실시간 시뮬레이터 개발

Development of ABS(Anti-Lock Brake System) Real-Time Simulator

김 중 배*
Joongbae Kim

ABSTRACT

The paper describes the development of the ABS(Anti-Lock Brake System) real-time simulator which is composed of the real hydraulic modulator, the brake system, and the control software. This useful tool supports the development environment of the ABS in great flexible manner. It offers an efficient and cost-effective method of the ABS development which includes the various realistic road conditions, the vehicle characteristics, and the brake characteristics.

The performance of the ABS is compared with the normal braking results. The presented experimental results are braking on the high friction road, the transient friction road(high to low, low to high), the split friction road, and the high friction road with steer angle.

The paper shows the effectiveness and the safety of the ABS compared with the normal brake system, and the powerful and convenient tool in developing the ABS.

주요기술용어 : ABS(엔티록 브레이크 시스템), Wheel Slip Control(차륜 슬립 제어), Split Friction Road(좌우 상이마찰 노면), Directional Stability(방향안정성), Real-Time Simulator(실시간 시뮬레이터)

Nomenclature

a	: 차량가속도(g)	L	: 차축거리
F_{xf}, F_{xr}	: 전, 후륜 제동력	m	: 차량질량
F_{yf}, F_{yr}	: 전, 후륜 횡력	P_l	: 브레이크 라인 압력
F_{zf}, F_{zr}	: 전, 후륜 차축하중	R	: 차륜 유효반경
h	: 무게중심 높이	S	: 차륜 슬립
J_w	: 차륜 질량관성모멘트	T_b	: 브레이크 토크
K_{st}	: 비토크	t_w	: 트레드
		u, v	: 차량 종, 횡방향 속도
		V	: 차량속도
		W	: 차량중량
		α_f, α_r	: 전, 후륜 슬립각

*정회원, 동양공업전문대학 기계설계학과

- β : 차량 슬립각
- δ_w : 차륜 조향각
- ϕ : 요 각
- Ψ : Static Axle Load Distribution
- ω : 차륜 회전속도
- χ : 차축거리에 대한 무게중심
높이의 비(h/L)

1. 서 론

ABS는 1900년대 초 철도차량에 적용되기 시작하여 항공기 그리고 자동차 분야에 적용되게 되었다. 자동차 분야에 있어서의 ABS는 고급 승용차의 경우 기본사양으로, 저급 승용차(중, 소형)의 경우 대부분 선택사양으로 되어 있으며, 선택사양의 경우 그 지역특성에 따라 차이는 있으나 소비자의 선택률이 해마다 증가되고 있는 추세이다. 또한 대형 차량의 경우 예를 들면 버스의 경우는 ABS의 장착이 법규화 되어 가고 있는 추세이다.

ABS 개발에 대한 연구는 70년대부터 꾸준히 연구되어 왔으며 많은 연구실적들을 토대로 상용화되어 왔다. ABS에 대한 연구는 단순히 ABS 자체 개발에 국한되지 않고 이와 관련된 부스터, 마스터실린더, 브레이크 페달 등의 브레이크 시스템 관련 부품의 개발이 수반된다.^{1),2),3),4),5),6)} ABS개발을 위한 연구분야는 크게 3개 분야로 구분되는데, 유압 모듈레이터 개발, ECU(Electronic Control Unit)개발, 실차 테스트등이다. 유압 모듈레이터 개발에 관해서는 소형, 경량화 추구가 주된 목표가 되어 왔으며^{7),8),9)} 주로 2위치 2포트의 슬레노이드 밸브를 이용한 경우가 대부분이다. 그리고 모듈레이터의 제조비용을 절감하기 위한 구조의 밸브 및 블록의 설계 그리고 조립방법에 대한 연구개발이 진행되었으며¹⁰⁾, 최근에는 모듈레이터의 원가 비중이 큰 모터 펌프 없이 ABS가 구현되는 초소형, 초저가를 위한 시스템이 개발되었다.¹¹⁾ 또한 기존 On-Off 형태의 밸브 외에 연속적인 감압 및 증압을 할 수 있는 밸브의 개발에 대한 연구도 수행되었고¹²⁾, ABS의 TCS

(Traction Control System)에 대한 적용성을 용이하게 하기 위한 제품개발에 대한 연구도 수행되었다.¹³⁾ ECU 개발에 관해서는 기존의 PCB(Printed Circuit Board)를 이용한 하드웨어 제작 방식에서 탈피해 소형, 경량이면서 차량 장착성이 매우 우수한 하이브리드 IC(Integrated Circuit) 형태의 하드웨어 제작 방식이 완성차 메이커의 요구에 의해 증가되어 가고 있는 추세인데¹⁰⁾, 이것은 최근 각광을 받기 시작한 MCM(Multi-Chip Module) 기술의 진보와 관련 있다. ECU에는 제어 위한 소프트웨어가 통상 ROM(Read Only Memory)에 작성되어 있는데, 소프트웨어에 대해서는 많은 경우 대외비로 간주되므로 보편적으로 알려진 내용을 찾아보기는 힘들다. 그러나 ABS에서 사용되는 센서는 실용적으로 차륜속도 센서에만 의존하므로 이에 따른 제어 알고리즘의 성능이 ABS의 제어성능에 큰 영향을 미치고 있으므로 그 중요성은 언급할 여지가 없다. 기본적인 제어 알고리즘은 각 ABS 메이커에서 출원한 특허로부터 개념적인 내용을 알 수 있으나 충분치는 못하다. ABS 제어 알고리즘중 중요한 부분의 하나는 현재 제동중인 노면의 특성을 파악하여 노면과 타이어 사이의 마찰력을 추정하는 일인데 이에 대한 연구가 수행된 바 있으며^{14),15),16)}, 측정된 차륜속도를 이용해 차륜의 선가속도를 예측하는 방법에 대한 연구¹⁷⁾, 노이즈 영향 하에서의 차량 속도 예측방법에 대한 연구¹⁸⁾, 그리고 서스펜션과 타이어 역학을 고려하여 보다 개선된 차륜속도와 차륜 슬립 계산방법에 대한 연구가 실시된 바 있다.¹⁹⁾ 또한 ABS의 차륜 슬립제어를 위해 비선형 제어이론을 도입한 연구결과가 있으며^{20),21)} ABS 장착 차량의 제동시 동특성 연구를 통해 제어방법별 ABS 제동성능에 대한 연구를 실시한 결과가 제시된 바 있다.²²⁾ 모듈레이터가 개발된 경우 제어 알고리즘을 모듈레이터와 해당 차량의 브레이크 시스템 특성에 맞게 개발해야 하는데 이를 위해 유용하게 사용될 수 있는 실험 장치로서 실시간 시뮬레이터를 고려할 수 있다. 이를 이용해 실차 테스트전에 알고리즘을 작성하

고 각종 변수에 대한 값을 일차적으로 튜닝하는데, 실제 차량의 브레이크 시스템을 이용하지 않고 전기회로로 시스템을 구성한 시뮬레이터를 이용하여 시뮬레이션을 실시한 연구가 실시된 바 있으며^{23),24)}, 제어로직 개발 및 상용 ABS ECU의 특성을 분석할 수 있도록 고안된 실시간 시뮬레이터에 대한 연구가 실시된 바도 있다.²⁵⁾ 이들 시스템은 ABS의 신뢰성 테스트용 장비로도 활용이 가능한 장점이 있다.

본 연구에서는 기개발된 유압 모듈레이터와 ABS 적용 대상 차량에 대한 수학적 모델을 이용하여 슬립 제어 알고리즘을 효율적으로 개발할 수 있는 도구로서 실시간 시뮬레이터 개발에 대한 연구를 실시한다. 브레이크 시스템은 실제와 동일한 시스템으로 구축하여 현실성을 강조하고, 제어 소프트웨어는 컴퓨터 프로그램으로 구현한다. 이러한 시뮬레이터의 특징은 다양한 주행 상황에서의 제동특성을 신뢰성을 갖고 간단히 구현할 수 있는 것이다. 예를들면 노면조건, 제동시의 조향각 변화, 직선주행 또는 코너링 등 제동시의 차량주행조건의 변화 등을 소프트웨어로 처리할 수 있어 다양한 조건에 대한 제동특성을 단시간에 분석하여 알고리즘을 개발하거나 변수의 튜닝 시간을 단축할 수 있다.

2. 차량 모델링

제어 대상 차량은 차체의 종방향 운동, 횡방향 운동, 요(Yaw) 운동, 4개 차륜의 회전 운동등 7 자유도의 모델로서 모델링한다. 이러한 과정중 제동시에 발생하는 피치(Pitch) 운동은 고려하지 않았으나 전후륜 차축하중은 차량의 감속도를 고려하여 동하중으로 취급한다. 롤(Roll) 운동은 코너링시 발생하여 좌우 차륜의 차축하중에 영향을 주나 본 연구에서는 ABS의 제동성능을 주요 대상으로 취급하여 롤 운동의 영향이 중요한 요인으로 작용하는 주행상황에 대해서는 배제한다. 또한 지면과 수직방향의 차체 운동은 제동시 차륜의 차축하중에 특별한 영향을 주지 않으므로

고려하지 않는다.

Fig. 1에 평탄한 노면에서 제동력이 발생하여 감속중인 차량에 작용하는 차축하중을 제시한다. 모멘트 평형식을 적용하면 전륜 차축하중에 대해 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$F_{zf} = (1 - \Psi + \chi a)W \quad (2.1)$$

그리고 후륜 차축하중을 구하면 다음과 같다.

$$F_{zr} = (\Psi - \chi a)W \quad (2.2)$$

Ψ 는 차량이 정지한 상태에서의 후륜 차축하중을 차량중량으로 나눈 값으로서 다음과 같다.

$$\Psi = F_{zr, static} / W \quad (2.3)$$

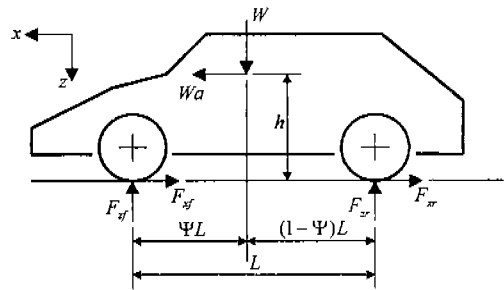


Fig. 1 Forces acting on a decelerating vehicle.

따라서 제동시 전후 차륜에 발생하는 제동력은 다음과 같다.

$$F_{xfi} = \mu F_{zfi} \quad (2.4)$$

$$F_{xri} = \mu F_{zri} \quad (2.5)$$

여기서 μ 값은 차륜 슬립, 차륜 슬립각, 차량 속도 등 다수의 변수에 의존하며, 첨자 i 는 전후 차륜에 대해 각각 좌우 차륜을 의미한다.

이제 제동중인 차량의 거동을 분석하기 위해 Fig. 2와 같은 모델을 고려한다. 차량의 거동은 4개의 타이어에 작용하는 힘에 의해 결정되는데, 제동시 차량의 거동을 표현하는 요 운동, 종방향 운동, 그리고 횡방향 운동에 대한 식을 고려한다. 차량의 종방향으로 작용하는 제동력, 횡방향으로 작용하는 횡력, 그리고 무게중심에 작용하는 모

멘트는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \sum F_x &= m(\dot{u} - v\dot{\psi}) \\ &= (F_{xf1} + F_{xf2}) \cos \delta_w - (F_{yf1} \\ &\quad + F_{yf2}) \sin \delta_w + F_{xr1} + F_{xr2} \end{aligned} \quad (2.6)$$

$$\begin{aligned} \sum F_y &= m(\dot{v} + u\dot{\psi}) \\ &= (F_{xf1} + F_{xf2}) \sin \delta_w + (F_{yf1} \\ &\quad + F_{yf2}) \cos \delta_w + F_{yr1} + F_{yr2} \end{aligned} \quad (2.7)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{cg} &= I\ddot{\psi} \\ &= [(F_{xf1} - F_{xf2})(t_w/2) + (F_{yf1} \\ &\quad + F_{yf2})a] \cos \delta_w + [(F_{xf1} + F_{xf2})a \\ &\quad + (-F_{yf1} + F_{yf2})(t_w/2)] \sin \delta_w \\ &\quad + (F_{xr1} - F_{xr2})(t_w/2) \\ &\quad - (F_{yr1} + F_{yr2})b \end{aligned} \quad (2.8)$$

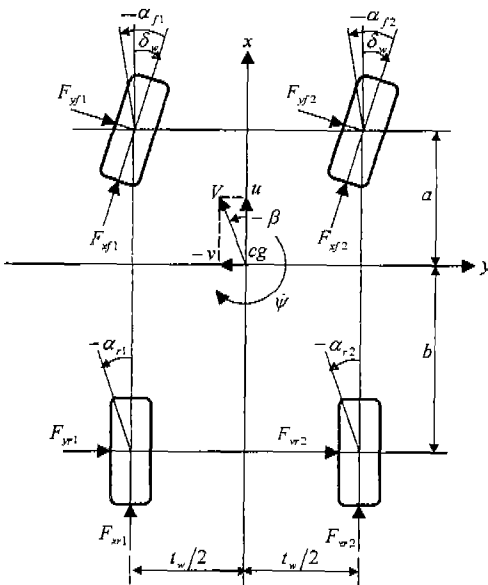


Fig. 2 Vehicle model in x-y plane

여기서 제동력의 경우 부호는 음(-)이고, 양(+) 일 경우 구동력이 된다. 그리고 전, 후륜에 대한 차륜 슬립각은 다음과 같이 표현된다.

$$\alpha_f = \tan^{-1} \frac{v + a\dot{\psi}}{u} - \delta_w \quad (2.9)$$

$$\alpha_r = \tan^{-1} \frac{v - b\dot{\psi}}{u} \quad (2.10)$$

식(2.1)에서 식(2.10)을 이용하면 차량의 타이 어에 발생하는 힘이 주어질 경우 차량의 종방향 운동, 횡방향 운동, 요 운동을 구할 수 있다.

3. 차륜 슬립제어

3.1 슬립제어 개요

2.절에서 언급된 식들을 이용하여 제동시 차량의 거동을 분석하기 위해서는 타이 어에 작용하는 힘들을 구해야 하는데, 실제로 이러한 값들은 특정 차량에 대해 특정 타이 어를 사용해서 특정 노면조건별로 실험적으로 그 값들을 구해야만 한다. 그러나 이러한 실험을 실제로 구현하기에는 많은 시간과 경비가 소요되므로 본 연구에서는 기존의 실험 데이터를 이용하여 그 값들의 경향을 반영하는 데이터를 구축하여 사용한다.

즉 차륜 슬립에 대한 제동력 계수(Longitudinal Braking Force Coefficient)를 노면조건별(고마찰, 중마찰, 저마찰 노면) 그리고 차륜 슬립각별로 데이터를 구축하였으며, 차륜 슬립에 대한 횡력 계수(Lateral Force Coefficient)를 노면조건별 그리고 차륜 슬립각별로 데이터를 구축하여 시뮬레이션에 사용한다. 이에 대한 예가 Fig. 3에 제시되어 있다.

ABS제어를 위해서는 차량속도와 차륜의 선속도로 표현되는 차륜 슬립과 차륜 선가속도를 이용하여 해당 브레이크 라인의 압력을 조절하게 된다. 즉 차륜 슬립이 100%인 경우는 차륜의 과도한 브레이크 라인 압력에 의해 완전히 정지한 상태에서 차량의 진행에 의해 미끄러지는 동작을 취하는 상태를 의미한다. 통상 이러한 경우는 노면과 타이 어 사이의 마찰력이 최대값을 갖지 않으므로 제동거리 측면에서 불리하며, 더욱 중요한 문제는 횡력 상수의 값이 작은 값을 취하는 영역이므로 횡력이 감소하여 방향안정성 측면에서 불안정한 상태이다.^{26),27)} 따라서 ABS는 제동시 제동거리의 단축 뿐만 아니라 조향 안정성의 추구를 그 주된 목적으로 한다.

최초에 임의의 속도로 주행하는 차량에 대해

브레이크 페달을 밟아 브레이크 라인 압력이 증가되면 차량의 속도는 감소하게 된다. 이러한 감속 과정에서 제동력과 관련된 변수의 값을 구하기 위해 압력 센서로부터 계측된 브레이크 라인 압력값을 이용하여 브레이크 토크를 구한다. 한 개 차륜에 작용하는 브레이크 토크를 구하면 다음과 같다.

$$T_b = K_{st} P_i \quad (3.1)$$

여기서 K_{st} 는 비토크(Specific Torque)로서 사용시간에 따라 실험적으로 측정된다.

이제 각 차륜의 선속도를 구하기 위해 다음과 같은 차륜에 대한 운동방정식을 고려한다.

$$J_w \dot{\omega}_i + T_{bi} - \mu F_{zi} R = 0 \quad (3.2)$$

여기서 i 는 각 해당 차륜에 대한 하첨자이다.

식(3.2)로부터 구해진 차륜 선속도와 차량 속도로 부터 차륜 슬립을 구하면 다음과 같다.

$$S_i = 1 - \omega_i R / V \quad (3.3)$$

여기서 i 는 각 해당 차륜에 대한 하첨자이다.

그리고 차륜 선가속도는 차륜 선속도를 미분하여 얻을 수 있는데, 노이즈의 영향을 억제하기 위해 Kalman Filter 기법을 이용하여 구현한다.¹⁷⁾

브레이크 압력을 제어하는 방법은 해당 차륜이 설정된 차륜 슬립 값을 적절히 유지하도록 각 브레이크 라인과 연결된 솔레노이드 밸브를 조작하게 된다. 또한 차륜의 선가속도 값이 설정된 값을 초과하는지의 여부를 판단하여 브레이크 라인 압력을 제어하게 된다. 예를 들면 차륜의 선가속도 값이 $-3g$ 이하가 되면 이는 증가된 브레이크 라인 압력으로 차륜이 급속도로 감속하고 있음을 나타내며, 그대로 방치해 두면 차륜 슬립이 100%가 되어 완전히 고착됨을 의미한다. 따라서 브레이크 압력을 감소시켜 차륜 슬립을 적정한 값으로 유지하기 위한 조작을 가해야만 한다.

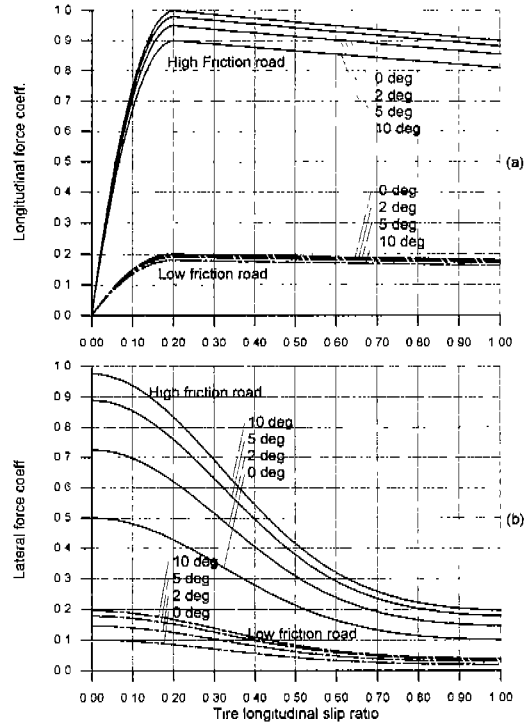


Fig. 3 Tire force coefficients as a function of tire slip angle used in simulation (a) longitudinal force coefficient (b) lateral force coefficient

3.2 슬립제어 알고리즘

차륜 선속도의 계산은 ABS 제어를 위해 가장 기본적인 사항이며, 일반적으로 대부분의 ABS에서 제어를 위해 측정되는 유일한 변수이기도 하다. 따라서 차륜 선속도의 부정확한 계측은 ABS의 성능을 저하시키게 된다. 실제의 ABS에서는 차륜속도센서에서 계측된 펄스를 카운터를 이용하여 계수하고 이를 실제의 선속도로 환산하는 과정을 밟게 되나, 본 연구에서는 실제 차량이 주행하는 상황이 아니므로 식(3.2)에 의해 구한다. 구해진 차륜 선속도는 그대로 차륜 슬립을 구하기 위해 사용되지 않고 로우패스필터를 이용하여 불필요한 고주파성 노이즈를 제거시키도록 조작된다. 실제로 차량을 통해 계측되는 신호는 노이즈 성분이 많이 포함되어 있어, 센서로부터 입력되는 신호는 카운터에 입력되기 전에 로우패스필

터 회로, 컴패레이터 회로, 슈미트 트리거 회로에 의해 안정된 사각파로 만들어지나 ABS 동작중의 차륜 선속도에는 노이즈 성분이 잔류하고 있는 경우가 대부분이다. 따라서 본 연구에서는 다음 식과 같은 디지털 Chebyshev 1차 로우패스필터를 사용해 신호처리를 하도록 한다.

$$\omega_f(k) = -a_1 \omega_f(k-1) + b_1 \omega(k) + b_2 \omega(k-1) \quad (3.4)$$

여기서 a_1, b_1, b_2 는 필터상수이고 ω_f 는 필터링된 차륜 선속도, ω 는 필터링 전의 차륜 선속도이다. 필터의 차단주파수는 20Hz, 통과대역 리플은 0.5dB로 설정한다. 필터의 차단주파수 및 통과대역 리플은 시스템의 특성에 맞게 선정하도록 해야 한다. 예를 들면 차단주파수가 너무 작을 경우 실제 차륜의 선속도에 비해 필터링된 선속도 값이 왜곡되거나 응답시간이 느려져 필요한 시점에 정확히 차륜 슬립제어를 수행하지 못할 가능성이 존재한다. 반면 Nyquist 샘플이론 범위 내에서 차단주파수가 너무 크면 필터링 효과가 없어서 노이즈에 의한 영향을 받을 수 있다.

차량 속도는 차륜 슬립을 구하기 위해 반드시 필요한 변수가 된다. 시뮬레이션이 아닌 실제의 ABS 제어인 경우, 차량 속도는 측정된 4개의 차륜 선속도를 이용하여 그 값을 추정해야 하나 본 연구에서는 식(2.6), 식(2.7)의 u, v 값을 이용하여 다음과 같이 구한다.

$$V = (u^2 + v^2)^{1/2} \quad (3.5)$$

차륜슬립제어를 위해서는 4개의 차륜에 대한 브레이크 라인 압력을 조절하여 차륜 슬립이 적정한 값을 유지하도록 제어해야 하는데, 이를 위한 브레이크 압력제어 방법은 일반적인 선형제어 이론이나 비선형제어이론을 도입한 방법이 아니고 Event Base Control 방법을 사용한다. 그 이유는 제어대상인 플랜트 즉 차량자체 및 브레이크 시스템은 이를 나타내는 수학적 모델의 상수들이 항상 변화하는 극도의 비선형성을 나타내며 주변 환경 또한 매우 다양하여 정량적으로 표현하기가

난해하기 때문이다. 만일 이러한 문제를 전부 고려해서 비선형제어를 실시한다고 하더라도 문제는 발생한다. 예를들면 완벽하게 목표 차륜 슬립값을 유지하도록 제어가 수행되었다고 하더라도 슬립제어를 위해서는 반드시 차륜 선속도를 이용하여 차량 속도를 계산해야 하는데, 4개의 차륜이 슬립제어에 의해 일정한 슬립값을 유지하고 있다면 정확한 실제 차량 속도를 구하기는 불가능하다. 따라서 본 연구에서는 대부분의 ABS에서 차륜 슬립 상황에 따라 브레이크 라인 압력을 증압 모드, 감압 모드, 정압 모드등 3개의 모드를 조합하여 브레이크 라인 압력을 주기적으로 사이클링시켜 제어하는 방법을 사용하는 것과 같은 방식을 취한다. 특별히 본 연구에서는 노면조건의 변화에 따른 대응을 하기 위해 브레이크 라인 압력 제어 방식을 이전 사이클에서의 결과를 학습하여 새로운 변화에 대응하도록 알고리즘을 구성하도록 한다.

브레이크 라인 압력제어는 주로 점진적 증압과 감압으로 구성되는데 점진적 증압은 일정시간 동안 증압시킨 후 일정시간 동안 정압을 유지하는 방법을 반복함으로써 구현된다. 이러한 점진적 증압을 계속하다가 차륜 슬립이 기준치 보다 크거나 차륜의 감속도가 기준치 보다 작게 될 경우 브레이크 라인 압력을 감압함으로써 안정한 상태의 차륜 슬립을 확보하고 다시 점진적 증압과 감압을 통해 제동력을 얻게 된다. 여기서 1회의 점진적 증압과 감압이 실시되는 과정을 1사이클이라 호칭한다. 만일 점진적 증압이 실시되지 않고 증압과 감압 만이 구현된다면 제동력의 확보는 얻을 수 있으나 브레이크 라인 계통에 급작스런 압력변동으로 무리가 가해지며, 운전자나 승객의 승차감에 불쾌감을 주게 된다. 일반적으로 ABS 동작중 압력의 사이클 주파수를 2~3Hz로 유지하는 것이 승객의 승차감에 무리가 없다는 견해가 있다.

본 연구에서는 이러한 압력 사이클을 구현하기 위해 ABS 동작중 슬레노이드 밸브를 동작시켜 증압과 정압을 반복적으로 수행해 압력을 서서히

증가시키다가 해당 차륜의 슬립이 설정치(25%) 이상이 되거나 차륜 선가속도가 설정치(-3g) 이하가 되면 즉시 감압을 시키고 이후 차륜의 선가속도가 가속되어 설정치(0.2g) 이상이 되면 정압을 유지한다. 이후 다시 해당 차륜의 슬립이 설정치 이하이거나 차륜 선가속도가 설정치 이상이면 압력의 점진적 증가를 다시 실시하게 된다. 그런데 단순히 이러한 방법만으로는 노면조건에 따른 즉고마찰 노면과 저마찰 노면에서의 효과적인 차륜 슬립제어를 구현할 수 없기 때문에 이전 사이클에서의 압력증가 양상을 보고 점진적 압력증가의 기울기를 가변시키는 방법을 사용한다. 먼저 점진적 압력증가를 위한 증압시간 t_i , 정압시간 t_n , 그리고 증압과 정압의 반복횟수 n 을 일정값으로 설정하고(이 값은 시스템에 따라 튜닝해야 할 문제임) 점진적 증압을 실시하다가 현재 사이클 종료 후 반복횟수가 설정치 n 을 초과하였을 경우 이는 점진적 증압시 압력증가의 기울기가 작다고 판정되는 경우이므로 정압시간을 짧게 재설정하여 다시 사이클링을 반복하게 한다. 역으로 반복횟수가 설정치 n 보다 작을 경우 이는 점진적 증압시 압력증가의 기울기가 크다고 판정되는 경우이므로 정압시간을 길게 재설정하여 다시 사이클링을 반복하게 한다. 그리고 제동 중 노면조건이 변경되는 경우 예를들면 저마찰 노면에서 순간적으로 고마찰 노면으로 진입하는 경우는 현재의 반복횟수 n 이 증가되므로 이때는 n 의 값이 설정된 최대값 n_{max} 를 초과하는 순간 증압만을 하도록 알고리즘을 구현하고 정압시간을 짧게 재설정하여 압력이 고마찰 노면에 타당하도록 빠르게 증가하도록 하여 다시 사이클링을 반복하게 한다. 반대로 고마찰 노면에서 순간적으로 저마찰 노면으로 진입하는 경우는 현재의 반복횟수 n 이 설정치 보다 작게되므로 정압시간을 길게 재설정하여 압력이 서서히 증가되도록 하여 다시 사이클링을 반복하게 한다. 이러한 방법의 특징은 불확실한 정보로 노면조건을 예측해서 압력제어를 수행해야 하는 단점을 피할 수

있다.

이에 대한 사항들을 예를 들어 설명하면 먼저 Fig. 6 (a)에서 n 은 4로, n_{max} 는 5로 설정되어 있다. 최초 사이클에서 반복횟수는 5를 기록하고 있으며 이는 4를 넘는 경우이므로 5번째의 증압 이후 정압이 실시되지 않고 계속 증압을 실시해 차륜의 슬립을 증가시키도록 되어 있음을 알 수 있다. 이후 다음 사이클에서는 정압의 시간이 짧게 변경되어 있음을 알 수 있다. 그리고 Fig. 7(a)에서 고마찰 노면에서 저마찰 노면으로 진입한 순간(차량의 감속도가 변하는 시점) 감압을 통해 차륜 슬립을 안정되게 해주고 이후 정압시간을 길게하여 저마찰 노면 특성에 맞는 압력제어를 실시하고 있음을 알 수 있다. 그리고 Fig. 8(a)에서는 저마찰 노면에서 고마찰 노면으로 진입한 다음 사이클부터 정압시간을 짧게 변경하여 고마찰 노면 특성에 맞는 압력제어를 실시하고 있음을 알 수 있다.

특히 좌우 상이마찰 노면에서의 제동과 같이 과도한 요 모멘트가 발생하는 제동조건에서 제동하였을 경우, 차량의 요 레이트(Yaw Rate)가 증가되에 차량의 거동은 불안정 영역에 존재하게 되므로 이를 요 레이트 센서에 의해 감지하여 방향성을 유지하도록 소프트웨어를 작성한다. 즉 실시간으로 요 레이트를 측정하다가 기준치를 초과하면 요 모멘트의 감소를 위해 고마찰 노면측의 차륜 슬립 제어 값(슬립 경계값)을 하향조정하여 좌우의 차륜에 발생하는 제동력과 횡력의 차이를 상대적으로 감소시키는 방법을 도입한다. 이를 표현하면 다음과 같다.

```

if (measured_yaw_rate >= yaw_rate_threshold)
    slip_threshold_2 = 0.1;
else
    slip_threshold_2 = 0.25;
if (measured_yaw_rate <= -yaw_rate_threshold)
    slip_threshold_1 = 0.1;
else
    slip_threshold_1 = 0.25;
    
```

(3.6)

여기서 $measured_yaw_rate$ 는 센서에 의해 측

정되는 요 레이트인데 본 연구에서는 시뮬레이션인 관계로 실제의 요 레이트 센서를 사용하지는 않고 식(2.8)에 의해 요 레이트를 계산하고 이 값을 센서에 의해 측정된 값으로 간주한다. $yaw_rate_threshold$ 는 요 모멘트를 고려하여 슬립 제어를 실시할 경우 발생하는 요 레이트 경계치, $slip_threshold_1$ 은 좌측 전륜의 슬립 경계치, $slip_threshold_2$ 는 우측 전륜의 슬립 경계치이다. 그리고 0.25는 통상의 슬립 제어를 위한 슬립 경계치이고 0.1은 요 모멘트 제어시에만 설정되는 슬립 경계치이다. 즉 요 레이트가 경계치 이상이 되면 고마찰 노면측의 차륜의 슬립제어를 위한 슬립 경계치를 하향조정하여 차량 무게중심에 대한 모멘트의 크기를 감소시키는 개념이다.

본 제어 알고리즘에서는 노면조건을 즉 저마찰 노면인지 고마찰 노면인지를 판단하는 별도의 알고리즘을 구성하지는 않았으나, 요 레이트의 경계치 이상으로 요 레이트가 발생되었을 경우 그 부호가 양의 값인지 또는 음의 값인지로 노면조건을 용이하게 판단할 수 있다. 상용화된 ABS의 경우 제풀가 측면에서 요 레이트 센서를 사용하는 예는 거의 없지만 최근의 센서기술의 진보로 VDC(Vehicle Dynamics Control) 시스템의 경우 저가격의 요 레이트 센서가 도입되고 있다.²⁹⁾

4. 실시간 시뮬레이션

실시간 시뮬레이션을 위해 구성한 실험장치에 대한 개략도가 Fig. 4에 제시되어 있다. 브레이크 시스템은 현재 상용화되어 판매되고 있는 시스템을 그대로 사용하도록 하고, 브레이크 페달은 직접 실험자가 밟도록하여 ABS 작동시 펌프에 의한 Kickback 현상을 경험할 수 있도록 구성한다. 이때 부스터의 배압을 고려하여 부스터에 진공 펌프를 연결하여 실제 차량과 유사하게 구성한다.

유압 모듈레이터는 2포지션 2웨이 On-Off 밸브가 8개 내장되어 있어 2개의 밸브가 1조가 되어 1개의 차륜에 대한 브레이크 압력을 가압,

감압, 정압등의 3개 모드로 조절하게 되어 있다. 각 밸브는 8개의 솔레노이드 드라이버에 의해 제어되는데 드라이버용 FET(Field Effect Transistor)는 IRF 630을 사용한다. 이러한 FET를 드라이브하기 위해서 TTL 레벨의 디지털 출력 8-bit를 이용하도록 한다. 그리고 모터의 동작을 제어하기 위해 릴레이를 사용하고 이에 대한 드라이버로 1개의 FET를 사용한다. 그리고 제동시점을 감지하기 위해 브레이크 페달 스위치를 이용하여 스위치의 접점이 닫혀 On되는 시점을 디지털 입력 1-bit를 이용하여 감지한다.

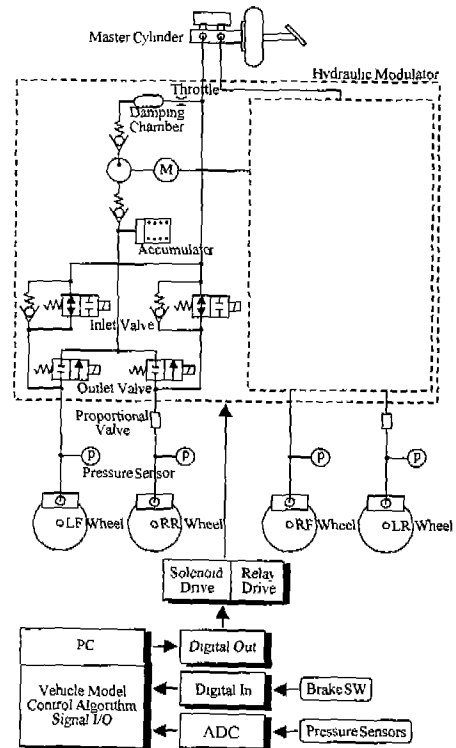


Fig. 4 Schematic diagram of experimental setup

또한 4개 차륜에 작용하는 브레이크 라인의 압력을 압력 센서(Valcom사, VPRQ-A5-350K)와 ADC (Analog to Digital Converter, 4 ch.)를 통해 그 값을 입력받아 프로그램에 의해 실제값으로 환산하여 차량의 거동을 계산하는데 사용된다. 사용된 컴퓨터는 IBM PC와 호환기종이며 CPU는 486DX(50Mhz)이다. 데이터 수집 및 디

지털 신호 입출력용 보드(NI사, Lab-PC+)는 12-bit의 해상도와 8-bit의 입출력 포트 3개로 구성되어 있다.

제어를 위한 소프트웨어에 대한 개략적인 흐름도가 Fig. 5에 제시되어 있다. 소프트웨어는 샘플 시간 6 ms 주기로 전체 루프를 반복 수행하도록 하였으며, 자기진단 부분은 고려되지 않았다.

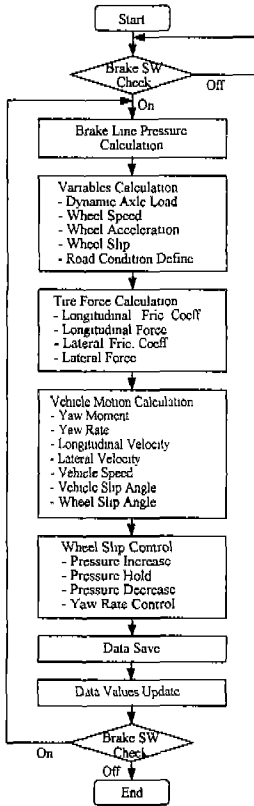


Fig. 5 Flow chart of control software

초기에 설정된 일정 속도로 차량이 주행하다가 브레이크 페달을 밟아 브레이크 라인 압력이 증가되어 차량이 감속을 시작하면 계산된 차륜 슬립과 차륜 선가속도를 이용하여 ABS 제어 실시에 대한 판단을 내리게 된다. 이후 차량의 거동을 계산하기 위한 계산과정이 실시되는데, 이때 노면조건에 따른 제동력 계수, 횡력 계수등을 계산하여 제동력과 횡력을 계산하고 차량에 작용하는 요 모멘트, 차량 중, 횡방향 속도, 차량 슬립각,

차륜 슬립각 등을 계산한다. 이러한 결과를 토대로 차륜 슬립제어를 위해 2개가 1조로 증압, 감압, 정압을 구현할 수 있는 8개의 슬레노이드 밸브를 상황에 따라 On-Off 제어한다. 차량이 감속되어 속도가 8 kph 이하가 되면 브레이크 라인 압력을 완전히 증압하여 제동동작을 종료한다.

5. 실험결과 및 고찰

Fig. 6는 고마찰 노면, 즉 일반적으로 건조한 아스팔트나 콘크리트 노면에서 60 kph로 주행하다가 급제동할 경우, ABS가 작동하여 정지하기까지의 과정을 나타낸다. 제시된 항목은 차량 속도 $V(kph)$, 차륜 선속도 $W(kph)$, 차륜 선가속도 $A(g)$, 차륜 슬립 $S(\%)$, 브레이크 라인 압력 $P(bar)$, 슬레노이드 밸브 신호 SV 등이다. 편의상 4개 차륜에 대해 각각의 결과를 제시하지 않고 우측 전륜과 좌측 후륜에 대한 결과만을 제시한다. 슬레노이드 밸브는 2개가 1조가 되어 한 채널의 브레이크 라인 압력을 조절하도록 구성되어 있는데, 동작상황을 용이하게 관찰하기 위해 밸브신호를 도시된 값에 따라 상, 중, 하로 구분한다. 즉 상, 중, 하로 표현된 값은 각각 증압, 정압, 감압을 의미한다. 그림에 제시된 바와 같이 브레이크 라인의 압력은 밸브의 동작에 따라 그 크기가 조절됨을 알 수 있으며, 차륜 슬립은 차륜이 고착됨이 없이 약 25% 이하의 범위에서 존재함을 알 수 있다.

Fig. 7은 급제동시 고마찰 노면에서 저마찰 노면으로 노면조건이 변하는 경우, ABS가 동작한 결과를 제시한다. 저마찰 노면은 표면이 균일한 얼음으로 된 노면의 경우이다. 최초 제동이 시작되어 약 0.75 sec까지는 고마찰 노면에서의 제동이 이루어지고 있으며, 이후는 저마찰 노면에서의 제동이 이루어지고 있다. 고마찰에서 저마찰로의 변경시점에서도 차륜은 완전히 고착되는 경우 없이 슬립 제어가 수행되고 있음을 알 수 있고, 밸브의 동작주기가 노면에 따라 적절히 조절되어 있음을 알 수 있다.

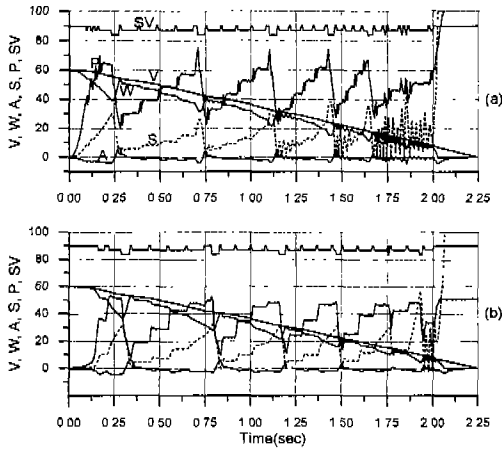


Fig. 6 Results of ABS control on high friction road (a) right front wheel (b) left rear wheel

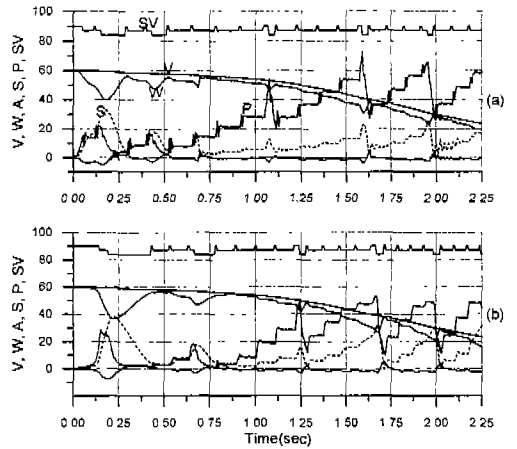


Fig. 8 Results of ABS control on low to high friction road (a) right front wheel (b) left rear wheel

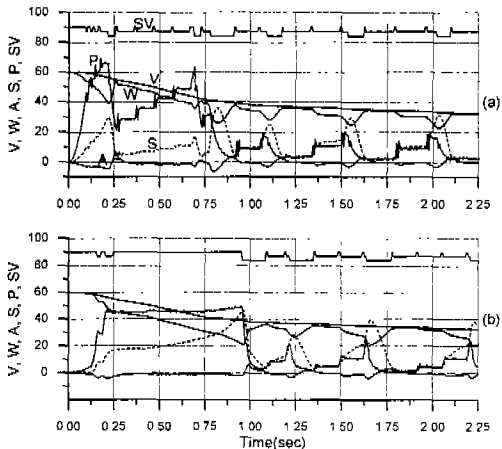


Fig. 7 Results of ABS control on high to low friction road (a) right front wheel (b) left rear wheel

Fig. 8은 급제동시 저마찰 노면에서 고마찰 노면으로 노면조건이 변하는 경우에 대한 ABS 기능을 나타낸 것으로서 과도한 차륜 슬립 없이 슬립제어가 수행되고 있음을 알 수 있다. 또한 저마찰 노면에서의 차량 감속과 고마찰 노면에서의 차량 감속의 차이를 확인할 수 있다.

Fig. 9은 고마찰 노면에서 급제동할 경우, (a) 통상의 브레이크 시스템에 의한 제동의 경우와 (b) ABS에 의한 제동의 결과를 비교한 결과이다.

본 예에서는 60 kph로 주행하다가 급제동후 0.5 sec 경과 시점에서 순간적으로 스티어링 휠 조향각을 +방향(CW)으로 0° 에서 30° 로 전환하여 유지한 경우이다. 여기서 스티어링 휠 기어 비가 15이므로 전륜의 조향각은 2° 이다. 통상의 브레이크 시스템의 경우 급제동에 의해 차륜이 완전히 고착된 상태에서는 차륜에 작용하는 횡력의 값이 작으므로 조향각에 따른 차량 무게중심의 궤적을 추종하는 조향성이 취약함을 알 수 있다. 여기서 실선으로 표시된 궤적은 저속으로 코너링할 경우의 차량 무게중심이 그리는 궤적이다. 그러나 (b)의 예에서와 같이 ABS가 동작하는 경우 조향각에 따른 궤적을 이상적으로 추종하지는 않지만 운전자가 의도하는 방향으로 차량이 이동하고 있음을 알 수 있다. (c)는 급제동후 코너링시 통상의 제동과 ABS 작동시의 요 레이트에 대해 비교한 결과이다. ABS의 경우 요 레이트가 통상의 제동에 비해 크므로 제동시에도 코너링 동작을 취하고 있음을 알 수 있으며 통상의 제동의 경우 그 적응성이 취약함을 알 수 있다. 또한 x방향 축과 y방향 축을 기준으로 각각 무게중심이 그리는 궤적에 대한 실제 궤적과의 거리 오차를 백분율로 나타낼 경우 x방향으로 14m 지

점에서 통상의 브레이크와 ABS의 경우 오차는 각각 82.0%, 15.8%, 16m 지점에서 통상의 브레이크와 ABS의 경우 오차는 각각 82.9%, 29.3%를 기록했으며, 이로써 ABS의 경우 제동시에도 조향각을 어느 정도 확보할 수 있음을 나타낸 결과이며 ABS의 경우가 유리함을 제시하고 있다. 그러나 본 예에서는 제동거리 측면에서는 ABS가 불리함을 나타내고 있는데 이는 ABS 제어 알고리즘에 따라 차이가 존재할 수 있다고 판단된다. 본 예는 급제동시 조향성을 확보할 수 있는 ABS의 장점을 제시하고 있다. 물론 ABS가 장착되지 않은 브레이크 시스템의 차량으로 급제동시 조향성을 확보하기 위해서는 단속적인 브레이크 동작에 의해 가능하나 이를 위해서는 운전자의 고속런의 제동실력이 요구되며, 일반 운전자의 경우는 난해한 일이다. 그림에서 ○는 차량의 무게중심을 의미하며, 차량의 x축과 —●이 이루는 각은 차량 슬립각이다.

Fig. 10은 좌우 상이마찰 노면에서 40 kph로 주행하다가 급제동한 경우 통상의 브레이크 시스템에 의한 제동의 경우(a)와 ABS에 의한 제동의 결과(b)를 비교한 결과이다. 그림에서 x축을 기준으로 +y 방향의 노면은 고마찰 노면이고 -y 방향의 노면은 저마찰 노면이며, ○는 차량의 무게중심을 의미하며, 차량의 x축과 —●이 이루는 각은 차량 슬립각이다. ABS에 의한 차륜 슬립제어가 고려되지 않은 경우 제동과정에서 차량은 고마찰 노면 방향으로 요 운동을 일으키게 되어 차량의 방향 안정성은 불안정한 상태가 된다. 통상 일반적인 운전자의 경우 차량 무게중심에 대해 z축 방향의 각속도가 14 deg/sec² 이상이 되면 차량의 방향 조정 능력을 상실한다고 한다.²⁶⁾ 따라서 이러한 경우 운전자는 극도의 위험한 상태에 놓이게 된다. 그러나 (b)의 경우와 같이 식(3.5)를 이용하여 차륜 슬립제어를 실시한 결과 차량의 무게중심에 대한 요 운동은 현저하게 감소하여 운전자가 회전 반대방향으로 카운터 스티어링 동작을 취하지 않아도 차량은 직진성을 크게 벗어나지 않음을 알 수 있다. 물론 이것은 어떤 방식

으로 알고리즘을 구성하는가에 따라 차이는 있다. 요 운동을 최대한 억제하기 위해서는 제동거리 측면에서 손실을 감수해야 할 것이다. 그러나 제동거리가 문제가 된다면 슬립제어를 위한 슬립 경계값을 상향조정하여 타이어에 작용하는 제동력을 증가시키도록 하고 운전자는 상황에 따라 카운터 스티어링 동작을 취해야만 할 것이다.

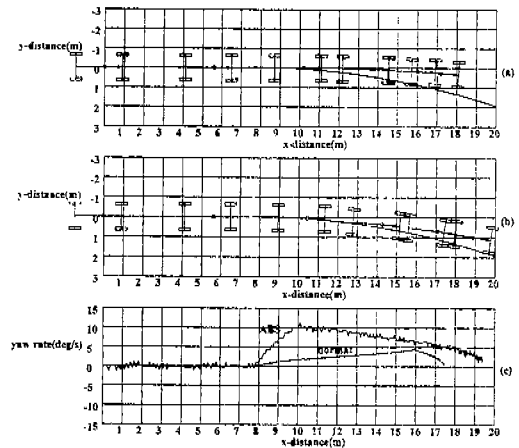


Fig. 9 Vehicle motion with steering angle on high friction road (a) Normal braking, (b) ABS, (c) Yaw rate of normal braking and ABS

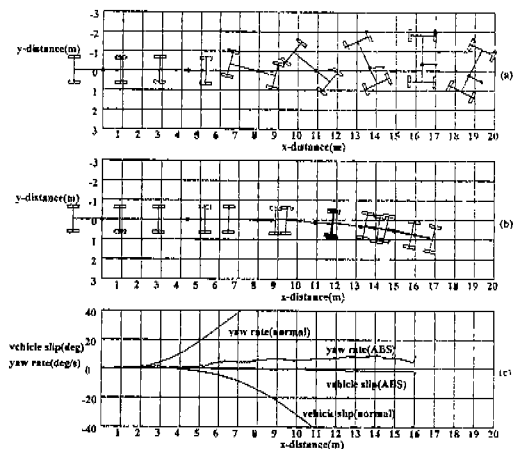


Fig. 10 Vehicle motion on split friction road (a) Normal braking, (b) ABS, (c) Vehicle slip angle and yaw rate

이러한 제동성능과 방향 안정성은 식(3.5)의 슬립 경계값을 목적에 맞게 설정하기에 따라 의존하는 문제이다. (c)에서는 (a)와 (b)의 경우에 대한 요 레이트와 차량 슬립각을 제동거리에 따라 세기한 결과인데 통상의 브레이크 시스템에 의한 급제동의 경우 요 레이트의 값이 급증함을 알 수 있고 거의 통제불능 상태가 됨을 알 수 있다. 그러나 ABS의 경우 요 레이트의 값이 일정값 이하이므로 필요시 운전자의 카운터 스티어링 동작에 의한 방향안정성을 충분히 확보할 수 있음을 알 수 있다.

6. 결 론

본 연구의 결과를 정리하면 다음과 같다. ABS 모듈이 포함된 실제의 브레이크 시스템과 차량의 수학적 모델을 이용하여 현실성 있는 시뮬레이터를 구현하였으며, 다양한 노면조건과 운전상황에 대해 효과적인 시뮬레이션을 가능하게 할 수 있는 도구를 개발하였다. 이를 통해 ABS의 장점을 입증하였으며 차량 안전 시스템으로서의 중요성을 확인하였다. 이로써 본 연구결과 개발된 ABS 실시간 시뮬레이터는 특정 차량에 대한 ABS의 적용 초기 단계에서 성능을 효과적으로 검토할 수 있는 도구로서 사용할 수 있으며, 외주에 의한 ABS 기술도입단계에서 엔지니어의 ABS에 대한 기술습득과 실험실에서 ABS에 대한 간접경험을 충분히 할 수 있는 도구로서 사용할 수 있다.

본 연구를 통해 충분히 고려되지 않은 실차시험과의 비교결과 및 타이어의 마찰특성에 대한 데이터 베이스는 차후 현실적으로 보강되어야 할 과제이다.

후 기

이 논문은 1997년 한국학술진흥재단의 공모과제 연구비에 의하여 연구되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. Heinz Leiber and Armin Czinczel, "Brake Boosters Designed Specifically for Anti-Lock Braking Systems(ABS)," SAE 845106, 1984.
2. Otto Depenheuer and Hans Strien, "Hydraulic Brake Actuation Systems under Consideration of Antilock Systems and Disc Brakes," SAE 730535, 1973.
3. Alexander Kolbe and et al., "Teves MK IV Anti-Lock and Traction Control System," SAE 900208, 1990.
4. Gunther Buschmann and et al., "Tandem Master Cylinder in Change - Due to Specific Requirements of Anti Lock and Traction Control Systems," SAE 930504, 1993.
5. Karlheinz Bill and et al., "Smart Booster - New Key Element for Brake Systems with Enhanced Function Potential," SAE 950760, 1995.
6. 김정엽, 모종윤, "ABS작동에 의한 캘리퍼 하우징에 미치는 피로손상평가," 한국자동차공학회논문집, 제4권, 제4호, pp. 156-163, 1996.
7. Tomohiro Fuzitaand and et al., "Compact ABS Modulator with Small-Solenoid Valves," SAE 920647, 1992.
8. Wolfgang Maisch and et al., "ABS5 and ASR5: The New ABS/ASR Family to Optimize Directional Stability and Traction," SAE 93505, 1993.
9. Koichi Hasidaand and et al., "Compact 4CH-ABS Hydraulic Unit," SAE 910697, 1991.
10. Martin Maier and Klaus Müller, "ABS5.3: The New and Compact ABS5 Unit for

- Passenger Cars," SAE 950757, 1995.
11. Hans-Jorg Feigel and et al., "New Low Cost ABS Concept for Small Cars," SAE 970811, 1997.
 12. Koichi Hashida and Masato Yoshino, "The "Variable Flow Valve" (VFV) for Electronically Controlled Hydraulic System," SAE 940835, 1994.
 13. Akihiko Sekiguchi and et al., "ASR Built in an Add-On ABS," SAE 930506, 1993.
 14. Masao Watanabe and Noboru Noguchi, "A New Algorithm for ABS to Compensate for Road-Disturbance," SAE 900205, 1990.
 15. W. R. Pasterkamp and H. B. Pacejka, "Application of Neural Networks in the Estimation of Tire/Road Friction Using the Tire as Sensor," SAE 971122, 1997.
 16. Allen J. Walenty and et al., Adaptive Wheel Slip Threshold, United State Patent No. 4,916,619, 1990.
 17. 김중배, 민승기, "차륜 가속도 예측방법에 대한 연구," 한국자동차공학회논문집, 제5권, 제2호, pp. 120-126, 1997.
 18. Kajiro Watanabe and Kazuyuki Kobayashi, "Absolute Speed Measurement of Automobile from Noisy Acceleration and Erroneous Wheel Speed Information," SAE 920644, 1992.
 19. Ralf Schwarz and et al., "Improved Wheel Speed and Slip Determination Considering Influence of Wheel-Suspension Dynamics and Tire Dynamics," SAE 971117, 1997.
 20. Yuen-Kwok Chin and et al., "Sliding-Mode ABS Wheel-Slip Control," American Control Conference/WA1, pp. 1-10, 1992.
 21. George F. Mauer and et al., "Fuzzy Logic Continuous and Quantizing Control of an ABS Braking System," SAE 940830, 1994.
 22. 서명원 외5명, "ABS를 위한 HIL 시뮬레이터 개발," 한국자동차공학회논문집, 제6권, 제4호, pp. 155-167, 1998.
 23. Deborah Kempf and et al., "Real Time Simulation for Application to ABS Development," SAE 870336, 1987.
 24. Helmut Fennel and et al., "Transputer-Based Real-Time Simulator A High Performance Tool for ABS and TCS Development," SAE 920643, 1992.
 25. 서명원 외4명, "ABS 차량의 동특성해석을 위한 차량모델 개발," 한국자동차공학회논문집, 제7권, 제2호, pp. 228-241, 1999.
 26. Rudolf Limpert, Brake Design and Safety, SAE Inc., 1992.
 27. 自動車用 ABSの研究, 山海堂, 1993.
 28. Thomas D. Gillespie, Fundamentals of Vehicle Dynamics, SAE Inc., 1992.
 29. Anton T. van Zanten and et al., "VDC, The Vehicle Dynamics Control System of Bosch," SAE 950759, 1995.