

ABS 장착 자동차의 제어방식에 따른 제동특성에 관한 연구

최종환*, 김승수**, 양순용***, 박성태***, 이진걸****

A Study on the Braking Characteristics of Control Methods for ABS mounted Vehicle

Jong Hwan Choi*, Sung Su Kim**, Soon Yong Yang***, Sung Tae Park*** and Jin Kul Lee****

ABSTRACT

ABS (Anti-lock Braking System) is a safety device for preventing wheel locking in a sudden braking. It consists of hydraulic modulator, ECU(Electronic Control Unit) and angular velocity sensors. Its control methods are classified into three types; deceleration control, slip ratio control and deceleration/acceleration control. In this paper, ABS mounted vehicle is mathematically modeled and the proposed model is verified by actual cars experiments, and the braking characteristics of the control methods with pulse width modulation are compared and analyzed through computer simulations.

Key Words : ABS(차량 미끄럼방지 장치), Pulse width modulation(펄스 폭 변조), Braking pressure(제동압력), Braking characteristics(제동특성), Hydraulic modulator(유압 모듈레이터)

기호설명

A_i = open area of each valve
 A_p = area of braking pad
 C_d = discharge coefficient
 C_D = resistance coefficient of air
 C_R = resistance coefficient of rolling
 C_T = longitudinal stiffness coefficient of tire
 C_a = cornering stiffness coefficient of tire
 F_x = braking force in the x-direction
 F_y = braking force in the y-direction

I_z = moment of inertia about the z-axis
 I_w = moment of inertia of wheel
 K_m = effective bulk modulus
 l_f = distance from center of mass to front tire
 l_r = distance from center of mass to rear tire
 m = entire vehicle mass
 P_s = supply braking pressure
 P_r = return braking pressure
 p = braking pressure
 r = radius of tire
 r_e = effective radius of tire

... 2002년 2월 6일 접수
* 부산대 대학원 지능기계공학과
** 울산대 RRC
*** 울산대 자동차공학부
**** 부산대 기계공학부

- T_w = distance from right tire to left tire
- T_b = braking torque
- V_t = total compressed volume
- V = velocity of vehicle
- W = weight of vehicle
- β = sideslip angle
- v = yawing velocity of vehicle
- δ = steer angle
- λ = slip ratio
- μ = coefficient of friction between tire and road
- μ_p = coefficient of friction between brake pad and wheel
- ρ = density of brake liquid
- ρ_a = density of air
- ω = angular velocity of wheel

1. 서론

ABS(Anti-lock Braking System)는 자동차의 급제동시 바퀴의 미끄러짐을 방지하여 주행 및 조향 안정성을 유지할 수 있도록 휠실린더의 제동압력을 제어하는 전자제어장치이다. ABS는 최초로 1940년대 항공기 및 철도 차량용으로 개발되었으며, 이후 자동차의 ABS 적용에 대한 연구가 활발히 진행되었다. 1979년 Bosch사에서 4 바퀴 각각을 독립적으로 제어하는 ABS를 개발한 이래, 급속한 전자기술의 발달로 현재 신개발 자동차에는 ABS 장치가 일반화되어 있다.

최근 ABS에 대한 연구는 주로 유압 모듈레이터와 ECU(Electronic Control Unit) 개발로 진행되고 있다. 소형경량화 및 저가형 유압 모듈레이터 개발을 위하여 밸브와 블록의 재설계와 조립방법에 대한 연구^[1]가 진행되고 있으며, PWM 제어에 의한 제동압력 특성 연구^[2]가 진행되었다. 또한 고성능 ECU 개발을 위하여 ABS용 시뮬레이터에 대한 연구 개발^[3]도 진행되고 있다. 특히 Cho^[4] 등은 다물체 동역학 모델에 유용한 상용 프로그램인 AUTOSIM으로 자동차 동역학을 모델링하여 HILS(Hardware-In-the Loop Simulation)를 개발하였다. 또한 ABS 제어방식 중 하나인 바퀴의 감속 제어를 위하여 Kalman 필터에 의한 바퀴의 감속도 예측방법을 제시하였고^[5], PWM과 슬라이딩 모드 제어를 이용한 슬립을 제어에 관한 연구도 수행되

었다^[6].

ABS 제어방식은 제어 목표변수에 따라 바퀴의 감속 제어, 슬립을 제어, 감속/가속 제어 등으로 분류^[7]된다. ABS는 각 제어방식의 목표변수와 이의 기준치와의 대소 판단에 따라 유압 모듈레이터를 작동시킨다.

본 연구에서는 유압 모듈레이터를 포함한 ABS 장착 자동차의 운동모델을 수립하였고, 실차 테스트의 데이터를 토대로 모델의 타당성을 검증하였다. 그리고 ABS 제어방식들에 따른 제동특성들을 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 비교/분석하였다. 유압 모듈레이터는 2포트-2위치 전자밸브 2개를 사용한 sol-sol 방식으로 구성하였고, 자동차의 운동모델은 제동특성과 관계하는 종방향과 횡방향 및 요우잉 방향의 운동들에 대하여 수립하였다. 도로면은 dry 상태 및 dry에서 ice로 변하는 μ -jump상태로 구분하여 시뮬레이션을 수행하였다. 이때 감속 제어방식과 슬립을 제어방식에서는 펄스 폭 변조를 적용하여 전자밸브를 동작시키도록 하였다.

2. ABS 장착 자동차의 운동모델

2.1 ABS 유압 모듈레이터의 모델링

ABS는 유압 모듈레이터, ECU(Electronic Control Unit), 바퀴의 각속도 센서 등으로 구성된다. 유압 모듈레이터는 유량제어밸브와 전자밸브를 사용한 sol-flow 방식과 두 개의 전자밸브를 사용한 sol-sol 방식 등이 있다. Fig. 1은 sol-sol 방식의 유압 모듈레이터 회로도도를 나타내고 있다. 각 바퀴에 설치된 두 개의 전자밸브가 독립적으로 작동하여 바퀴의 미끄러짐을 방지하도록 한다. 유압 모듈레이터의 모델링을 위하여 1개의 바퀴에 대한 개략도는 Fig. 2와 같다. Fig. 2에서 보는 바와 같이 입구측 전자밸브를 ON, 출구측 전자밸브를 OFF하면 휠실린더의 압력은 증가하고, 반대로 입구측을 OFF, 출구측을 ON으로 하면 휠실린더의 압력은 감소한다. 그리고 두 개의 밸브를 모두 OFF시키면 휠실린더의 압력은 유지된다. 따라서 휠실린더의 압력은 최대 3가지 제어모드가 가능하다.

한편 유압 모듈레이터의 모델링 과정에서 다음과 같은 가정을 하였다.

- (1) 전자밸브의 포펫 거동은 1차 시간 지연요소로 근사한다.

- (2) 전자밸브 내에서의 브레이크 액의 압축성은 무시한다.
- (3) 전자밸브 및 관로 내에서의 마찰손실과 누설은 없다.
- (4) 브레이크 액의 온도와 밀도는 일정하며, 체적탄성계수는 작동 중 일정하다.
- (5) 휠실린더의 체적변화는 무시된다.

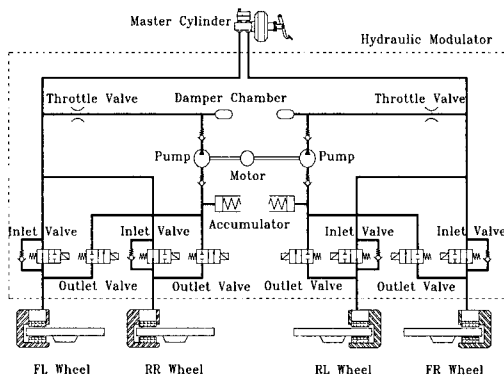


Fig. 1 Circuit of hydraulic modulator (sol-sol type)

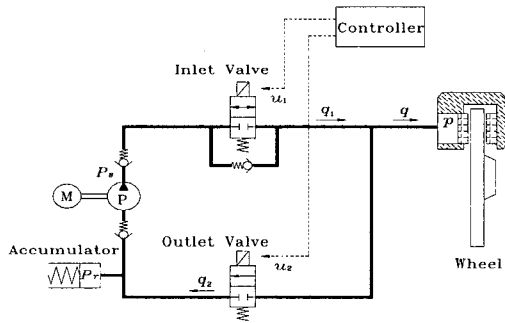


Fig. 2 Hydraulic modulator for a wheel

입력신호에 대한 밸브의 포핏 변위를 1차 시간 지연요소로 근사하여 나타내면 식(1)과 같고, 각 밸브 포핏부의 개구면적은 포핏 변위에 비례요소로써 식(2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{x}_i(t) = -\frac{1}{T_i} x_i(t) + \frac{K_{vi}}{T_i} u(t), \quad (i=1,2) \quad (1)$$

$$A_i(t) = C_{Ai} \cdot x_i(t), \quad (i=1,2) \quad (2)$$

여기서 첨자 1은 입구측 전자밸브를 나타내고,

첨자 2는 출구측 전자밸브를 나타낸다. T_i 는 시정수, K_{vi} 는 밸브의 비례게인, C_{Ai} 는 밸브의 개구면적과 변위간의 비례상수를 각각 나타낸다. 입구측 전자밸브의 포핏 변위에 의해 휠실린더로 공급되는 유량 q_1 과 출구측 전자밸브의 포핏 변위에 의해 휠실린더에서 빠져나가는 유량 q_2 는 오리피스 유량 방정식으로부터 각각 식(3), (4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$q_1(t) = C_{d1} A_1(t) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - p(t))} \quad (3)$$

$$q_2(t) = C_{d2} A_2(t) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p(t) - P_r)} \quad (4)$$

휠실린더에서 유체의 연속방정식을 적용하여 제동압력의 변화율을 나타내면 식(5)와 같다.

$$\dot{p}(t) = \frac{K_m}{V_t} \{q_1(t) - q_2(t)\} \quad (5)$$

2.2 제동시 자동차 운동에 대한 모델링

본 연구에서 사용된 자동차 모델의 개략도는 Fig. 3과 같다. 본 연구에서는 자동차의 제동특성 해석을 위해 수직방향 운동과 피칭 운동은 제외하고, 종방향과 횡방향, 그리고 요우잉 방향에 대한 운동모델을 구성한다.

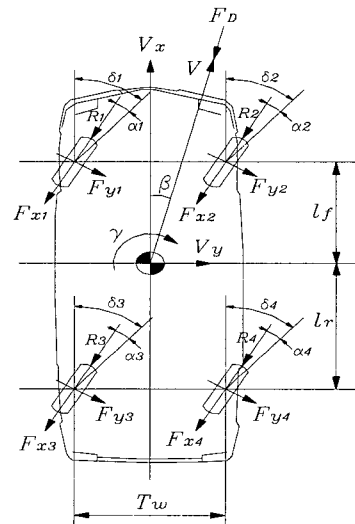


Fig. 3 Schematic diagram of vehicle

제동시 자동차의 종방향과 횡방향 운동방정식

을 유도하면 식(6), (7)과 같이 얻어진다.

$$m\{V_x(t) - V_y(t)\gamma(t)\} = \sum_{k=1}^4 \{(-F_{x,k}(t) - R_k) \cos \delta_k - F_{y,k}(t) \sin \delta_k\} - F_D \cos \beta \quad (6)$$

$$m\{V_y(t) + V_x(t)\gamma(t)\} = \sum_{k=1}^4 \{(-F_{x,k}(t) - R_k) \sin \delta_k + F_{y,k}(t) \cos \delta_k\} - F_D \sin \beta \quad (7)$$

($k=1,2,3,4$)

여기서 첨자 k 는 바퀴의 위치를 나타낸다. 1은 전·좌측, 2는 전·우측, 3은 후·좌측, 4는 후·우측을 나타낸다. V_x 는 자동차의 종방향 속도, V_y 는 자동차의 횡방향 속도, γ 는 자동차의 요우잉 속도를 각각 나타낸다.

또한 F_D 는 공기저항력, R_k 는 각 바퀴에서 발생하는 구름저항력을 나타내며, 이들 저항력은 각각 식(8), (9)와 같다.

$$F_D = \frac{1}{2} C_D \rho_a A V^2 \quad (8)$$

$$R_k = C_R W_k, \quad (k=1,2,3,4) \quad (9)$$

여기서 A 는 자동차의 종방향 투영면적을 나타낸다.

제동시 요우잉 방향에 대한 운동방정식은 식(10)과 같이 얻어진다.

$$I_z \dot{\gamma}(t) = \frac{T_w}{2} \sum_{j=1}^2 \{(-F_{x,2j-1}(t) - R_{2j-1}) \cos \delta_{2j-1} - F_{y,2j-1}(t) \sin \delta_{2j-1}\} - \frac{T_w}{2} \sum_{j=1}^2 \{(-F_{x,2j}(t) - R_{2j}) \cos \delta_{2j} - F_{y,2j}(t) \sin \delta_{2j}\} + I_f \sum_{j=1}^2 \{(-F_{x,j}(t) - R_j) \sin \delta_j + F_{y,j}(t) \cos \delta_j\} - I_r \sum_{j=3}^4 \{(-F_{x,j}(t) - R_j) \sin \delta_j + F_{y,j}(t) \cos \delta_j\} \quad (10)$$

제동시 바퀴의 운동방정식은 식(11)과 같이 바퀴토크와 브레이크 토크로 나타낼 수 있다.

$$I_w \dot{\omega}_k(t) = r F_{x,k}(t) - T_{b,k}(t), \quad (k=1,2,3,4) \quad (11)$$

각 바퀴에 작용하는 브레이크 토크를 나타내며, 식(12)와 같다.

$$T_{b,k}(t) = C_p \mu_p A_p \frac{r_e}{r} p_k(t), \quad (k=1,2,3,4) \quad (12)$$

여기서 C_p 는 브레이크 토크계수를 나타낸다.

직진 중 제동특성을 해석하기 위해 바퀴의 조향각 δ_k 를 0으로 일정하게 하면 식(6), (7), (10), (11)은 각각 식(13)~(16)과 같다.

$$V_x(t) = V_y(t) \cdot \gamma(t) - \frac{1}{m} \sum_{j=1}^4 F_{x,j}(t) - \frac{C_D \rho A \cos \beta}{2m} V^2(t) - C_R g \quad (13)$$

$$V_y(t) = -V_x(t) \cdot \gamma(t) + \frac{1}{m} \sum_{j=1}^4 F_{y,j}(t) - \frac{C_D \rho A \sin \beta}{2m} V^2(t) \quad (14)$$

$$\dot{\gamma}(t) = -\frac{T_w}{2I_z} \sum_{j=1}^2 F_{x,2j-1}(t) + \frac{T_w}{2I_z} \sum_{j=1}^2 F_{x,2j}(t) + \frac{I_f}{I_z} \sum_{j=1}^2 F_{y,j}(t) - \frac{I_r}{I_z} \sum_{j=3}^4 F_{y,j}(t) \quad (15)$$

$$\dot{\omega}_k(t) = \frac{r}{I_w} F_{x,k}(t) - \frac{C_p \mu_p A_p r_e}{I_w r} p_k(t) \quad (16)$$

한편 바퀴에서 발생하는 종방향 및 횡방향 제동력은 슬립각, 캠버각 및 수직하중 등이 고려된 매직 포뮬러(Magic Formula) 모델^[8]과 슬립율과 미끄럼각으로 표현되는 Dugoff에 의해 제안된 모델^[9] 등이 있다. 본 연구에서는 Dugoff 모델을 사용하였으며, 이는 식(17)~(20)과 같이 표현된다.

$$F_{x,k}(t) = C_T \frac{\lambda_k}{1-\lambda_k} f(s_k) \quad (17)$$

$$F_{y,k}(t) = C_a \frac{\tan \alpha_k}{1-\lambda_k} f(s_k) \quad (18)$$

$$f(s_k) = \begin{cases} 1 & \text{if } s_k > 1 \\ s_k(2-s_k) & \text{if } s_k < 1 \end{cases} \quad (19)$$

$$s_k = \frac{\mu W_k (1 - \varepsilon_r V \sqrt{\lambda_k^2 + \tan^2 \alpha_k}) (1 - \lambda_k)}{2 \sqrt{C_T^2 + C_a^2 \tan^2 \alpha_k}} \quad (20)$$

($k=1,2,3,4$)

여기서 ϵ_k 는 도로면의 점착 감소계수를 나타내고, s_k 는 미끄럼각과 슬립율 등을 고려한 바퀴의 미끄러짐 정도를 나타내는 무차원 계수이다. 바퀴의 슬립율은 식(21)과 같이 정의된다.

$$\lambda_k = \frac{V - r\omega_k}{V}, \quad (k=1,2,3,4) \quad (21)$$

또한 α_k 는 각 바퀴의 미끄럼각을 나타내며, 식(22)와 같이 표현된다.

$$\alpha_k = \eta_k - \delta_k, \quad (k=1,2,3,4) \quad (22)$$

여기서 η_k 는 각 바퀴에서 종방향과 횡방향, 그리고 요우잉방향의 속력들과 관계한 각도변수이다. 직진시 제동특성을 고려하기 위하여 각 바퀴의 조향각을 0으로 일정하게 두고 미끄럼각을 표현하면 식(23)~(26)과 같다.

$$\alpha_1 = \eta_1 = \tan^{-1} \left(\frac{V_y(t) + l_f \cdot \gamma(t)}{V_x(t) + d \cdot \gamma(t)} \right) \quad (23)$$

$$\alpha_2 = \eta_2 = \tan^{-1} \left(\frac{V_y(t) + l_f \cdot \gamma(t)}{V_x(t) - d \cdot \gamma(t)} \right) \quad (24)$$

$$\alpha_3 = \eta_3 = \tan^{-1} \left(\frac{V_y(t) - l_f \cdot \gamma(t)}{V_x(t) + d \cdot \gamma(t)} \right) \quad (25)$$

$$\alpha_4 = \eta_4 = \tan^{-1} \left(\frac{V_y(t) - l_f \cdot \gamma(t)}{V_x(t) - d \cdot \gamma(t)} \right) \quad (26)$$

3. ABS 제어방식 및 펄스 폭 변조

3.1 ABS 제어방식

ABS 제어방식은 바퀴의 감속 제어, 슬립율 제어, 바퀴의 감속/가속 제어 등으로 구분된다. 감속 제어와 슬립율 제어는 기준값을 설정하여 ECU의 제어알고리즘에 의해 제동압력을 증가 또는 감소시킨다. 감속 제어방식에서 기준 감속도는 시행착오 방법으로 적절하게 선정하고, 슬립율 제어방식에서 기준 슬립율은 도로면과 바퀴와의 마찰계수가 최대가 되는 값으로 선정한다. 그리고 감속/가속 제어방식에서는 바퀴의 속도 변화율이 설정된 감속도보다 크면 제동압력을 감소시키고, 설정된 감속도와 가속도 구간에서는 제동압력의 증가와 유지를 반복적으로 실행시키며, 설정된 가속도보다 크면 제동압력을 증가시킨다. 따라서 감속 제어방식과 슬립율

제어방식에서는 제동압력의 거동이 증가와 감소만 반복되지만, 감속/가속 제어방식의 경우 제동압력은 증가·유지·감소의 3가지 모드를 갖게 된다.

3.2 펄스 폭 변조

펄스 폭 변조는 반송파(carrier wave)를 사용하여 원래의 신호를 변조시키는 방법이다. 반송파는 주기적인 톱니파형을 이용하고, 변조율은 반송파의 주기와 ON되는 시간과의 비율로써 정의된다. Fig. 4는 펄스 폭 변조의 개략도를 나타내고 있다.

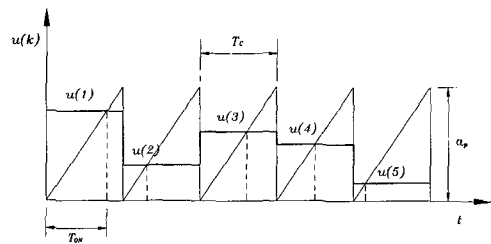


Fig. 4 Pulse width modulation

반송파는 주기와 크기에 의하여 결정되며, ON되는 시간 T_{ON} 과 변조율 τ 는 식(27), (28)과 같이 표현된다.

$$T_{ON}(k) = \frac{1}{k_r} u(k) \quad (27)$$

$$\tau(k) = \frac{T_{ON}(k)}{T_c} \quad (28)$$

여기서 k_r 및 T_c 는 반송파의 기울기와 주기, $u(k)$ 는 제어입력의 샘플링 값을 각각 나타낸다. 반송파와 샘플링 주기가 동일하다면 제어입력이 변조율로 변환되어 전자밸브를 작동시키게 된다.

4. 컴퓨터 시뮬레이션

시뮬레이션을 위한 대상모델은 1500cc급 승용차를 기준으로 하여 초기 속도는 60km/h로 가정하였다. 시뮬레이션에 필요한 파라미터들은 Table. 1에 나타난 것과 같다. 한편 자동차의 앞부분과 뒷부분의 하중이 다르고 제동시 하중전이를 고려하여 앞/뒤 휠실린더의 공급압 비율은 약 2:1로 설정하고, 제동압력의 주파수는 최대 10Hz로 설정하였다.

ABS 제어방식에 따른 자동차의 제동특성을 비

교/분석하기 위한 선행단계로서 실차와 운동모델과의 제동특성을 비교하여 자동차 운동모델의 타당성 검증이 수행하였다. 제어방식 중에서 감속 제어방식과 슬립을 제어방식에서는 제동압력의 동적특성을 고려하여 펄스 폭 변조를 적용하여 전자밸브를 동작시킨다. 입구측 밸브와 출구측 밸브의 ON/OFF 상태가 서로 다르게 하여 제동압력을 증가 또는 감소하도록 하였다. 감속/가속 제어방식에서는 알고리즘에 의하여 입구측 밸브와 출구측 밸브를 독립적으로 동작시켜 제동압력을 증가·유지·감소하도록 하였다. 도로면은 dry상태와 제동시 1초 후 dry에서 ice로 갑자기 변하는 μ -jump상태의 2가지로 설정하여 각 제어방식에 대한 제동특성을 비교/분석하였다. 본 연구에서는 상용 프로그램인 MatLab과 Simulink를 사용하여 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다.

Table 1 Parameter of ABS mounted vehicle

	Parameter	Value	
Modulator	T_i	0.06	sec
	K_{vi}	0.015	cm
	C_{di}	0.6	.
	ρ	1070	kg/m ³
	K_m	3232.5	bar
	V_i	50	cm ³
	μ_p	0.3	.
	A_p	22.5	cm ²
	P_s	147	bar
	P_r	1	bar
vehicle	m	1430	kg
	I_w	2.8	kg · m ²
	I_z	2800	kg · m ²
	l_f	1.1406	m
	l_r	1.5122	m
	T_w	1.4574	m
	C_T	40000	N/rad
	C_a	50000	N/rad
	r	0.28	m
	ρ_a	1.2250	kg/m ³

4.1 자동차 제동시 운동모델의 검증

본 연구에서 운동모델의 검증을 위하여 실차 테스트의 제동압력을 입력으로 하여 실차와 운동모델의 바퀴 각속도의 동특성을 비교한다. 실차 테스트에서 제동압력은 휠실린더로 연결된 브레이크 라인에 압력센서를 부착하여 A/D 보드를 통하여 개인용 컴퓨터로 입력시켜 실제값으로 변환하였다. 또한 바퀴 속도는 휠에 부착된 휠 스피드 센서를 통

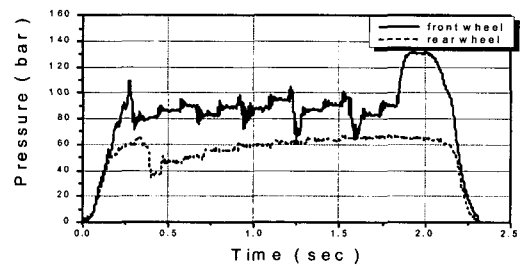
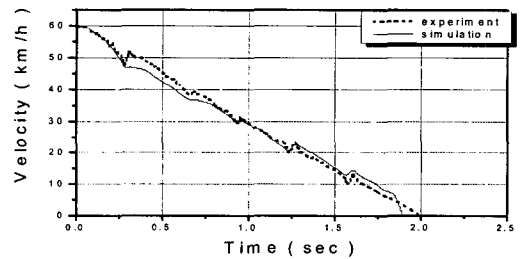
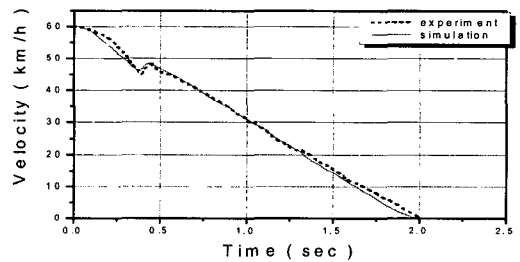


Fig. 5 Braking pressure (experiment)



(a) front wheel



(b) rear wheel

Fig. 6 Velocity (experiment and simulation)

하여 획득하였다. 휠 스피드 센서는 휠에 부착된 로터의 시간당 톱니를 측정하여 주파수의 교류 신호를 발생시키고, A/D 보드를 통해 개인용 컴퓨터로 전달되어 바퀴 속도로 변환하였다. Fig. 5는 시뮬레이션 대상모델인 1500cc급 승용차를 대상으로

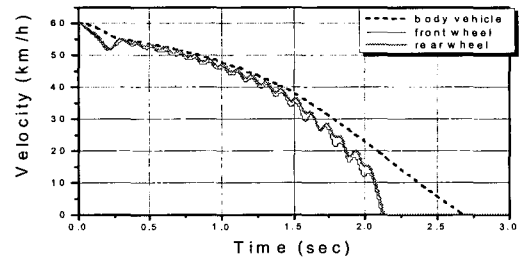
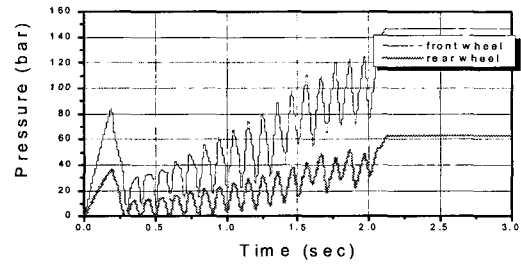
한 실차 테스트에서 급제동시 휠실린더의 제동압력을 나타내고 있다. 앞바퀴의 경우 약 0.25초 동안 제동압력이 급속히 증가하다가 이후부터는 ABS가 작동되어 제동압력이 증가-유지-감소의 형태로 나타나고 있으며, 뒷바퀴는 앞바퀴에 비해 약간 이른 약 0.2초부터 ABS가 작동되며, 이후 제동압력의 변화도 상대적으로 작다. Fig. 6(a), (b)는 실차 테스트에서 얻어진 앞/뒤바퀴의 제동압력에 대해 실차와 운동모델의 앞/뒤바퀴 속도를 각각 나타내고 있다.

앞바퀴의 경우 제동압력이 증가되는 약 0.25초 동안 속도도 급격하게 떨어지고 이후 제동압력의 변화로 감속과 가속이 반복적으로 발생되며, 뒷바퀴의 경우 제동압력의 감소가 발생하는 시점에서 가속이 발생되고 이후 일정하게 감속되고 있다. 운동모델과 실차를 비교했을 때 뒷바퀴 속도는 거의 일치하고 있으며, 앞바퀴의 경우 ABS 작동 후 가속되는 시점에서 약간의 차이가 발생되고 있으나 전체적인 동적 거동은 매우 근사함을 보여주고 있다.

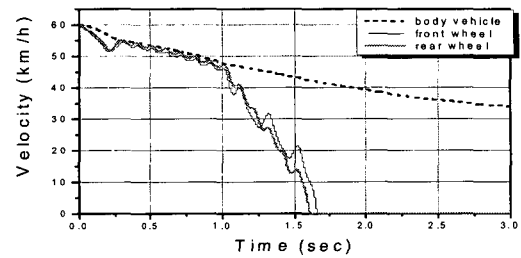
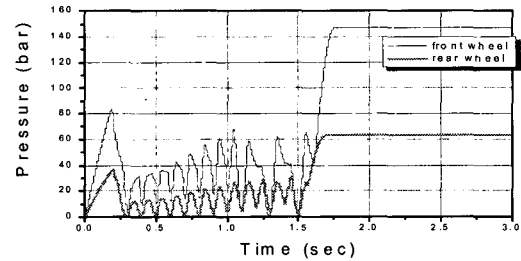
4.2 시뮬레이션 결과 및 고찰

우선, 감속 제어방식에 대한 제동특성을 Fig. 7에 나타낸다. 시뮬레이션을 통하여 기준 감속도를 크게 할수록 제동압력의 변동폭과 변화율이 과도하게 커지며 제동시 짧은 시간에 바퀴회전이 정지하여 도로면을 미끄러지게 된다. 한편, 기준 감속도를 작게 설정하면 제동압력의 변동폭 및 변화율은 감소하지만, 바퀴의 감속율이 느려 제동거리가 상대적으로 길어진다. 따라서 제동압력과 제동시간을 동시에 고려하여 시행착오를 거쳐 $20m/s^2$ 으로 선정하였다. 그리고 펄스 폭 변조를 적용하기 위해 반송파는 주기 10Hz, 크기 20인 톱니파형을 선정하였다. Fig. 7(a)는 도로면이 dry상태 일 때 앞/뒤바퀴와 차체의 속도 및 제동압력을 나타낸다. 제동압력은 약 0.25초 동안 급격하게 증가하다가 이후 ABS가 작동하여 압력의 증가와 감소가 반복적으로 일어나면서 평균 제동압력은 서서히 증가되고 있다. 이로 인해 바퀴속도는 감소되다가 ABS 작동으로 감속과 가속이 반복적으로 일어나 바퀴는 약 2.1초에서 정지하고, 차체는 약 2.6초에서 정지함을 보여준다. Fig. 7(b)는 도로면이 초기 dry에서 1초 후 ice로 변하는 μ -jump 상태 일 때 앞/뒤바퀴와 차체의 속도 및 제동압력을 보여주고 있다. 도로면이 ice상태가 되면 바퀴속도는 급격히 감소하는 반면, 차체의 감

속도는 거의 일정하여 제동거리는 길어진다. 이러한 현상은 감속 제어방식에서는 도로면의 상태에 민감한 바퀴의 속도만을 제어량으로 고려되었기 때



(a) road : dry



(b) road : μ -jump

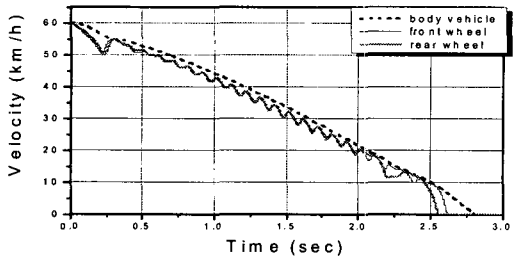
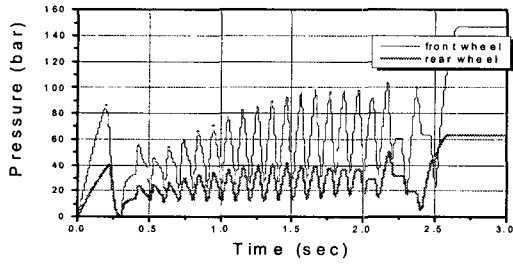
Fig. 7 Deceleration control method

문인 것으로 사료된다.

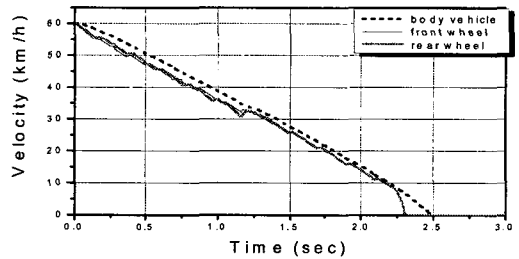
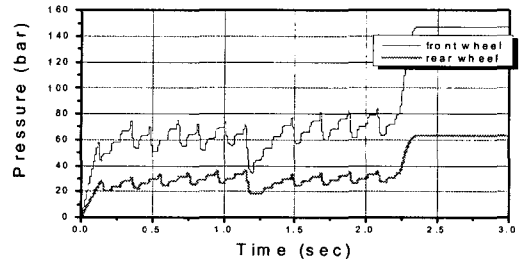
Fig. 8은 슬립을 제어방식에 대한 제동특성을 나타낸다. 기준 슬립율은 기준 감속도의 대소에 따른 특성과 유사하며, 즉 기준값이 클수록 제동압력

의 변동폭과 변화율이 증가한다. 여기서는 기준 슬립율을 0.1로 선정하였으며, 주기 10Hz, 크기 0.1인 반송파를 이용하여 펄스 폭 변조를 적용하였다. Fig. 8(a)는 도로면이 dry상태 일 때 앞/뒤바퀴와 차

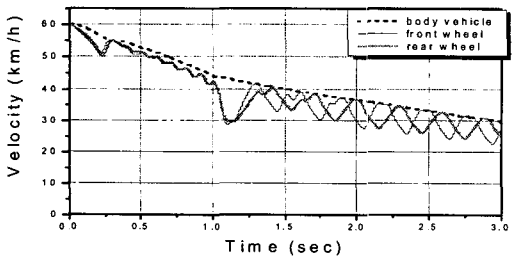
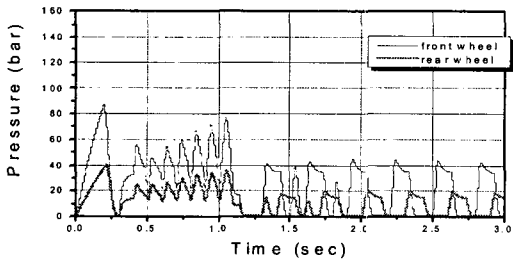
다. 제동압력의 맥동은 감속 제어방식보다 크게 발생되지만 평균 제동압력의 변화율은 크지 않다. ABS 작동으로 감속과 가속이 반복적으로 발생되다가 바뀌는 약 2.5초에서 정지하고, 차체는 약 2.7초



(a) road : dry

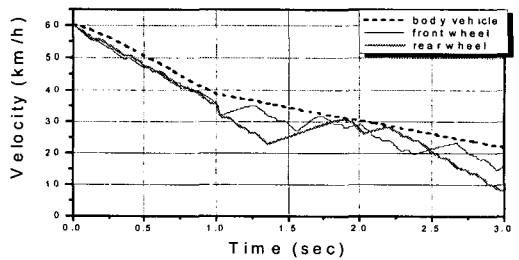
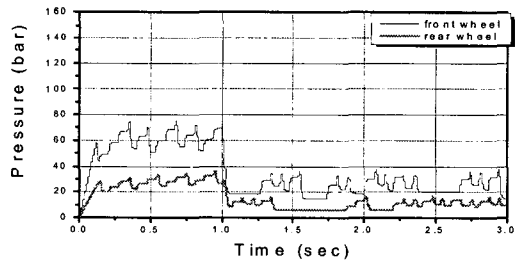


(a) road : dry



(b) road : μ -jump

Fig. 8 Slip ratio control method



(b) road : μ -jump

Fig. 9 Decel./Accel. control method

체의 속도 및 제동압력을 나타낸다. 제동압력은 약 0.25초 동안 급격하게 증가하다가 이후 ABS가 작동하여 압력의 증가와 감소가 반복적으로 일어난

에서 정지하여 감속 제어방식에 비해 바퀴가 미끄러지는 시간이 짧다. Fig. 8(b)는 도로면이 μ -jump 상태 일 때 앞/뒤바퀴와 차체의 속도 및 제동압력

을 나타내고 있다. 도로면이 ice상태로 되면 제동압력은 낮은 압력범위에서 증가와 감소가 반복적으로 일어난다. 바퀴의 속도는 감속 제어방식과 달리 ice 상태에서 급격한 속도의 감소가 일어나지 않는다. 이것은 슬립을 제어방식에서는 바퀴 속도는 물론 차체의 속도도 함께 고려되기 때문이다.

Fig. 9는 바퀴의 감속/가속 제어방식에 대한 제동특성을 나타내고 있다. 기준 감속도는 감속 제어방식과 동일한 값 20m/s^2 으로 하였고, 기준 가속도는 제동시간 및 제동거리를 고려하여 시행착오 방법으로 4m/s^2 으로 선정하였다. 또한 기준 감속도와 가속도 사이에서는 제동압력의 유지와 증압을 시행착오 방법에 의해 주기 15Hz로 단계적으로 실행시켰다. Fig. 9(a)는 도로면이 dry상태 일 때 앞/뒤바퀴와 차체의 속도 및 제동압력을 보여주고 있다. 제동압력은 증가-유지-감소의 세가지 모드가 반복적으로 나타나며, 변동폭이 다른 제어방법에 비해 작다. 바퀴의 속도 역시 다른 제어방법과는 달리 맥동이 거의 없이 직선적으로 감소되어 약 2.3초에서 정지하게 되고, 차체 속도는 약 2.5초에서 정지한다. Fig. 9(b)는 도로면이 μ -jump상태 일 때의 결과를 나타내고 있다. ice상태의 도로면에서 슬립을 제어방식에서와 유사하게 급격한 속도의 감소는 일어나지 않았지만, 다른 제어방식에 비해 속도변화율이 작다.

5. 결론

sol-sol 방식의 유압 모듈레이터를 포함한 ABS 장착 자동차의 제동시 운동모델을 제시하고, 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 도로면이 dry상태와 dry에서 ice로 변하는 μ -jump상태에 대하여 제어방식들에 따른 제동특성들을 비교하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 동일한 제동압력을 입력으로 하여 제동시 실차와 운동모델의 바퀴 속도를 비교하여 본 논문에서 구축한 운동모델의 타당성을 검증하였다.
- (2) 세 가지 제어방식 중 바퀴 속도만을 제어량으로 고려한 감속 제어방식은 다른 두 제어방식에 비해 바퀴의 잠김현상이 크게 나타나며, 특히 도로면이 ice상태에 돌입하자 곧 바퀴가 잠기게 된다.
- (3) 감속/가속 제어방식은 제동압력의 일정압 유지

모드로 인해 감속 제어방식이나 슬립을 제어방식에 비해서 바퀴의 속도 변화가 안정적이고 제동거리도 짧은 결과를 보여주었다. 그러나 일정압 유지의 주기가 길면 제동거리는 길어지고, 반대로 너무 짧게 설정하면 감속 제어방식과 유사한 결과를 보여주었다. 따라서 감속 및 가속 기준치뿐만 아니라 일정압 유지모드의 주기에 대한 적절한 설정도 매우 중요하다.

후 기

본 연구는 과학기술부-한국과학재단 지정 울산대학교 기계부품 및 소재 특성 평가 연구 센터 지원에 의한 것입니다.

참고문헌

1. Tomohiro Fuzitaand and et al., Compact ABS Modulator with Small-Solenoid Valves, SAE 920647, 1992.
2. 송창섭, 양해정, "PWM제어에 의한 솔레노이드-유량제어 방식 ABS의 제동압력 특성," 한국정밀공학회지, 제14권, 제8호, pp. 150-153, 1997.
3. 서명원 외 6인, "ABS를 위한 HIL시뮬레이터 개발," 한국자동차공학회논문집, 제6권, 제2호, pp. 157-161, 1998.
4. 조경상 외 4인, "Hardware-In-the-Loop System (HILS)를 이용한 ABS 개발환경 구축," 한국자동차공학회논문집, 제7권, 제2호, pp. 300-311, 1999.
5. 김중배, 민중기, "차륜 가속도 예측방법에 대한 연구," 한국자동차공학회논문집, 제5권, 제2호, pp. 124-126, 1997.
6. 최성호, "차량 안정성 제어를 위한 펄스 폭 변조 슬라이딩 모드 제어를 이용한 바퀴의 슬립을 제어," 포항공과대학교 기계공학과 박사학위논문, pp. 75-86, 1999.
7. 日本ABS株式會社 編, "自動車用 ABS의 연구," pp. 47-50, 1993.
8. MF-Tyre users manual, Ver. 5.0. TNO, 1996.
9. J. Y. Wong, Theory of Ground Vehicles, John Wiley & Sons, pp. 21-34, 1979.