

ER 밸브를 이용한 자동차 브레이크 시스템의 차륜 슬립제어

Wheel Slip Control of Automotive Brake System Using ER Valve

°방주현*, 최승복*

*인하대학교 기계공학과 (Tel:032-860-7319; Fax:032-868-1716; E-mail: seungbok@dragon.inha.ac.kr)

Abstract: This paper presents a new anti-lock brake system(ABS) using electro-rheological(ER) valve actuators for the wheel slip control. The hydraulic dynamic model of the automotive brake system is formulated by incorporating electric field-dependent Bingham properties of ER fluid obtained experimentally. The brake system designed by this hydraulic model is able to control wheel slip by controlling the intensity of electric field which tunes the braking torque. The control fields of the ER valve to command desired wheel slip are determined by a sliding mode controller. A comparison between the proposed brake system and the conventional brake system is made by providing with computer simulations of vehicle motions under ABS performance requirement condition.

Keywords: Anti-lock Brake System, ER Valve, ER Fluid, Wheel Slip, Sliding Mode Controller

1. 서론

ABS(anti-lock brake system)는 잘 알려진 바와 같이, 타이어의 고착을 방지하여 차량의 자세안정 및 조향능력 확보, 그리고 다양한 노면 조건에서 제동거리의 단축을 얻을 수 있다. 현재는 그 기능이 확장되어 BITC(brake intervention traction control), EBA(electronic braking apportioning), Hill-holding, VDC(vehicle dynamic control)등과 같은 기술로 발전되었다[1]. 기존 대부분의 ABS 제어는 밸브 특성으로 인하여 단지 현재의 브레이크압이 요구압력을 만족시키는지의 여부에 따라 솔레노이드 밸브의 on/off 신호를 결정한다[2][3]. 때문에 정확한 유압 모델링을 구성하더라도 효율적인 제어가 용이하지 않으며, 또한 이러한 밸브특성의 영향으로 차량의 승차감, 즉 페달감각 이 나빠지는 단점을 갖고 있다. 이에 본 논문에서는 최근 활발히 연구되고 있는 ER(electro-rheological) 유체를 작동유체로 하는 새로운 ABS 액츄에이터(actuator)를 구성하고자 한다.

ER 유체는 부가되는 전기장의 강도에 따라 역학적 특성이 변하는 유체를 말하며, 외면상 가장 두드러진 특징은 전기장 무부하시 액체 상태에서 전기장 부하시 고체 상태로 상변화(phase change)하는 것이다. 이를 역학적 관점에서 표현하면 전기장 무부하시의 랜덤 구조를 갖고 있던 뉴토니안(Newtonian) 유체가 전기장을 가하면 체인형 구조를 갖게 되어 항복 전단 응력을 갖게 되는 빙햄(Bingham) 유체로 변하게 된다. 이때 발생하는 ER 유체의 항복 전단 응력은 부가되는 전기장의 함수가 되며, 전기장을 조절(tuning)함으로써 밸브 시스템에서 요구되는 압력 크기를 얻을 수 있다. 그리고, 전기장에 대한 ER 유체의 반응은 순간적으로 이루어지므로 이를 ABS에 적용하여 보다 빠르며 연속적인 제어를 가능하게 한다[4][5].

본 연구에서는 ABS 구성요소 중 하나인 솔레노이드 밸브를 대신하여 ER 밸브로 휠 슬립을 제어하는 ABS를 구성하고자 한다. 이를 위해 우선 ER 유체의 빙햄특성에 기초하여 ER 밸브의 유압 동적 모델을 구성한다. ER 밸브를 갖는 브레이크 시스템은 전기장입력으로 제동토크를 조절하여 차륜의 슬립률을 요구 슬립률로 유지할 수 있게 한다. 이를 위해 제어기로서 슬라이딩 모드 제어기(sliding mode controller)를 설계하였다. 제안된 ABS와 기존 ABS의 제동거리를 비교 분석하고, 또한 비대칭(split-μ) 노면에서의 제어수행능력과 노면변화시 제어기의 반응 속도를 고찰하기 위해 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다.

2. 시스템 모델링

ER 유체의 성질에서 도출된 전단 거동식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\tau = \tau_y(E) + \eta \dot{\gamma}, \quad \tau_y(E) = \alpha E^\beta \quad (1)$$

여기서, τ 는 ER 유체의 전단응력을 나타내고, η 는 ER 유체의

점성계수이며, $\dot{\gamma}$ 는 전단비(shear rate)를 나타낸다. 그리고 $\tau_y(E)$ 는 ER 유체의 항복전단응력을 표현하는 것으로 전기장 E 의 증가와 더불어 증가하며, αE^β 의 함수 관계로 표현된다. ER 유체의 전단 거동식 (1)에서 비례 상수 α 와 지수 β 값은 고체 입자 농도와 전기장 크기, 사용되는 입자와 용매의 종류, 수분 함유량, 사용 온도등에 따라 달라지는 ER 유체의 고유 특성치로 실험을 통해 구할 수 있다.

이러한 특성을 이용한 ER 밸브의 압력 강하 수식을 도출하면 다음과 같다[5].

$$\Delta P_E = \Delta P_{ER} + \Delta P_\eta \quad (2)$$

여기서 ΔP_{ER} 은 ER 유체에 전기장이 가해짐으로써 생성되는 전단응력에 의한 압력강하이고, ΔP_η 는 유체의 흐름에 따른 유체 점성에 의한 압력강하이다. 유체가 유동할 때 발생할 수 있는 형상의 변화에 따른 압력 손실은 무시하였으며, 동일 단면적에서의 내부 압력은 모든 방향으로 균일하게 작용한다고 가정하였다. ER 유체에 전기장이 부하되지 않은 경우에는 일반 유체와 마찬가지로 점성에 의한 압력강하 ΔP_η 만이 존재하지만, 전기장이 부하 된 경우에는 ER 유체의 항복전단응력 $\tau_y(E)$ 에 의한 압력 강하 ΔP_{ER} 가 추가적으로 발생된다. 따라서, ΔP_E 는 유체의 점성에 의한 압력 강하의 ER 효과에 의한 압력 강하의 합으로 표현될 수 있으며 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \Delta P_E &= \Delta P_{ER} + \Delta P_\eta \\ &= 2 \frac{L}{h} \tau_y(E) + 12\eta \frac{L}{bh^3} Q_E \end{aligned} \quad (3)$$

여기서, L 은 밸브 전극의 길이, b 는 평판으로 환산한 전극의 유효 너비, h 는 전극 사이의 간극, 그리고 Q_E 는 전기장이 부하 될 경우에 간극 사이를 통과하는 유량을 나타낸다.

ER 밸브를 이용한 브레이크 액츄에이터 시스템은 그림 1과 같다. 이로부터 ER 밸브에 대한 압력강하 수식을 도출하면 다음과 같다.

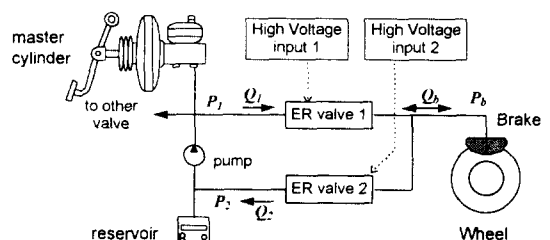


그림 1. ER 밸브를 장착한 브레이크 시스템
Fig. 1 Brake system using ER valves

$$\begin{aligned} P_1 - P_b &= RQ_1 + \Delta P_{FR}(E_1) \\ P_b - P_2 &= RQ_2 + \Delta P_{FR}(E_2) \\ Q_b &= Q_1 - Q_2 \end{aligned} \quad (4)$$

급제동시 마스터 실린더에서 들어오는 압력 P_1 은 상수인 최대 압력치를 갖는다고 가정하고, 유체를 저장하는 유조(reservoir)에서의 압력 P_2 는 0이라 가정한다. R 은 식 (3)에서 $12\eta L/bh^3$ 로 주어진다. 따라서, 식 (4)는 브레이크 압력 P_b 에 대하여 다음과 같이 표현된다.

$$P_1 - 2P_b = R(Q_1 - Q_2) + \Delta P_{FR}(E_1) - \Delta P_{FR}(E_2) \quad (5)$$

일반적으로 브레이크 피스톤의 행정은 0.15mm 정도로 매우 작으므로 브레이크 휠 실린더의 검사체적(control volume) V_b 의 변화는 무시할 수 있다. 따라서 브레이크 압력의 변화에 대한 방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} C_f \frac{dP_b}{dt} &= Q_1 - Q_2, \\ C_f &= \frac{V_b}{\beta_{ER}} \end{aligned} \quad (6)$$

여기서 β_{ER} 은 ER 유체의 탄성계수(bulk modulus)이다. 위 식을 (5)에 대입하여 정리하면 다음과 같이 전기장에 대한 브레이크 유압의 상태방정식을 얻을 수 있다.

$$\dot{P}_b = -\frac{2}{RC_f} P_b + \frac{1}{RC_f} (\Delta P_{FR}(E_2) - \Delta P_{FR}(E_1)) + \frac{P_1}{RC_f} \quad (7)$$

제동 효과는 타이어와 지면 사이의 마찰로부터 나온다. 이 마찰계수 μ 는 Pacejka 모델[6]에서 슬립률(slip rate) λ 와의 관계로 나타내며 슬립률은 다음과 같이 정의된다.

$$\lambda = \frac{\text{Vehicle speed}(V_x) - \text{Wheel speed}(V_w)}{\text{Vehicle speed}(V_x)} \quad (8)$$

식 (8)로부터 휠 각속도와 휠 각속도는 각각 다음과 같이 정의된다.

$$w = \frac{V_w}{R_w} = (1 - \lambda) \frac{V_x}{R_w} \quad (9)$$

$$\dot{w} = (1 - \lambda) \frac{\dot{V}_x}{R_w} - \dot{\lambda} \frac{V_x}{R_w} \quad (10)$$

또한 그림 2에서 구동 토크 T_d , 제동 토크 T_b , 지면과의 마찰력 F_x 와 각속도의 관계를 나타내면 다음식을 얻을 수 있다.

$$I_w \dot{w} = (-F_x R_w - T_b + T_d) \quad (11)$$

$$T_b = A_{wc} \eta_m B_F r_r P_b \quad (12)$$

여기서 I_w 는 휠 관성모멘트, R_w 는 휠 반지름, A_{wc} 는 휠 실린더 면적, η_m 는 기계효율(mechanical efficiency), B_F 는 브레이크

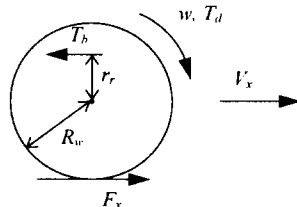


그림 2. 휠의 회전운동
Fig. 2 Wheel rotational motion

계수(brake factor)이다.

가속도 \dot{V}_x 를 a_x 라 표기하고, 브레이크 작동시 구동 토오크의 영향이 없다고 할 때 식 (10), (11), (12)로부터 다음식을 유도할 수 있다.

$$\dot{\lambda} = -\frac{a_x}{V_x} \lambda + \frac{R_w A_{wc} \eta_m B_F r_r}{V_x I_w} P_b + \frac{a_x}{V_x} + \frac{R_w^2 F_x}{V_x I_w} \quad (13)$$

이제 식 (8)과 (13)을 이용하여 하나의 휠에 대한 상태 공간 모델(state space model)을 얻을 수 있다.

$$\dot{X} = A(t)X + B(t)U + F(t) \quad (14)$$

$$X = [x_1, x_2]^T = [\lambda, P_b]^T, \quad U = \Delta P_{FR}(E_2) - \Delta P_{FR}(E_1)$$

$$A(t) = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ 0 & a_{22} \end{bmatrix}, \quad B(t) = \begin{bmatrix} 0 \\ b_2 \end{bmatrix}, \quad F(t) = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{bmatrix}$$

$$a_{11} = -\frac{a_x}{V_x}, \quad a_{12} = \frac{R_w A_{wc} \eta_m B_F r_r}{V_x I_w}, \quad a_{22} = -\frac{2}{RC_f},$$

$$b_2 = \frac{1}{RC_f}, \quad f_1 = \frac{a_x}{V_x} + \frac{R_w^2 F_x}{V_x I_w}, \quad f_2 = \frac{P_1}{RC_f}$$

3. 제어기 설계

차량의 제동거리를 최적화하기 위해서는 타이어와 지면사이에서 발생하는 최대 마찰력을 얻어야 한다. 이때 종 마찰계수(longitudinal friction coefficient) μ_x 는 그림 3에서 볼 수 있듯이 최대치를 갖는 특정 슬립률이 존재하며 그 이하의 슬립률에서는 브레이크에 작용하는 유압력의 크기에 대응하여 타이어의 마찰력이 매우 빠른 속도로 변화하므로 마찰력과 힘의 평형을 이루는 안정영역(stable region)을 갖고, 특정 슬립률 이상에서는 마찰력이 점차 감소하여 평형이 깨지는 불안정영역(unstable region)을 갖는다[1]. 이 최대가 되는 특정 슬립률을 λ_{des} 라고 할 때 다음과 같은 오차 방정식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} e_1 &= \lambda - \lambda_{des} \\ e_2 &= \dot{e}_1 = a_{11} \lambda + a_{12} P_b + f_1 - \dot{\lambda}_{des} \end{aligned} \quad (15)$$

이 오차들의 시간에 대한 미분값은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{e}_1 &= e_2 \\ \dot{e}_2 &= \dot{a}_{11} \lambda + a_{11} \dot{\lambda} + \dot{a}_{12} P_b + a_{12} \dot{P}_b + \dot{f}_1 - \ddot{\lambda}_{des} \end{aligned} \quad (16)$$

여기서 가속도의 미분값 \dot{a}_x 는 급제동시 가속도가 크게 변하지 않는다는 가정하에 0으로 간주하면 $\dot{a}_{11} = a_{11}^2$, $\dot{a}_{12}/a_{12} = a_{11}$, $\dot{f}_1 = a_{11} f_1$ 을 얻을 수 있으며 이 관계식들과 식 (16)으로부터 다음과 같은 오차의 공간 상태 모델을 얻을 수 있다.

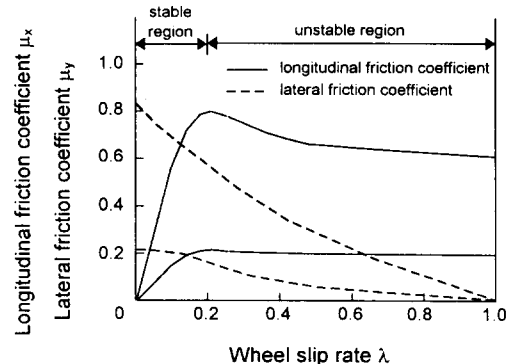


그림 3. $\mu - \lambda$ 곡선
Fig. 3 $\mu - \lambda$ curve

$$\begin{aligned} \dot{E} &= A_e E + B_e U + F_e \quad (17) \\ E &= [e_1 \ e_2]^T = [\lambda - \lambda_d \ a_{11}x_1 + a_{12}x_2 + f_1 - \dot{\lambda}_d]^T \\ A_e &= \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -a_{11}a_{22} & 2a_{11} + a_{22} \end{bmatrix}, \quad B_e = \begin{bmatrix} 0 \\ a_{12}b_2 \end{bmatrix}, \quad F_e = \begin{bmatrix} 0 \\ f' \end{bmatrix} \\ f' &= -a_{22}f_1 + a_{12}f_2 - a_{11}a_{22}\lambda_d + (2a_{11} + a_{22})\dot{\lambda}_d - \ddot{\lambda}_d \end{aligned}$$

따라서 안정된 슬라이딩 서피스(sliding surface)를 $s(t) = e_2 + c_s e_1 = 0$ 으로 하고 알맞은 제어기를 사용하여 임의의 오차 공간상에 있는 RP(representative point)를 이 슬라이딩 평면 위로 보낼 수 있다면 추적 오차는 점근적으로 영이 될 것이다. 이것은 다음과 같은 슬라이딩 모드 존재 조건을 만족함으로써 성취할 수 있다.

$$s(t) \cdot \dot{s}(t) < 0 \quad (18)$$

이 조건을 만족하기 위해 식 (17)과 (18)을 이용하여 등가제어 법칙으로부터 다음과 같은 불연속 제어기를 설계할 수 있다.

$$U = -\frac{1}{a_{12}b} \left(-a_{11}a_{22}e_1 + (2a_{11} + a_{22} + c_s)e_2 + f' + K \operatorname{sgn}(s) \right) \quad (19)$$

여기서 $K > 0$ 이며, 제안된 제어기 (19)는 슬라이딩 모드 존재 조건을 만족시킨다. 실제적인 제어기 구현에 있어서 불연속 제어기는 바람직하지 않은 떨림 현상(chattering)을 동반한다. 일반적으로 이를 없애기 위해 부호함수를 포화(saturation)함수로 대체한다.

$$U = -\frac{1}{a_{12}b} \left(-a_{11}a_{22}e_1 + (2a_{11} + a_{22} + c_s)e_2 + f' + K \operatorname{sat}(s) \right) \quad (20)$$

$$\operatorname{sat}(s) = \begin{cases} s/\varepsilon, & |s| < \varepsilon \\ \operatorname{sgn}(s), & |s| > \varepsilon \end{cases}$$

제어기로부터 결정된 U 로부터 ER 밸브의 입력전기장은 ER 밸브의 압력강하 수식 $\Delta P_{ER}(E_2) - \Delta P_{ER}(E_1)$ 을 다음과 같은 조건을 통하여 결정하게 된다.

가압모드, $U > 0$

$$E_1 = 0$$

$$E_2 = \left(\frac{h}{2L\alpha} (U) \right)^{1/\beta}$$

감압모드, $U < 0$

$$E_1 = \left(\frac{h}{2L\alpha} (-U) \right)^{1/\beta}$$

$$E_2 = 0$$

식 (21)과 같이 U 에 대해 어느 한 밸브에 정량적인 전기장 입력을 가함으로써 기존의 밸브와 달리 요구압력으로 정확하고 빠른 제어를 가능하게 한다.

시뮬레이션을 수행하기 위해서는 마찰력 F_x 를 얻어야 하는데 이는 직접 측정할 수 없는 값이다. 이는 슬라이딩 모드 관측기(observer)를 이용하여 구할 수 있다[2].

$$\hat{F}_x = W_f(s) F_{\max} \operatorname{sat}(w - \hat{w}) \quad (22)$$

여기서 w 는 센서를 통해 들어오는 각속도, \hat{w} 는 상태 공간 모델로부터 계산된 값이고 F_{\max} 는 바퀴에 작용될 수 있는 최대 마찰력이다. 그리고 $W_f(s)$ 는 low-pass filter 로 다음과 같다.

$$W_f(s) = \frac{1}{T_f s + 1} \quad (23)$$

ER 밸브는 사용되는 ER 유체가 가지고 있는 특성 중 전기장에 따른 전단력이 클수록 소형화, 고용량화, 그리고 자유로운 설계 변형이 가능하다. 현재 사용되고 있는 ER 유체를 차량 시스템에 알맞게 설계하면 다음과 같다. 시뮬레이션에서 사용한 ER 유체는 독일 Bayer 사의 TP Al 3565 ER 유체로써 전단응력 $\tau_v(E)$ 는 $13.634E^{2.41}\text{Pa}$ 이고 25°C 의 온도상태에서 실험으로 구한 값이다. 실린더형 ER 밸브를 고려할 때[5], 전기장이 작용하는 유효 전극 길이 L 은 534mm, 외부 실린더 내경은 7mm, 간극(gap size) h 은 0.5mm 로 하고, 최대 사용 전기장을 8kV/mm 로 할 때 최대 압력 강하는 10.044MPa 까지 얻을 수 있다.

4. 시뮬레이션 결과 및 고찰

ER 밸브를 장착한 ABS 의 성능 평가를 위해 급제동시 제동 거리와 비대칭노면에서 차량의 안정성을 살펴보았으며 또한 저마찰노면에서 고마찰노면으로 진행시 반응속도를 살펴보았다. 비교 대상이 되는 솔레노이드 밸브의 제어논리는 식 (13)을 이용한 슬라이딩 모드 제어기로 구성하였으며, 여기서 나오는 요구압력과 브레이크압을 비교하여 제어신호를 결정하였다. 솔레노이드 밸브가 낼 수 있는 최대 주파수는 특별히 제한하지 않았으며 시뮬레이션의 시간간격은 0.005 초로 동일화하였다.

그림 4 는 초기속도 100km/h 인 급제동시 시뮬레이션 결과로써 차량 제동 시간은 비슷하지만 수행과정에서 ER 밸브를 사용하여 제어하였을 때 떨림 현상이 현저히 감소하는 것을 볼 수 있다. 속도 그래프에서 전륜과 후륜의 제어 수행결과 차이는 차량의 피칭(pitching)으로 차량 무게중심이 전륜으로 치우치기 때문이다. 또한 제어 수행시간은 속도가 0 에 가까울 수록 시스템이 불안정해지므로 차량속도 3m/s 까지로 제한하였다. 압력 그래프는 좌측 전륜에 들어가는 제어 입력과 이때의 결과를 나타낸 것이다. 그림 5 는 초기속도 85km/h 인 비대칭노면(Asphalt/Ice)에서의 시뮬레이션 결과이다. 여기서 전륜은 제동력을, 후륜은 차량의 안정성을 우선적으로 고려한다면 전륜의 요구 슬립률은 $\mu - \lambda$ 곡선에서 최고점 부근인 0.2 로 설정하고, 후륜의 요구 슬립률은 요 레잇 제어기를 구성하여 안정 영역인 0-0.2 사이를 갖도록 하였다.

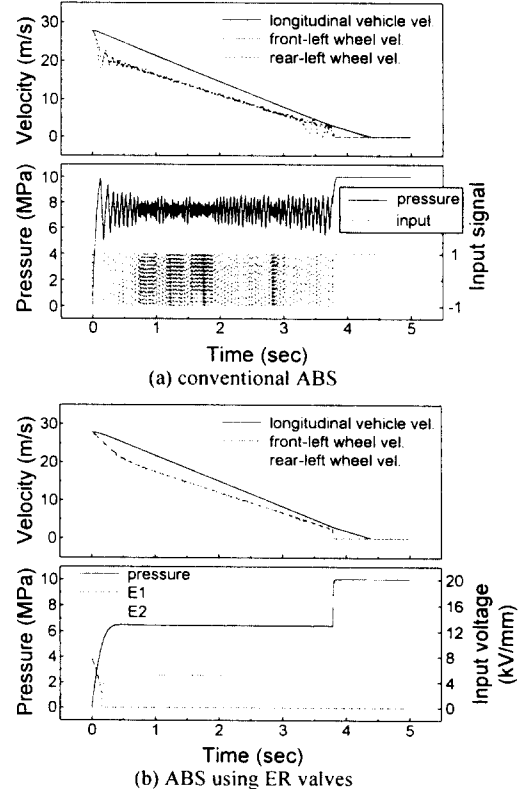
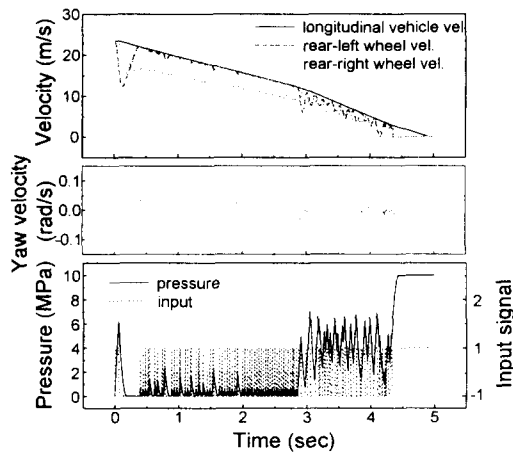
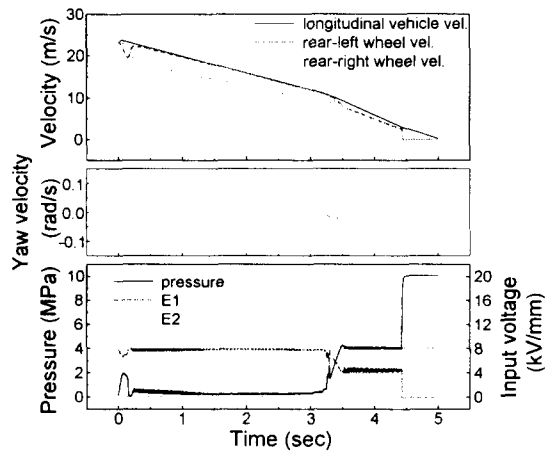


그림 4. 제동거리
Fig. 4 Braking distance test ($V_{in}=100\text{km/h}$)



(a) conventional ABS



(b) ABS using ER valves

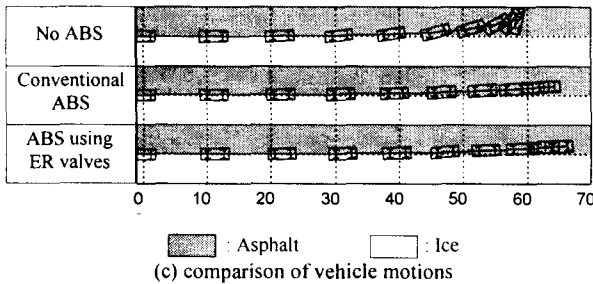
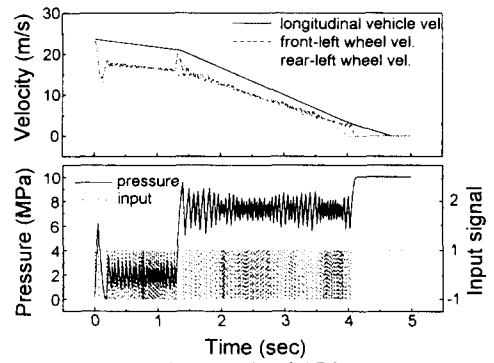
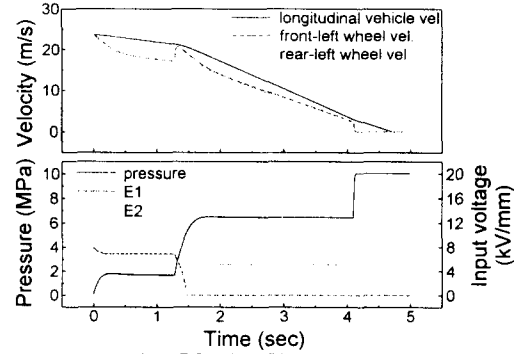


그림 5. 비대칭노면에서의 차량안정성
Fig. 5 Split- μ test ($V_{in}=85\text{km/h}$)

이 때의 결과를 살펴보면 요 레이트 제어가 후륜만을 제어한다는 구속 조건으로 완벽한 자세제어를 수행하지 못하였지만 ER 밸브를 장착한 차량이 슬립률 제어수행능력의 향상으로 요 레이트를 더욱 안정적으로 제어함으로써 차량의 안정성 및 승차감을 향상시켰다. 그림 5. (a)와 (b)에서 속도 결과는 이때의 양 후륜을, 압력 결과는 제어시 변화가 심한 좌측 후륜을 나타냈다. 이 때 ER 밸브에 사용된 입력 전기장에서 약간의 떨림 현상을 볼 수 있는데 이는 슬라이딩 모드 관측기에서 마찰력을 추적하면서 생기는 현상이다. 그림 5의 (c)는 0.5 초 간격으로 차량의 모습을 배열한 것이다. ABS 를 장착하지 않은 차량은 좌우 지면의 마찰력 차이로 안정성을 잃어버리게 됨을 볼 수 있다. 이를 ABS 사용자 자세제어가 가능하며 ER 밸브를 사용한 쪽이 떨림 현상으로 인한 간섭이 없으므로 좀더 나은 수행결과를 갖는다. 그림 6은 초기속도 85km/h 인 저마찰노면에서 30m 진행 후 다시 고마찰노면으로 진행하는 것을 시뮬레이션한 것이다. 이는 제어기의 반응 속도를 알아보기 위한 것으로 ER 밸브를 사용한 쪽이 노면이 바뀌는 순간 떨림 현상 없이 제어가 잘 수행됨을 보이고 있다.



(a) conventional ABS



(b) ABS using ER valves

그림 6. 노면변화시 반응속도
Fig. 6 Transition response time test ($V_{in}=85\text{km/h}$)

5. 결론

본 논문에서는 ER 유체를 작동유체로 하는 새로운 형태의 서보 시스템인 ER ABS를 제안하여 슬립률 제어를 수행하였다. 제어기로는 슬라이딩 모드 제어를 설계하였고, 차량과 지면과의 마찰력은 슬라이딩 모드 관측기로 예측하여 다양한 노면 조건에서 슬립률을 제어할 수 있도록 하였다. 기존의 밸브와 달리 ER 밸브는 구조가 단순하고, 전기장 입력으로 압력을 직접 제어함으로써 시스템의 떨림 현상을 현저히 감소시킨다. 이로 인해 빠르고 정확한 제어수행을 가능하게 하여 ABS 성능을 향상시켰음을 알 수 있었다. 향후 본 연구에서 제안한 ER ABS의 제작과 실차 시험을 수행할 예정이다.

참고문헌

- [1] 김영석, "ABS의 현재기술과 미래의 발전방향", 자동차공학 회지, Vol.19, No.2, pp.47~57, 1997.
- [2] S. Drakunov, Ü. Özgüner, P. Dix, B. Ashrafi, "ABS Control Using Optimum Search via Sliding Modes" *IEEE Trans. on Control Systems Tech.*, Vol.3, No.1, pp.79~85, 1995
- [3] Y. K. Chin, W. C. Lin, D. M. Sidlosky, D. S. Rule, M. S. Sparchu, "Sliding-Mode ABS Wheel-Slip Control", *ACC*, pp.1~5, 1992.
- [4] D. A. Brooks, "Design and Development of Flow Based Electro-Rheological Devices", *Journal of Modern Physics B*, Vol.6, pp.2705~2730, 1992.
- [5] 최우연, 최승복, 정재천, "신경제어기법을 이용한 ER 밸브 브리지-실린더 시스템의 위치제어", '96 한국자동차제어학술회의, 제 2 권, pp.1441~1444, 1996.
- [6] E. Bakker, H. B. Pacejka, and L. Lidner, "A new tire model with an application in vehicle dynamics studies", *In SAE Technical Paper*, No890087, 1987