

미끄럼 방지 제동시스템에 대한 실험적 고찰

강성황^{*1)} · 김재호²⁾

가톨릭상지대학 자동차계열¹⁾ · 경북대학교 기계공학부²⁾

An Experimental Study of an Anti-lock Brake System

Sunghwang Kang^{*1)} · Jaeho Kim²⁾

¹⁾Department of Automotive Engineering, Catholicsangji College, Gyeongbuk 760-711, Korea

²⁾Department of Mechanical Engineering, Kyungpook University, Daegu 702-701, Korea

(Received October 11 2005 / Accepted March 23 2006)

Abstract : Anti-lock brake system(ABS) are designed to prevent wheel lock on all wheels of the vehicle by sensing wheel angular speed, processing the speed sensor signals in suitable digital electronic control circuits and commanding electrohydraulic actuators to control brake pressure. This study considers a control of ABS using wheel circumferential acceleration thresholds which avoids dangerous wheel locking due to excessive brake pressure during the vehicle braking and discusses the 3-channels, 3-sensors ABS system that employs “independent control” technique for the front wheels and “select low” technique for the rear wheels. The validities of the ABS such as vehicle stability, steerability and stopping distance during braking are assured through the vehicle tests on uniform asphalt straight roads.

Key words : Anti-lock brake system(ABS, 미끄럼방지 제동장치), Slip ratio(미끄럼율), Independent control technique(독립제어방식), Select-low control technique(저선택제어방식), Reference speed(의사차속), Wheel locking(바퀴의 잠김)

1. 서론

자동차의 제동장치는 주행 중인 자동차를 감속시키거나 정지시키며, 또한 정지하고 있는 자동차의 자연이동을 방지하는 장치이다. 제동 시 자동차의 조향성 유지와 제동거리를 확보하기 위해서는 앞·뒷바퀴의 제동장치에 적절한 제동력을 배분되어야 한다. 자동차의 각 바퀴에 걸리는 하중상태, 주행 노면상태, 주행조건 등에 따라 필요한 제동력이 변하게 되므로, 앞·뒷바퀴의 제동력비가 일정한 기존의 제동장치를 이용하는 경우에 바퀴가 노면 위를 미끄러지는 현상이 발생하게 된다.

차량이 제동할 때에 과도한 제동유압이 작용하게

되면 바퀴의 회전이 정지하는 잠김 상태에서 노면 위를 미끄러지는 현상이 발생한다. 이때 바퀴는 노면과 미끄럼 마찰상태가 되어 노면과 바퀴의 마찰 계수가 감소하고 차량의 진행방향을 제어할 수 없는 상태가 된다. 바퀴의 잠김이 발생하면 제동거리가 길어질 수 있고 운전자의 의도대로 조향할 수 없게 되어 사고의 위험이 커지게 된다.

그러므로 미끄럼방지 제동장치는 바퀴의 잠김을 감지하여 제동압력을 제어함으로써 차량의 제동성능을 향상시키는 장치이다. 바퀴의 미끄럼율은 차량의 속도와 바퀴의 원주속도의 차이로써 구할 수 있으며, 바퀴에 속도센서를 부착하여 측정된 바퀴 속도로부터 미끄럼율을 연산하는 방법을 쓰고 있다. 미끄럼방지 제동장치의 실차 적용을 위하여 다

*Corresponding author, E-mail: skang@csangji.ac.kr

음과 같은 연구를 수행하였다.

첫째, 차량의 제동 메카니즘과 제동력 배분을 수학적으로 모델링하였다.

둘째, 미끄럼방지 제동장치 바퀴속도 센서가 전속도 영역에서 일정한 분해 성능과 정밀도를 유지할 수 있는 속도 연산기법을 제안하였으며,

셋째, 상용으로 개발된 3채널, 3센서 미끄럼방지 제동장치를 실차에 장착하고, 100kph에서 제동 시 동작상태를 확인하였다.

2. 본 론

2.1 바퀴의 잠김과 마찰계수

바퀴와 노면 간에 전달되는 제동력의 최대치는 수직하중에 비례하므로 최대마찰계수 μ 는 아래와 같이 정의할 수 있다.

$$\mu = F_{\max} / N \quad (1)$$

여기서, F_{\max} 는 최대 제동력이고, N 은 수직하중이다. 차량이 방향을 전환하는데 필요한 측력 F_c 는 바퀴와 직각방향의 노면 마찰계수를 μ_c 라 할 때 아래와 같다.

$$F_c = \mu_c \times N \quad (2)$$

바퀴의 미끄러짐에 대한 제동력 계수와 측력계수와 관계는 Fig. 1와 같은 특성을 나타낸다. 일반적으로 바퀴의 미끄러짐과 마찰계수 μ 와의 관계는 미끄럼율이 20% 전후에서 최대치를 갖다가 미끄럼율이 커질 수록 μ 의 값이 감소되어 완전히 바퀴가 로킹

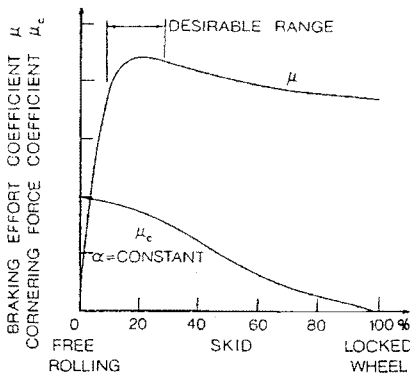


Fig. 1 Characteristics of braking force coefficient and cornering force coefficient

된 상태에서 최소치가 된다.

측력계수 μ_c 또한 미끄럼율이 커질수록 감소하는데, 완전히 잠긴 바퀴는 직각 방향의 힘에 대한 마찰력이 0에 가까워 측력에 대한 저항이 없으므로 차량은 조향성능을 잃게 된다.

그러므로 미끄럼방지 제동장치는 μ 와 μ_c 를 모두 높은 상태에서 유지할 수 있도록 바퀴의 미끄럼율을 10~20%정도에서 제어하는 장치이다.

2.2 바퀴의 로킹 시 제동력배분

차량의 제동 시 바퀴의 회전운동에 대한 운동방정식은 Fig. 2, 3으로부터 다음 식으로 정의할 수 있다.

$$I \times \omega = B_i \times r_w' - T_b - W \times e \quad (3)$$

여기서, I 는 바퀴의 회전질량 관성모멘트, ω 는 바퀴의 회전속도, B_i 는 바퀴에 작용하는 차량 제동력, r_w' 는 바퀴의 유효 반경, W 는 바퀴에 가해지는 수직하중, e 는 수직하중 작용점과 바퀴중심과의 거리 그리고 T_b 는 제동토크이다.

바퀴에 작용하는 제동력 B_i 는 다음 식으로 표현된다.

$$B_i = \mu \times W \quad (4)$$

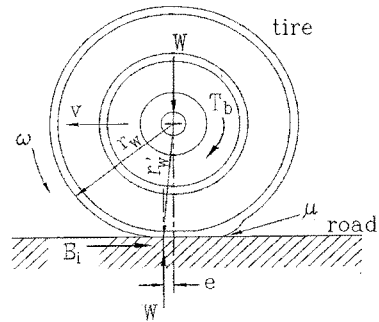


Fig. 2 Force diagram of a wheel during braking

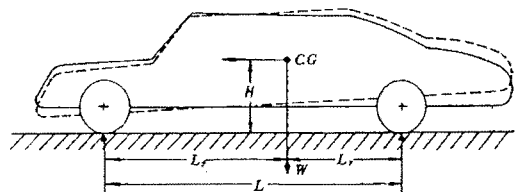


Fig. 3 Free body diagram of a wheel during braking

중량 W인 자동차가 감속도 D로 제동 시 각 바퀴에 작용하는 총합 제동력 및 하중 이동으로 인한 동력하중 배분은 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\Sigma B_i = B_f + B_r = W \times D/g = W \times Z$$

$$= \mu \times W_f \times (1 + 1/K) = \mu \times W_r \times (1 + K) \quad (5)$$

$$W_f = W \times (L_r + Z \times H)/L \quad (6)$$

$$W_r = W \times (L_f - Z \times H)/L \quad (7)$$

여기서, Z는 감속도비, K는 앞·뒷바퀴에 작용하는 제동토크비이다. 식 (5), (6), (7)로부터 감속도비 Z는 다음과 같다.

$$Z = \mu \times \frac{L_r}{L/\{1+(1/k)\} - \mu \times H} = \mu \times E_f \quad (8)$$

$$= \mu \times \frac{L_f}{L/\{1+(1/k)\} + \mu \times H} = \mu \times E_r \quad (9)$$

여기서 E_f, E_r은 앞·뒷바퀴에 작용하는 제동력이 최대값에 도달하였을 때 타이어나 노면간 마찰력 이용도 즉 점착력을 표시한다. 그러므로 제동력은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Sigma B_i = W \times Z = \mu \times E_f \times W = \mu \times E_r \times W \quad (10)$$

식 (10)에서 보면 E_f = E_r = 1 일 때 차량 총중량에 의한 최대 제동력이 얻어짐을 알 수 있고, 타이어나 노면사이의 마찰계수가 주어지는 경우 E_f 와 E_r 이 동시에 1이 되는 임계값 K_{cr} 은 다음 식으로 주어진다.

$$K_{cr} = (L_r + \mu \times H)/(L_f - \mu \times H) \quad (11)$$

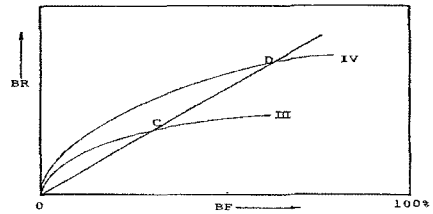
또 주어진 k값에 대해 E_f 와 E_r 이 1이 되는 μ 값은 다음과 같다.

$$\mu_{E=1} = (K \times L_f - L_r)/\{H \times (1 + K)\} \quad (12)$$

앞·뒷바퀴 잠김이 동시에 일어나기 직전의 상태를 임계상태라 하면, 이때는 타이어나 노면사이의 마찰저항이 최대가 되고, 조금이라도 제동력이 증대되면 앞·뒷바퀴 모두 잠김이 일어나는 상태가 된다.

임계상태는 앞·뒤 바퀴의 제동력비가 앞·뒷바퀴에 작용하는 동적 하중의 비와 일치할 때 발생되며 이때의 제동력비를 이상 제동력비라고 한다.

이상적인 제동력 배분은 Fig. 4에서 표시한 바와 같이 제동력이 증대함에 따라 앞바퀴 제동력 B_f와 뒷바퀴 제동력 B_r의 관계는 곡선으로 표시되고 앞·뒷바퀴의 하중 배분은 감속도에 따라 다르게 변화하므로 서로 다른 곡선으로 나타난다.



III: 공차시 이상제동력 선도
IV: 적차시 이상제동력 선도

Fig. 4 Brake force distribution

Fig. 4에서 교차점 C, D보다 낮은 감속도에서는 앞바퀴에서, 높은 감속도에서는 뒷바퀴에서 잠김현상이 발생되며, 이때는 노면과 타이어나사이의 점착력 이용도도 저하된다.

2.3 차륜속도 감지 및 연산기법

바퀴의 회전속도는 미끄럼방지 제동장치의 제어 알고리즘의 기준이 되며, 제동환경에 적응할 수 있도록 몇 백분의 1초 이내에 매우 빠르고 정확하게 연산되어야 한다. 그러므로 측정된 속도로부터 가속도를 연산하고 필요한 정보를 산출하여야 하므로 각 조정사이클에서 연산된 속도분해능은 0.05 kph이하의 수준을 요구한다. 바퀴의 속도를 감지하는 일반적인 기구는 투우드 링과 마그네틱 픽업센서를 조합하는 방식으로 Fig. 5와 같다.

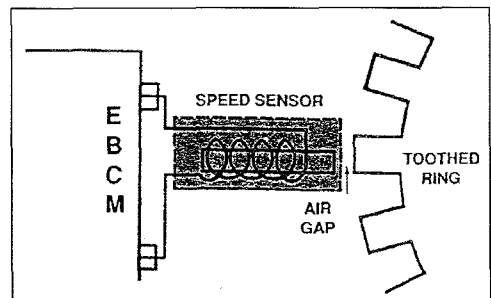


Fig. 5 Signal generation of a wheel speed sensor

바퀴가 회전하면서 투우드 링의 공극에 의해 자속이 변화하므로 속도센서는 바퀴속도에 비례하는 주파수의 정현파 전압신호를 발생시켜 이를 전자제어 유니트로 보낸다.

제어유니트 내의 마이크로 프로세서는 속도센서의 정현파형으로부터 디지털 방식으로 바퀴속도를 연산 하게 되는데. 이때의 속도분해능은 소프트웨어적으로 변경가능하다. 마이크로 프로세서내의 바퀴속도 연산기법은 일반적으로 아래와 같다.

$$V = \frac{F}{C_f} = \frac{N_t}{C_f \times T_t} = \frac{N_t}{C_f \times R \times T_c} \quad (13)$$

여기서, F는 주어진 속도에서의 주파수, C_f는 단위속도에 대한 주파수, N_t는 주어진 속도에서의 펄스수, R는 타이머 카운터의 분해능, T_t는 N_t의 총 지속시간 그리고 T_c는 T_t에 해당하는 타이머 카운터값이다.

바퀴속도는 주파수를 측정함으로써 산출되어지고 주파수는 바퀴속도에 따라 선형적으로 변함을 알 수 있다. 그러나 마이크로프로세서의 연산에 이용되는 주기(T=1/F)는 속도 증가에 따라 지수함수적으로 작아진다. 위의 식 (14)에서 C_f와 R은 최초 설계 시 설정되는 값이므로 바퀴속도를 다시 표현하면 아래와 같다.

$$V = K \times \frac{N_t}{T_c} = \frac{K}{T_c / N_t} \quad (14)$$

식 (15)는 어떤 한 사이클 동안의 T_c 값이 비슷하면 바퀴속도가 상승함에 따라 N_t는 증가하게 되어, 속도분해능은 N_t에 의존함을 짐작할 수 있게 한다.

그러므로 제동당시 바퀴속도의 분해능은 속도가 작을수록 낮아지고 속도가 증가함에 따라 분해능도 커짐을 알 수 있다. 실제 타이머 카운터의 분해능을 2μ sec와 0.5μ sec로 하였을 때의 바퀴속도에 대한 분해능을 계산한 결과 90kph 이상에서 미끄럼방지 제동장치의 요구분해능을 초과하였으며 그 결과를 Fig. 6에 나타내었다.

전구간에서 일정한 분해능을 요구하는 미끄럼방지 제동장치의 경우 일반적인 속도감지 연산기법으로는 일정한 분해능을 충족할 수 없으므로 마이크로 프로세서 내부에서 소숫점 나누기연산을 행하여

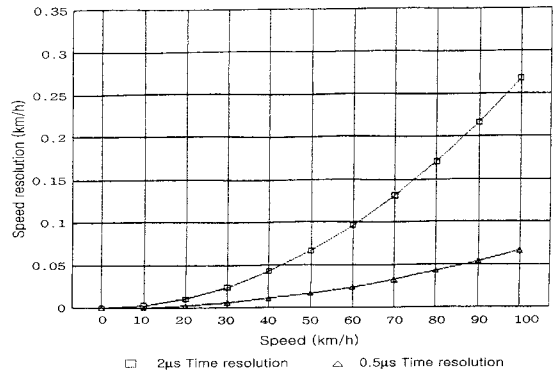


Fig. 6 Speed resolution of general processing technique

나타나는 2진수의 변화를 이용하는 Fractional Divide방식의 연산기법을 이용하여 바퀴속도를 산정 할 수 있다.

$$V = \frac{N_t}{C_f \times R \times T_c} = K \times \frac{N_t}{T_c} = \frac{B}{A} \times K \times \frac{N_t}{T_c} = \frac{C}{T_c} \quad (15)$$

여기서, A는 Fractional Divide 상수, B는 원하는 분해능 그리고 C는 해당 펄스(N_t)에 대응되는 Table 상수이다.

상기 연산기법은 바퀴속도를 계산하는 기본식은 같으나 적당한 수로 나누고 곱하여 식을 변형시킨 후 N_t에 해당하는 값을 Table로 만들어 두고 이를 이용하는 기법이다.

그러므로 C는 T_c보다 항상 작은 값이어야 하며, 분자가 분모보다 작은 나눗셈을 수행한 결과 그 몫과 나머지의 값이 2진수로 표현할 때 어떻게 배열되는가를 사전에 이해 할 필요가 있다. Fig. 7은 위의 방식을 이용하여 계산된 결과이며, 전구간에서 분해능이 일정하게 유지되는 것을 알 수 있다.

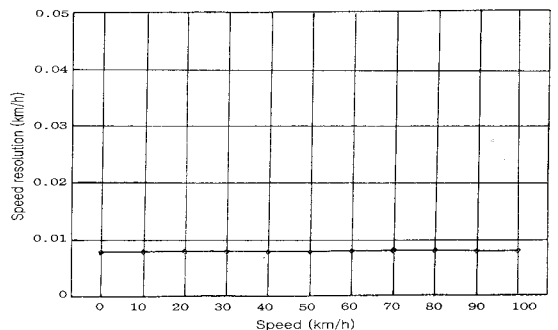


Fig. 7 Speed resolution of modified processing technique

2.4 실차 시험 및 고찰

실차시험에 사용한 차량은 국내시판용 D자동차 회사 P 모델 2.0L BOSCH ABS system을 장착한 차량으로써, 아스팔트 노면에서 차량속도를 달리하면서 제동 시 차량 안정성 및 조향제어 성능을 평가하였다.

이번 연구의 실차시험은 속도센서가 앞바퀴에는 각각 하나씩, 뒷바퀴에는 구동축에 하나만 설치하고, 앞바퀴에는 독립제어 방식 그리고 뒷바퀴에는 저선택제어 방식을 적용한 3센서, 3채널 미끄럼방지 제동장치에 대한 경우이다.

실차의 계측시스템은 브레이크 디스크의 온도, 제동압력, 제동거리, 제동속도, 담력 등을 종합적으로 확인할 수 있는 AED사 제품으로써 구성도는 Fig. 8과 같으며, VMS-2000의 처리속도는 20MHz이고 용량은 40Mbyte이다.

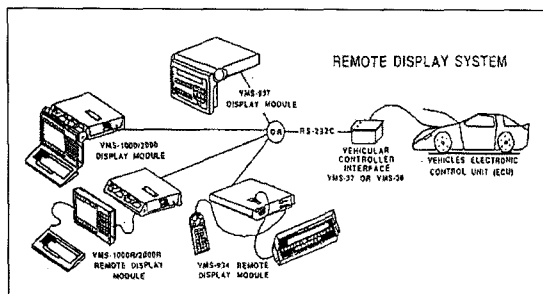


Fig. 8 Vehicle data acquisition system

미끄럼방지 제동실험은 데이터 수집 시스템의 초기값 설정 및 교정 그리고 시험대상 노면에서의 미끄럼방지효과를 고찰하는 순서로 시행되었으며, 각종 센서로부터 검출된 전압신호는 A/D 변환과정을 거쳐 바퀴의 속도신호와 함께 컴퓨터로 처리하였다.

측정채널은 16채널로 샘플링 시간은 4~10msec까지, 저장시간은 8~20msec까지 조정가능하다. 측정항목은 차량속도, 바퀴속도, 차륜의 감·가속도, 바퀴의 미끄러짐, 의사차속, 솔레노이드 출력전압, 제동페달 담력, 차량가속도, 제동압력, 마스터 실린더 압력, 순환모터 및 제동신호의 출력전압, 그리고 제동거리이다.

2.4.1 바퀴속도 대비 미끄러짐

제5륜을 이용하여 차량속도를 측정하였으며, 차량과 바퀴속도와의 편차는 뒷바퀴속도를 기준으로 하였을 때 +0.3~1kph로 나타났다.

Fig. 9, 10은 마른 아스팔트노면에서 차량 속도 100kph에서 제동하였을 때 제동시간 경과에 따른 의사차속, 바퀴의 속도 그리고 미끄럼율을 나타낸 것이다.

의사차속은 바퀴의 최고속도가(이전속도 - $K \times 9.8 \times 0.005$)보다 크면 바퀴의 최고속도를 그대로 적용하고, 그렇지 않을 경우(이전속도 - $K \times 9.8 \times 0.005$)를 적용하게 된다. 이 때 K값은 노면조건에 따라 달라지는데 젖은 아스팔트노면에서 0.7, 마른 아스팔트노면에서 0.9 값으로 노면 마찰계수의 대표치로 사용하였다.

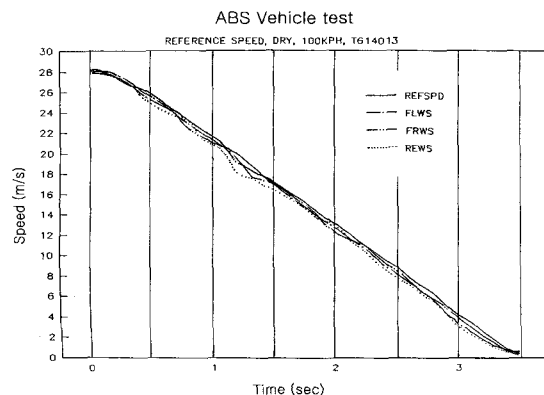


Fig. 9 Wheel speed and reference speed at 100kph with dry asphalt

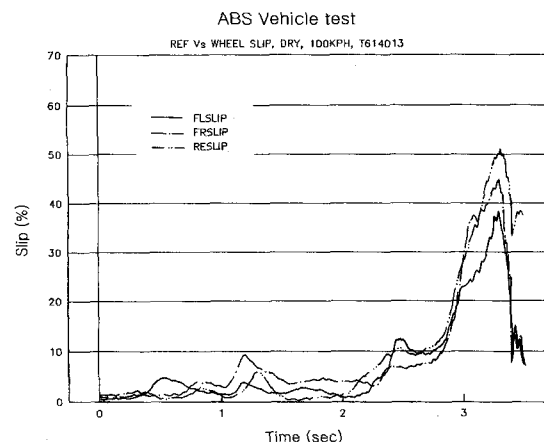


Fig. 10 Slip ratio at 100kph with dry asphalt

의사차속을 기준으로 세 바퀴 속도 모두 대체로 일정한 감속도 레벨을 유지하고 있으며, 의사차속과 바퀴속도와의 편차가 커지는 1.2초 후 미끄럼율이 커지는 것을 알 수 있다.

Fig. 11, 12는 젖은 아스팔트노면에서 차량 속도 100kph에서 제동하였을 때 제동시간 경과에 따른 의사차속, 바퀴의 속도 그리고 미끄럼율을 나타낸 것이다.

의사차속을 기준으로 세 바퀴 속도 모두 대체로 일정한 감속도 레벨을 유지하고 있으며, 의사차속과 바퀴속도와의 편차가 커지는 0.8초 후 세바퀴의 미끄럼율이 10%로 커지는 것을 알 수 있다.

제동시간 경과에 따른 감속도레벨과 미끄럼율 변화의 추이를 보면, 마른 아스팔트노면보다 젖은 아스팔트노면에서 감속도레벨이 작으며 미끄럼율이

큼을 알 수 있다. 젖은 아스팔트노면이 상대적으로 마찰계수가 작게 작용하고 있음을 알 수 있다.

차량의 감속도 레벨은 시험속도 구간 60~100kph에서 아스팔트 노면에서는 0.9g값으로 감속하도록 바퀴의 속도를 제어 하고 있으며, 젖은 아스팔트 노면에서는 60kph에서 0.8g, 80kph이상에서는 0.7g 레벨로 차량이 감속하도록 바퀴를 제어하고 있다.

2.4.2 미끄럼방지 제동장치 작동

앞바퀴 좌·우 및 뒷바퀴의 유로상에 각각 1개씩의 솔레노이드 밸브가 있어서 마스터 실린더와 휠 실린더사이의 유로를 개폐시킨다.

솔레노이드 밸브에 계단입력의 전압이 가해지면 밸브 스푸울이 열리며, 이때 개방되는 시간은 16.5~27.0msec이다. 밸브의 응답속도를 빠르게 조정하기 위하여 밸브가 닫힌 상태에서도 솔레노이드에 미소전류가 항상 일정하게 흐르도록 되어 있다.

순환모터는 3개의 솔레노이드 밸브가 모두 작동하는 모드에서 동작하는데 3개의 바퀴 중 어느 한 바퀴에 가해지는 제동압력이 감압모드로 바뀔과 동시에 동작을 시작하여 어느 한 바퀴에 가해지는 압력상태가 유지모드로 바뀔 후 약 65msec경과하여 동작을 완료하였다.

Fig. 13, 14는 아스팔트 직선 노면 위를 차량속도 100kph에서 제동 시 실차에 장착된 상용 미끄럼방지 제동장치의 제어상태를 나타낸 것이다. 여기서, WS는 바퀴의 속도, SOL은 솔레노이드 밸브의 동작, PRE는 제동압력 그리고 ACL은 가속도를 표시한다.

Fig. 13은 마른 아스팔트 노면에서 Fig. 14는 젖은 아스팔트 노면에서 제동하는 경우로써, 제동이 완료되는 시간이 마른 아스팔트 노면에서 4.1초, 젖은 아스팔트 노면에서 4.8초로 마른 노면에 비해 0.7초 정도 지연됨을 알 수 있다.

최적의 슬립율을 유지하면서 최대의 제동력을 발휘하기 위해 제동압력 oscillation이 나타나며, 마찰계수가 상대적으로 낮은 젖은 아스팔트 노면에서 제동압력이 크고, 제동압력 oscillation이 매우 크게 나타남을 알 수 있다. 그리고 제동압력과 가속도도 민감하게 증·감하는 것을 알 수 있다.

제동압력의 하강은 바퀴의 속도와 가속도의 증가를 초래하고 이 가속도 값이 설정치보다 크게 되면 순

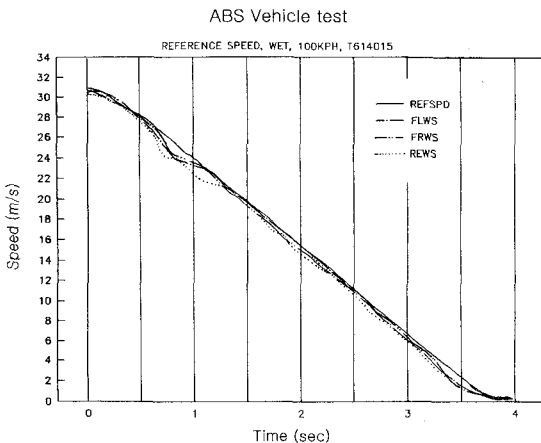


Fig. 11 Wheel speed and reference speed at 100kph with wet asphalt

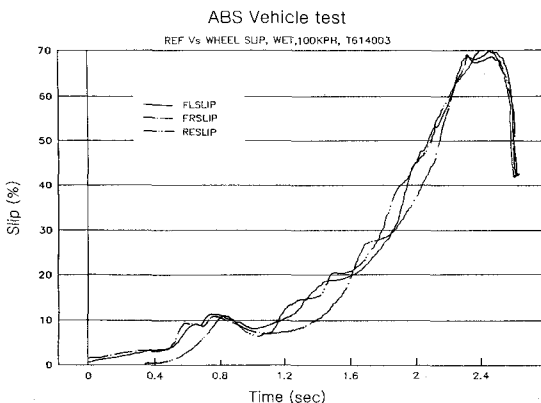


Fig. 12 Slip ratio at 100kph with wet asphalt

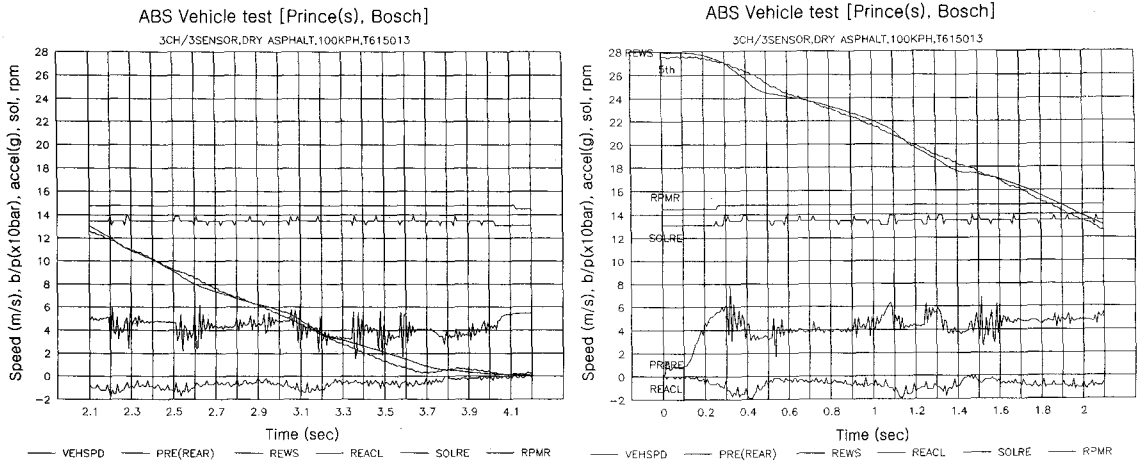


Fig. 13 ABS operation at 100kph with dry asphalt

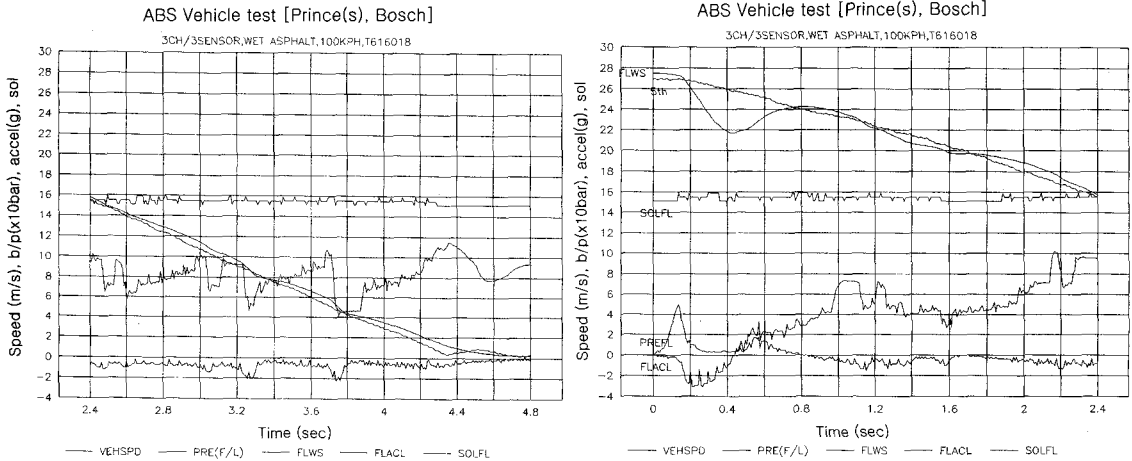


Fig. 14 ABS operation at 100kph with wet asphalt

환모터는 반대방향으로 구동하여 제동압력의 상승을 초래하고 바퀴의 속도를 감속시킨다. 이와 같은 과정은 차량이 안전하게 정지할 때 까지 반복되었다.

또한 미끄럼방지 제동장치는 차량속도 6kph 이상, 제동스위치가 ON 상태에서 미끄럼을 또는 바퀴의 감속도가 설정값 이상일 때 미끄럼방지 제동장치는 초기화를 거쳐 정상 작동되었으며, 차량속도가 6kph 이하이거나 제동스위치의 작동시간이 30msec 이상 그리고 자기진단 기능이 동작될 경우 미끄럼방지 제동장치는 작동을 멈추었다.

3. 결론

차량이 제동할 때 바퀴와 노면사이의 마찰계수와

이상적인 제동력 배분을 수학적으로 모델링하였다. 제동 시 바퀴의 잠김현상은 과도한 제동압력이 작용한 것으로 차량의 중량, 하중분포, 노면의 마찰상태 등의 요소에 따라 변화한다.

미끄럼방지 제동장치를 실차에 장착하고 제동시험을 수행하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

첫째, 바퀴의 속도는 변형 연산 기법을 이용하여 제동속도 전구간에서 일정한 분해능과 선형성을 유지할 수 있었으며, 바퀴의 감속레벨이 일정한 수준으로 유지되면 노면 마찰계수의 판단로직을 이용하여 K값을 구할 수 있다.

둘째, 마찰계수가 상대적으로 낮은 것은 아스팔트 노면에서 작용하는 제동압력이 크고, oscillation

도 매우 크게 나타나며 가속도도 민감하게 증·감하는 것을 알 수 있다.

셋째, 동일한 노면조건에서 앞바퀴에는 독립제어 방식 그리고 뒷바퀴에는 저선택제어 방식을 적용한 3센서, 3채널 미끄럼방지 제동장치가 차량의 제동안정성 향상에 기여함을 확인하였다.

후 기

이번 연구 결과는 첫 번째 저자가 대우자동차부품(주) 재직 시에 수행한 것임을 밝히며 이에 감사를 표합니다.

References

- 1) M. W. Suh, T. G. Kim, J. W. Yeo, C. S. Seok, Y. J. Kim and J. C. Lee, "Development of Vehicle Model for Dynamic Analysis of ABS Vehicle," Transactions of KSAE, Vol.7, No.2, pp.228-241, 1999.
- 2) J. B. Song and S. H. Cha, "Development of Spin Control Algorithm for Vehicle Corning Stability," Transactions of KSAE, Vol.7, No.3, pp.248-260, 1999.
- 3) K. J. Woo and S. Yamazaki, "A Study on the Estimation of Friction Coefficient between Tire and Road Surface Using Running Car Data," Transactions of KSAE, Vol.7, No.6, pp.207-213, 1999.
- 4) P. Hattwig, "Cost Benefit Analysis of Simplified ABS," SAE 850053, 1985.
- 5) H. Leiber and A. Czinczel, "Four Years of Experience with 4-wheel Antiskid Brake Systems(ABS)," SAE 830481, 1983.
- 6) M. Satoh and S. Shiraishi, "Performance of Antilock Brakes with Simplified Control Technique," SAE 830484, 1983.
- 7) H. W. Bleckmann, J. Burgdorf, H. E. Von Grun-berg, K. Timtner and L. Weise, "The First Compact 4-wheel Antiskid System with Integral Hydraulic Booster," SAE 830483, 1983.
- 8) H. Leiber and A. Czinczel, "Antiskid System For Passenger Cars with a Digital Electronic Control Unit," SAE 790458, 1979.
- 9) E. Bisimis, "Influence of Antiskid Systems on Vehicle Dynamisc," SAE 790455, 1979.