〈논문〉 SAE NO. 99370206

실차 데이터를 이용한 차륜과 노면간의 마찰계수 예측에 관한 연구

A Study on the Estimation of Friction Coefficient between Tire and Road Surface Using Running Car Data

우 관 제*, 山崎 俊一**
Kwan-Je Woo, Shun-ici Yamazaki

ABSTRACT

In this study, the possibilities of estimation of friction coefficient between tire and road surface using running car data are checked. To get necessary data, such as tire and car velocities and braking force, a test car is driven with certain magnitude of decelerations from pre-set initial velocities to stop. The data are used to estimate friction coefficient with properly chosen parameters, e.g., driving stiffness, pressure distribution functions, etc. Experimental results show that running car data can be used with properly chosen parameters to estimate friction coefficient.

주요기술용어 : friction coefficient (마찰계수), slip ratio (슬립비), slip velocity (슬립 속도), driving stiffness (주행강성), pressure distribution function (압력분포함수)

1. 서 론

메카트로닉스 (mechatronics) 기술의 발달과 함께 현대의 자동차는 운전자에게 차량 속도, 엔진 회전수, 외기 온도, 타이어 압력 등과 같은 다양한 정보를 제공하고 있다. 이들 중 일부는 운전자에게 직접 현시되기도 하고 다른 것들은, 예를 들어 ABS (Anti-lock Braking System) 구동을 위해, 내부적으로 사용된다. 이러한 정보들 덕분에 운전자는 보다 안전하고 쾌적하게 자동차를 운전할 수 있다. 특히, 운전자가 현재 주행중인 노면의 상태, 가능한 제동거리 및 제동시간 등을 알고 있다면 상황은 더욱 좋아진다. 이것은 타이어와 노면간의 마찰계수 예측으로부터 비롯된다.

Miyasaki[1] 등은 서스펜션 부근에 매입된 로드 센서 (load sensor)를 사용해 제동력과 수직력을 측정함으로써 동적노면마찰계수 (dynamic road surface frictional coefficient)를 직접 예측하였다. 예측된 값은 ABS를 최적으로 사용하기 위해 사용되었다. 그러나 동적노면마찰계수는 단순히 제동력과 수직력의 비로서 타이어와 노면간의 로크 마찰계수 (lock friction coefficient)와는 다른 성질의 것이다.

Pasterkamp[2]는 타이어에 걸리는 횡력 (lateral force)과 셀프 어라이닝 모멘트 (self aligning moment)를 측정하여 미리 마련한 데

* 정회원, 현대정공기술연구소 고속열차개발부
** 일본자동차연구소 다이나믹스 연구부

이터 베이스에 대조함으로써 타이어와 노면간의 마찰특성을 예측하였다. 그러나 이 물성치들은 측정하기 어렵고 마찰특성을 예측하는데 많은 시간이 걸리는 단점이 있다.

Yamazaki[3)~7)] 등은 슬립비(slip ratio)와 제동력을 측정하여 타이어와 노면간의 마찰계수를 예측하였다. 그들은 드럼 타입 (drum type) 타이어 시험기 등과 같은 실내 시험기로 부터의 시험데이타를 사용하여 미끄럼역(sliding region)은 물론 점착역(adhesion region)에서도 마찰계수를 예측할 수 있었다.

본 연구에서는 실제 차량 주행시의 측정 데이터로 부터 타이어와 노면간의 마찰계수 예측 가능성에 대해 검토하였다. 타이어와 차량의 속도 및 제동력 등 마찰계수 예측에 필요한 데이터는 시험차량을 주어진 초기속도로부터 일정한 감속도로 정차시키면서 측정하였다. 이러한 측정 데이터는 주행강성(driving stiffness)이나 접지압 분포함수 등의 파라미터 (parameter)들과 함께 마찰계수 예측에 사용되었다.

2. 이론적 검토

2.1 지배 방정식

실차의 경우 Δt 동안에 타이어와 자동차가 움직인 거리는 각각 다음과 같이 표현된다[8),9)] (Figure 1 참조).

$$\xi_T = V_T \Delta t, \qquad \xi_C = V_C \Delta t \tag{1}$$

여기서 하첨자 T는 타이어를, C는 자동차를 나타내며 노면과 타이어의 상대 변위는 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta\xi = \xi_C - \xi_T = (V_C - V_T)\Delta t \tag{2}$$

Figure 1을 참고하면 타이어와 노면의 상대변위에 의해 발생하는 점착역에서의 종방향 응력 (longitudinal stress)은 다음과 같이 표현된다.

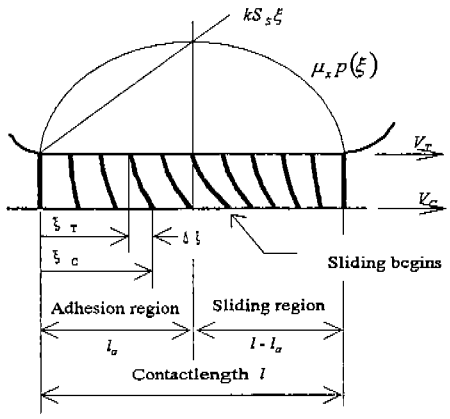

Fig. 1 Tire model

$$\sigma_\xi^{(a)} = k\Delta\xi = kS_s\xi \tag{3}$$

여기서 k 는 단위면적당 타이어의 종탄성계수 (longitudinal stiffness rate per unit area)이며 다음과 같은 슬립비의 정의를 사용하였다.

$$S_s \equiv \frac{V_C - V_T}{V_T} \quad \text{...구동시} \tag{4a}$$

$$S_s \equiv \frac{V_C - V_T}{V_C} \quad \text{...제동시} \tag{4b}$$

미끄럼역에서는 종방향 응력이 마찰응력과 같게 된다. 즉,

$$\sigma_\xi^{(s)} = \mu_x p(\xi) \tag{5}$$

여기서 μ_x는 타이어와 노면간의 마찰계수이며 $p(\xi)$는 타이어와 노면간의 접지압분포함수이다. 식(3)과 (5)로부터 점착역과 미끄럼역에서의 종방향 응력이 같아지는 점착장 (adhesion length)이 구해진다.

$$kS_s l_a = \mu_x p(l_a) \tag{6}$$

접지폭 방향으로 균일한 종방향 응력과 접지압력을 가정하면 종방향력은 결과적으로 다음과 같이 된다.

$$F_x = \int_0^{l_a} w\sigma_\xi^{(a)} d\xi + \int_{l_a}^{l} w\sigma_\xi^{(s)} d\xi$$

$$= \frac{1}{2} wkl_a^2 S_S + w\mu_x \int_{l_a}^{l} p(\xi) d\xi \quad (7)$$

여기서 w는 접지폭이다. 주행강성 (driving stiffness)의 정의[8]를 사용하면 식(6)과 식(7)은 각각 다음과 같이 다시 쓸 수 있다.

$$2C_S S_S \left(\frac{l_a}{l}\right) = \mu_x p(l_a) wl \quad (8)$$

$$F_x = C_S S_S \left(\frac{l_a}{l}\right)^2 + w\mu_x \int_{l_a}^{l} p(\xi) d\xi \quad (9)$$

식(8)과 식(9)는 Fx, Cs, Ss 및 $p(\xi)$를 알고 있다면 μ_x와 l_a에 대해 풀 수 있다.

2.2 파라미터의 특성

A. 슬립비

자동차와 타이어의 속도측정치에 $\pm e\%$의 오차가 있는 경우 식(4)에 정의된 슬립비에는 $\pm e\sqrt{2}/S_s\%$의 오차가 발생함을 수식으로 증명할 수 있다. 즉, 슬립비가 작은 경우에는 속도측정 오차의 영향이 증대하여 슬립비는 더욱 부정확해짐을 알 수 있다. 본 연구에서는 이동평균 (moving average)을 적용하여 측정오차의 영향을 둔화 시켰다.

B. 주행강성

식(9)를 살펴보면 주행강성은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\left.\frac{dF_x}{dS_S}\right|_{S_S=0} = C_S \quad (10)$$

즉, 주행강성은 수직력과 타이어 특성 및 접촉특성의 함수이지만 주행속도나 노면 상태에는 무관하다.

C. 접지압분포함수

마찰계수 예측에 사용되는 접지압분포함수는 ① 실제 접촉상황을 유사하게 묘사하고, ② 접촉장에 걸쳐 연속이고 미분가능하며, ③ 가능하다면 주행저항 (rolling resistance)과 감속도에 의한 수직력 작용점의 전방향이동을 묘사할 수 있어야 한다. 본 연구에서는 접지압력분포함수의 영향을 살펴보기 위해 Table 1과 같은 대칭함수와 비대칭함수를 사용하여 마찰계수를 예측하였다.

Table 1 Pressure distribution functions

대 칭 함 수	비 대 칭 함 수
2차 다항식	기울기를 가진 4차 다항식
4차 다항식	기울기를 가진 1차함수
반원	

3. 사전 시험

실차시험 전에 필요한 파라미터를 구하기 위해 몇가지 사전시험을 수행하였다.

3.1 시험차 특성

본 연구에서는 Table 2와 같은 사양을 가진 시험차를 사용하여 속도와 제동력을 측정하였다. 타이어 속도는 우전륜 (Figure 2에서 그늘진 부분)에 장착된 펄스 발생기 (pulse generator)로부터의 펄스 신호로 계산하였다. 자동차의 속도를 측정하기 위해서 차량 후미에 제5륜을 장착하였다. 자동차의 속도는 제5륜으로부터 발생하는 펄스 신호로부터 계산하였다. 마지막으로 차륜에 작용하는 제동력은 차량의 무게중심 부근에서 측정한 가속도 신호로부터 계산하였다.

Table 2 Test car specifications

모델명	혼다 아코드 2200cc
타이어	브리지스톤 185/70R14
타어어 내압	2.1 kgf/cm2 (= 210 kPa)
마스터 실린더 내경	25.4 mm
휠 실린더 내경	전륜 : 57.2 mm 후륜 : 33.9 mm
브레이크 실린더 유효경	전륜 : 211 mm 후륜 : 218 mm

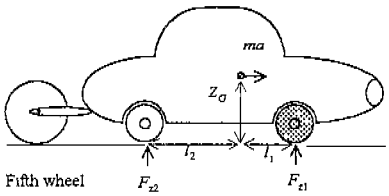

Fig. 2 Test car

3.2 수직력 (정적)

전 차륜에 걸리는 수직력은 실제 하중조건에서 운전자와 오른쪽 뒷좌석에 앉은 승객 1명 및 측정기기 포함 로드 센서(load sensor)로 측정하였다. 그 결과는 Table 3과 같다.

Table 3 Normal forces (static)

(kgf)	좌	우	합
전	445.5	453.5	899.0
후	292.5	305.0	597.5
합	738.0	758.5	1496.5

3.3 무게 중심

수평면상의 무게중심은 알고 있는 차륜간 거리와 수직력으로부터 쉽게 구할 수 있다. 그러나 수직방향의 무게중심 위치는 JIS (Motorcycles Measurement method for location of centre of gravity)에 따르는 별도의 시험을 통해 구하였다. 그 결과는 Table 4에 나타나 있다.

Table 4 Center of gravity

l_1 (cm)	l_2 (cm)	Z_G (cm)
108.1	162.9	47.39

3.4 제동력

운전자가 브레이크 페달(brake pedal)을 밟으면 제동압이 마스터 실린더(master cylinder)를 통해 브레이크 실린더(brake cylinder)에 전해져 제동 시스템을 활성화 시키게 된다. 이상적으로는 동하중에 따라 전 차륜이 동시에 로크 (lock)된다[10]. 그러나 실제적으로는 안정성을 유지하기 위해 전륜이 먼저 로크되게 제동장치를 설계하고 있다. 전륜과 후륜의 제동관 압력, 디스크 패드의 마찰계수 및 효율이 동일하다는 가정하에서 전륜과 후륜의 제동력의 비는 [휠 실린더 내경] x [브레이크 실린더 유효경]과 같다. Table 2를 참조하면;

$$(\text{제동력})_{\text{전륜}} : (\text{제동력})_{\text{후륜}} = 2.756:1 \tag{11}$$

이를 이용해 시험 타이어 (우전륜)에 걸리는 제동력은 측정된 가속도로부터 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$F_x = ma\frac{R}{R+1}\times 0.5 \tag{12}$$

여기서 R = 2.756 이다.

3.5 수직력의 변화

차륜에 걸리는 수직력은 자동차가 가감속됨에 따라 변하게 된다. 주행중에 차륜에 걸리는 수직력을 직접 측정하기 어렵기 때문에 가속도와 기하학적 특성에 따라 수직력을 계산하였다. 타이어와 서스펜션의 강성을 무시하면 수직력은 다음과 같이 표현된다[11].

$$F_{z1} = \frac{m(gl_2 + aZ_G)}{l_1 + l_2} \tag{13a}$$

$$F_{z2} = \frac{m(gl_1 - aZ_G)}{l_1 + l_2} \tag{13b}$$

여기서 a 는 자동차의 가속도이다.

3.6 수직력의 변화가 주행강성에 미치는 영향

수직력이 정해지면 주행강성도 정해진다. 그러나 실차 주행시에는 수직력이 계속적으로 변하게 되므로 수직력의 함수에 대한 주행강성을 알고 있어야 한다. 이를 위해 Table 5와 같이 실내시험기에서 수직력에 대한 주행강성을 구하였다.

Table 5 Driving stiffness

감속도 (g)	수직력 (kgf)	주행강성 (kN/slip)
0.0	453	163.10
0.2	480	169.36
0.4	506	186.18
0.6	533	197.42
0.8	559	215.76
1.0	585	225.12

3.7 로크 마찰계수

타이어와 시험로간의 마찰특성을 구하기 위해서 버스 타입 (bus type) 옥외 타이어 시험기를 사용하여 로크 마찰계수를 측정하였다. 그 결과를 2차 함수로 피팅(fitting)하면 다음과 같다.

$$\mu_L = 1.041 - 0.0101 V_s + 0.00009 V_s^2 \quad \text{...건조노면} \quad (14a)$$

$$\mu_L = 0.982 - 0.0105 V_s + 0.00006 V_s^2 \quad \text{...습윤노면} \quad (14b)$$

이 값은 실차시험을 통해 예측한 마찰계수의 정확도를 검증하기 위해 사용된다.

4. 실차 시험

4.1 주행 조건

시험차를 다음과 같은 감속도로 주어진 초기속도로부터 정차시키며 데이터를 측정하였다.

초기속도 : 건조노면 30, 60, 80 및 100 km/h
습윤노면 30, 60 및 100 km/h
감속도 : 모든 노면에 대해서 0.1g ~ 0.8g 과 ABS (최대 제동)

4.2 측정 데이터

① 차속 (V_C) : 제5륜의 속도
② 륜속 (V_T) : 우전륜의 속도
③ 무게중심의 감속도

4.3 실차시험 결과

타이어와 노면간의 마찰계수를 예측하는데에는 타이어와 차량의 속도나 제동력 등 실측 데이타가 필요하기 때문에 정확한 마찰계수값을 예측하는 것은 쉽지 않다. 실제로 이에 관련된 특허를 살펴보면[11] 단지 저마찰노면을 검출하는 방법, 또는 고마찰, 중마찰 및 저마찰 노면으로 구분하는 방법 등이 있을 정도이다. 또한 드럼타입 타이어 시험기로부터 측정한 데이터를 이용하여 마찰계수를 예측한 논문[3)~7)]의 결과를 살펴보더라도 (로킹마찰계수로 측정한) 정해에 비교할 때 얼마만큼의 오차를 가지고 있는 것을 알 수 있다. 이들 오차의 크기는 슬립비에 따라 변하고 있어 (슬립비가 커지면 오차는 작아지고 슬립비가 작아지면 오차는 커진다) 정확히 얼마다라고 말할 수는 없지만 대략 ±20% 정도의 오차내에서 정해와 비교하고 있다. 본 논문에서도 마찰계수 예측치를 ±20%의 범위에서 정해와 비교하기로 한다.

Table 6과 Table 7에 건조노면과 습윤노면에 대해 마찰계수 예측 결과가 각각 나타나 있다.

Table 6 Test results for dry road[(1)]
(effect of pressure distribution functions)

Initial velocity (km/h)	Decel. (g)	Pressure distribution functions				
		2nd polynomial	4th polynomial	Half circle	4th with slope	linear with slope
30	0.4	(2)	(2)	(2)	0.60	0.64
	0.6	0.79	0.77	0.77	0.89	0.93
	0.8	0.85	0.88	0.86	0.95	1.05
	ABS	(3)	(3)	(3)	(3)	(3)
60	0.4	(2)	(2)	(2)	(2)	0.63
	0.6	0.73	0.77	0.73	0.89	0.88
	0.8	0.79	0.82	0.82	0.89	0.99
	ABS	(3)	(3)	(3)	(3)	(3)
80	0.4	(2)	(2)	(2)	(2)	0.74
	0.6	0.85	0.82	0.80	0.97	0.95
	0.8	0.86	0.90	0.90	0.96	1.07
	ABS	0.90	0.94	0.93	1.01	1.01
100	0.4	(2)	(2)	(2)	(2)	0.84
	0.6	1.02	1.04	0.88	1.31	1.07
	0.8	0.98	0.97	0.97	1.11	1.18
	ABS	0.96	0.97	0.97	1.04	1.02

Note (1) : Lock friction coefficient for dry road = 1.04 (when Vs = 0)
(2) Cannot compute friction coefficient
(3) No test data

Table 7 Test results for wet road[1] (effect of pressure distribution functions)

Initial velocity (km/h)	Decel. (g)	Pressure distribution functions				
		2nd polynomial	4th polynomial	Half circle	4th with slope	Linear with slope
30	0.4	(2)	(2)	(2)	(2)	0.65
	0.6	0.63	0.64	0.64	0.69	0.79
	0.8	0.72	0.71	0.72	0.83	0.85
	ABS	0.82	0.82	0.83	0.89	0.81
60	0.4	(2)	(2)	(2)	(2)	0.62
	0.6	0.75	0.71	0.71	0.82	0.85
	0.8	0.75	0.77	0.76	0.81	0.91
	ABS	0.84	0.89	0.86	0.87	0.95
100	0.4	(2)	(2)	(2)	(2)	0.76
	0.6	0.82	0.78	0.77	0.90	0.94
	0.8	0.78	0.82	0.82	0.88	0.98
	ABS	0.84	0.84	0.85	0.86	0.91

Note (1) Lock friction coefficient for wet road = 0.98 (when Vs = 0)
(2) Cannot compute friction coefficient

건조노면일 경우 대칭압력분포를 사용하면 0.6g의 감속도인 경우 초기속도가 80km/hr 이상이 되어야 ±20%의 오차범위내에서 마찰계수 예측이 가능하였다. 반면에 비대칭압력분포를 사용하면 감속도가 0.6g인 경우에 모든 초기속도에 대해 ±20%의 오차범위내에서 마찰계수 예측이 가능하였다. 습윤노면의 경우에는 대칭압력분포를 사용하면 0.6g의 감속도인 경우 초기속도가 100km/hr 이상이 되어야 ±20%의 오차범위내에서 마찰계수 예측이 가능하였다. 반면에 비대칭압력분포를 사용하면 감속도가 0.6g인 경우에 모든 초기속도에 대해 ±20%의 오차범위내에서 마찰계수 예측이 가능하였다.

이러한 결과를 살펴보면 도형중심이 앞쪽으로 치우친 비대칭압력분포함수가 대칭압력분포함수에 비해 더 나은 결과를 낳는 것을 알 수 있다. 특히 기울기를 가진 1차함수는 그 정확도와 함수의 단순성으로 인해 사용하기에 유리하다.

Table 8에 기울기를 가진 1차함수를 사용했을 경우의 마찰계수 예측결과가 나와있다. 이를 살펴보면 모든 초기속도에서 감속도가 0.6g 이상이면 ±20%의 오차범위내에서 마찰계수 예측이 가능함을 알 수 있다. 감속도와 슬립비가 커지면 커질수록 마찰계수 예측결과는 더욱 정확해진다. 감속도가 0.4g 이하일 경우에는 평균 슬립비가 0.02 이하가 된다. 이 경우에는 초기속도

Table 8 Test results (*)

Initial velocity (km/h)	Decel (g)	Road conditions					
		Dry			Wet		
		Average slip velocity	Average slip ratio	Average [1] mu	Average slip velocity	Average slip ratio	Average [2] mu
30	0.4	0.34	0.016	0.84	0.35	0.019	0.85
	0.6	0.44	0.025	0.93	0.52	0.031	0.79
	0.8	0.71	0.037	1.05	1.08	0.052	0.85
	ABS	(3)	(3)	(3)	6.91	0.274	0.81
60	0.4	0.61	0.017	0.63	0.63	0.019	0.62
	0.6	0.95	0.025	0.88	0.75	0.023	0.85
	0.8	1.68	0.042	0.99	1.34	0.050	0.81
	ABS	(3)	(3)	(3)	3.56	0.110	0.95
80	0.4	0.67	0.016	0.74	(3)	(3)	(3)
	0.6	0.97	0.023	0.85	(3)	(3)	(3)
	0.8	1.62	0.046	1.07	(3)	(3)	(3)
	ABS	4.40	0.085	1.01	(3)	(3)	(3)
100	0.4	0.73	0.013	0.84	0.82	0.016	0.76
	0.6	1.16	0.019	1.07	1.35	0.025	0.94
	0.8	1.67	0.032	1.18	2.11	0.042	0.98
	ABS	6.20	0.14	1.02	4.36	0.116	0.91

Note (1) Lock friction coefficient for dry road = 1.04 (when Vs = 0)
(2) Lock friction coefficient for wet road = 0.98 (when Vs = 0)
(3) No test data
(*) Pressure distribution function --> Linear with slope -70%

100km/h인 경우을 제외하고 ±20%의 오차범위내에서 마찰계수 예측이 불가능하다.

Figure 3에 건조노면과 습윤노면의 감속도와 초기속도에 대한 마찰계수 예측결과를 나타냈다.

5. 결론

시험결과를 살펴보면 마찰계수 예측에 필요한 정확한 파라미터들을 사용한다면 실차시험으로부터의 데이터를 사용하여 마찰계수 예측이 가능함을 알 수 있다. 또한 비대칭압력분포함수가 대칭압력분포함수에 비해 정확한 결과를 내고 있다. 이는 비대칭압력분포함수가 주행저항이나 감속도에 의한 접촉면에서의 수직력 작용점의 전방향 이동현상을 묘사할 수 있기 때문이라 생각된다. 특히 기울기를 가진 1차함수는 그 정확도와 함수의 단순성으로 인해 사용하기에 유리하다. 반면에 대칭압력분포함수는 함수의 종류에 관계없이 부정확한 결과를 내고 있다.

참고 문헌

1. 宮崎 外, 路面摩擦係數 μ を用い(た

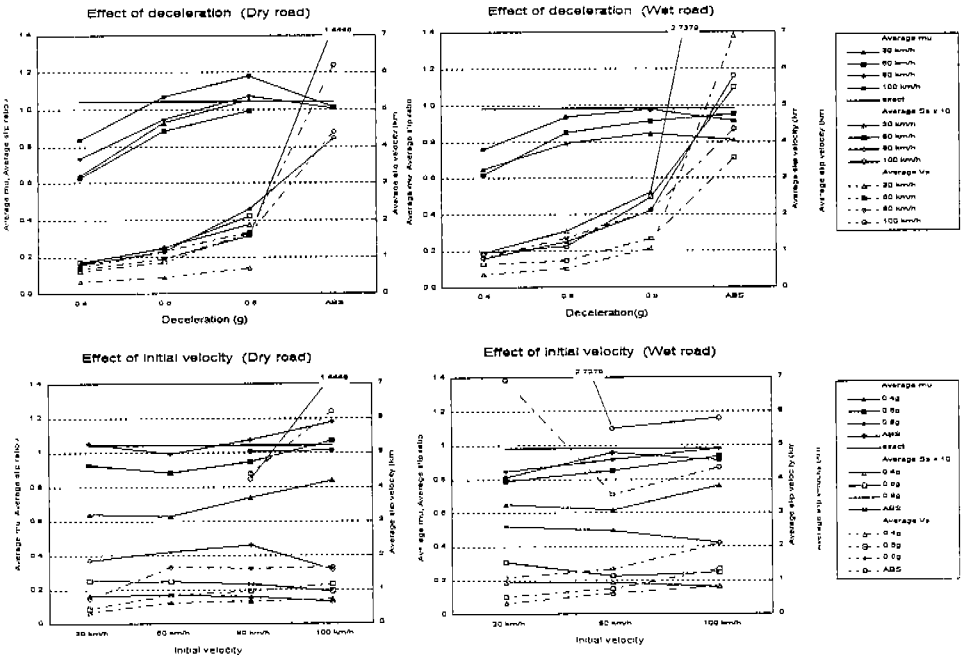

Fig. 3 Test result (Left : Dry road, Right : Wet road)

(M-ABS) 制御方式装着車の性能について, 自動車技術會論文集, Vol.27, No.3, pp. 141~145, July 1996.

2. W.R. Pasterkamp and H.B. Pacejka, On Line Estimation of Tyre Characteristics for Vehicle Control, AVEC 94, 9438808, pp.521~526.
3. 山崎俊一 外, "走行中タイヤと路面間の摩擦係數の豫測," 自動車研究, 第19卷, 第1號, pp.22~25, 1997年1月.
4. 山崎俊一, "走行中タイヤと路面間の摩擦係數推定方法について," 自動車研究, 第19卷, 第6號, pp.11~17, 1997年6月.
5. 山崎俊一, "走行中タイヤと路面間の摩擦係數推定技術," 自動車技術, Vol.51, No.11, pp.58~62, 1997.
6. S. Yamazaki, Y. Furukawa and T. Suzuki, "Study on Real Time Estimation of Tire to Road Friction," Proceedings of the 2nd International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamic Analysis, pp.225~233, 1996.
7. 山崎俊一外, "走行中の豫測計算に用いるタイヤ諸元値の決定手法について," 自動車技術會學術講演會全刷集 971, pp.165 ~ 168, 1997.5.
8. G. Gim and P.E. Nikravesh, An analytical Model of Pneumatic Tires for Vehicle Dynamic Simulations: Part 1. Pure Slips, International Journal of Vehicle Design, Vol.11, No.6, pp.589~618, 1990.
9. 김광헌, 김성호, 현실적인 조종안정성 해석을 위한 타이어 모델, 자동차공학회지, Vol.19, No.4, pp.32~40, 1997.
10. 宮下 義孝 外, 改訂 自動車の走行性能と試驗法, 山海堂, 1995.
11. 日本エ-ビ-エス 編, 自動車用ABSの研究, 山海堂, 1993.