

## VDC장치 개발을 위한 코너제동 실험 및 시뮬레이션

이 창 노<sup>\*1)</sup> · 박 혁 성<sup>2)</sup> · 김 영 관<sup>3)</sup>

우석대학교 자동차공학과<sup>1)</sup> · (주)휴모봇<sup>2)</sup> · 쌍용자동차<sup>3)</sup>

## Corner Braking Test and Simulation for Development of VDC System

Changro Lee<sup>\*1)</sup> · Hyuksung Park<sup>2)</sup> · Youngkwan Kim<sup>3)</sup>

<sup>1)</sup>Department of Automotive Engineering, Woosuk University, Chonbuk 565-701, Korea

<sup>2)</sup>3F,120-83 Seongnae-Dong, Gangdong-Gu, Seoul 134-031, Korea

<sup>3)</sup>Vehicle Test and Development Team, SsangYong Motor Company, Pyungtaek-si, Gyeonggi-do 459-050, Korea

(Received 5 August 2002 / Accepted 13 December 2002)

**Abstract** : The influence of braking force generated by one tire on vehicle dynamics was investigated by simulation and ground test. A 8 d.o.f vehicle model was developed for simulation. And a special device to apply brake pressure to individual wheel was built for vehicle test. As a result of corner braking test on straight driving, the dynamic responses such as yawrate, lateral acceleration and roll angle were produced in the vehicle, which were in a good agreement to the simulation results. This shows that corner braking used in VDC system can control vehicle dynamics to improve controllability and directional stability.

**Key words** : Vehicle dynamics(차량동역학), VDC(차량운동제어), Corner braking(코너제동), Simulation(시뮬레이션), ABS/ASR(차륜잠김방지장치), SPMD(현가장치특성측정장비)

### 1. 서론

차량은 운전자의 핸들 조작에 의해 타이어나 노면에서 발생하는 선회력에 의해 선회한다. 이 선회력은 전후축 타이어에서의 선회력과 차량중심에서 전후 차축까지의 거리에 의해 결정되는 요-모멘트를 발생시킨다. 선회력 이외에 요-모멘트를 낼 수 있는 다른 가능성은 타이어의 제동력을 이용하는 것이다. 즉 제동력은 차량중심에서 타이어까지의 횡방향 거리를 모멘트암으로 하여 차량에 또 다른 요-모멘트를 낼 수 있다. 기존 차량에서 운전자는 브레이크 페달을 사용하여 제동에 의한 추가적인 요-

모멘트로 조종안정성을 향상시켜왔다. 그런데 기존의 제동장치(ABS이든 아니든)에 의해서는 제동력에 의한 요-모멘트를 효과적으로 발생시킬 수 없다. 비록 ABS 내에 각 바퀴의 제동력 배분을 통하여 차량의 조종안정성을 향상시키고자 하는 경우<sup>1)</sup>도 있지만 제동장치의 일차적인 목적은 어디까지나 차량을 감속 또는 정지시키는 것이므로 운전자의 제동 조작에 의해 고속주행중의 조종안정성을 향상시키는데는 한계가 있다. 즉 주행 중 운전자가 원하는 진로를 벗어나는 차량의 이상거동을 감지하고 선회운동의 제어를 위하여 브레이크 페달을 밟는 행동으로 옮기는데는 시간지연이 있기 때문에 제어목적을 달성하기가 쉽지 않다. 따라서 차량의 이상거동시 운전자의 조작이 없어도 능동적으로 제동력을 발생

\* To whom correspondence should be addressed.  
rolee@woosuk.ac.kr

하도록 하는 VDC(Vehicle Dynamics Control)장치가 개발되어 최근 상용화<sup>2,3)</sup>되고 있다. 이러한 VDC에 대한 이론적 연구<sup>4,7)</sup>는 많이 진행되어 왔지만 실험적 연구<sup>8)</sup>는 미미한 실정이다. 본 연구에서는 VDC 장치의 개발을 위하여 차량의 네 바퀴중 한 바퀴에 만 제동력이 가해지는 소위 코너제동(Corner Braking)의 경우 실제 차량거동이 어떻게 나타나는가를 실험적으로 보이고 시뮬레이션의 결과와 비교하고자 한다.

## 2. 차량모델

### 2.1 차량의 모델링

본 연구에서 코너제동시 차량주행을 시뮬레이션 하기 위하여 Fig. 1과 같은 차량모델을 개발하였다. 이 차량모델은 차체의 운동 4자유도(종방향, 횡방향, 요, 롤링)와 네 바퀴의 차축 주위의 회전운동 4자유도를 포함한 8자유도를 갖는다. 차체의 롤링은 롤 축 주위로 발생하며 차체의 운동 중 바운싱과 피칭은 VDC장치의 제동력에 의해서는 거의 발생하지 않기 때문에 생략하였다.

차량모델에 사용된 타이어모델은 Fig. 2와 같이 타이어 슬립각과 슬립율에 따라 선회력과 제동력을 묘사할 수 있는데 타이어 실험결과를 Pacejka의 Magic Formula<sup>9)</sup>에 Table 1과 같이 곡선적합(Curve Fitting)하여 완성한 것이다. 차량모델에 표현된 현 가장치는 기구적 특성과 콤플라이언스 특성을 포함 하는데 이들은 실험차량에 대한 SPMD(Suspension Parameter Measurement Device)의 측정결과로부터 얻었다.

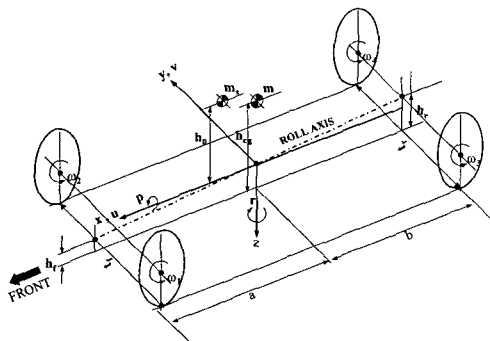
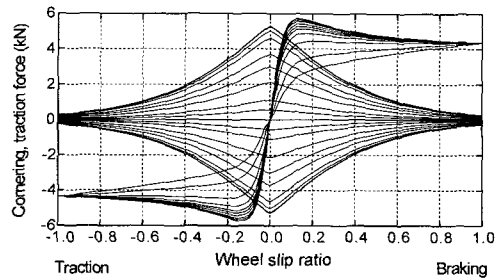
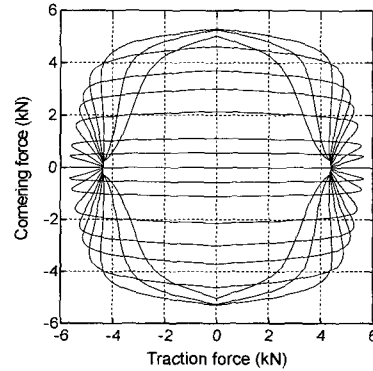


Fig. 1 Schematic diagram of full car model



(a) Combined braking and cornering forces



(b) Friction circle

Fig. 2 Tire model

Table 1 Curve fitting results of tire model

|                 | C <sub>1</sub> | C <sub>2</sub>          | C <sub>3</sub> | C <sub>4</sub>        | C <sub>5</sub> | C <sub>6</sub>           |
|-----------------|----------------|-------------------------|----------------|-----------------------|----------------|--------------------------|
| Cornering Force | 1.4389         | -1.6 * 10 <sup>-5</sup> | 1.1578         | 1.0 * 10 <sup>5</sup> | -0.64          | -3.92 * 10 <sup>-4</sup> |
| Braking Force   | 1.5283         | 2.9 * 10 <sup>-5</sup>  | 1.0            | 1.3 * 10 <sup>5</sup> | -1.0           | 2.93 * 10 <sup>-4</sup>  |

### 2.2 운동방정식

Fig. 1의 차량모델에 대한 운동방정식은 다음과 같다. 식 (1)~(4)는 차체의 운동에 대한 것이며 식 (5)는 Fig. 3과 같은 바퀴의 운동에 대한 것이다. 이하 식에서 첨자  $i=1, 2, 3, 4$ 로서 Fig. 1에서 각 바퀴의 위치에 해당하는 번호이다.

$$m(\dot{u} - rv) = \sum_{i=1}^4 F_{x_i} \quad (1)$$

$$m(\dot{v} + ru) = \sum_{i=1}^4 F_{y_i} \quad (2)$$

$$I_x \dot{p} = M_x \quad (3)$$

$$I_z \dot{r} = M_z \quad (4)$$

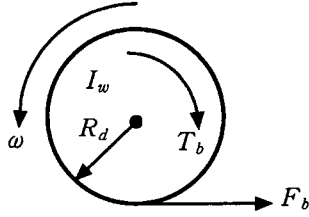


Fig. 3 Wheel dynamics under brake torque  $T_b$

$$I_w \dot{\omega}_i = F_b R_d - T_b \quad (5)$$

식 (1)~(5)의 우변인 외력은 다음 식과 같다.

$$F_{x_i} = -(F_b \cos \delta_i + F_c \sin \delta_i) \quad (6)$$

$$F_{y_i} = -(F_b \sin \delta_i - F_c \cos \delta_i) \quad (7)$$

$$M_x = -(m - m_u)(\dot{v} + ru)h_0 - (K_f + K_r)\phi - (D_f + D_r)\dot{\phi} \quad (8)$$

$$M_z = \frac{t_f}{2}(F_{x_1} - F_{x_2}) + \frac{t_r}{2}(F_{x_1} - F_{x_2}) + a(F_{y_1} + F_{y_2}) - b(F_{y_3} + F_{y_4}) \quad (9)$$

여기서  $F_{b_i}$ ,  $F_{c_i}$ 는 각 타이어의 제동력과 선회력인데 Fig. 2의 Tire Model인 다음 식으로부터 구해진다.

$$[F_{b_i}, F_{c_i}] = f(\alpha_i, \lambda_i, F_{z_i}, \mu_R) \quad (10)$$

식 (10)에서  $\mu_R$ 는 노면마찰계수로 주어지며  $\alpha_i$ ,  $\lambda_i$ ,  $F_{z_i}$ 는 각 타이어의 슬립각, 슬립율, 수직하중인데 각각 다음 식으로 표현된다.

$$\alpha_i = \frac{v + ar}{u + (-1)^{i+1} \frac{t_f}{2} r} - \delta_i \quad (i=1,2) \quad (11)$$

$$\alpha_i = \frac{v - br}{u + (-1)^{i+1} \frac{t_r}{2} r} - \delta_i \quad (i=3,4) \quad (12)$$

$$\lambda_i = \begin{cases} \frac{u - \omega_i R_d}{u} & \text{if } u \geq \omega_i R_d \\ \frac{u - \omega_i R_d}{\omega_i R_d} & \text{if } u < \omega_i R_d \end{cases} \quad (13)$$

$$F_{z_i} = F_{z_{0i}} + \Delta F_{z_i} \quad (14)$$

식 (11), (12)에서  $\delta_i$ 는 각 바퀴의 조향각으로 다음 식으로부터 구해진다.

$i=1, 2$ 인 경우

$$\delta_i = \frac{\theta_{sw}}{N} + R_{sr}\phi + C_{sf}F_{c_i} + (-1)^i B_{sf}F_{b_i} \quad (15)$$

$i=3, 4$ 인 경우

$$\delta_i = R_{sr}\phi + C_{sr}F_{c_i} + (-1)^i B_{sr}F_{b_i} \quad (16)$$

식 (14)에서  $F_{z_{0i}}$ 는 각 타이어의 정하중이고  $\Delta F_{z_i}$ 는 각 타이어의 동하중으로 다음 식으로부터 구해진다.

$i=1, 2$ 인 경우

$$F_{z_{0i}} = \frac{b}{2l} mg \quad (17)$$

$$\Delta F_{z_i} = -m(\dot{u} - rv) \frac{h_{cg}}{l} + (-1)^{i+1} \frac{m \frac{b}{l} (\dot{v} + ru) h_f - K_f \phi - D_f \dot{\phi}}{t_f} \quad (18)$$

$i=3, 4$ 인 경우

$$F_{z_{0i}} = \frac{a}{2l} mg \quad (19)$$

$$\Delta F_{z_i} = m(\dot{u} - rv) \frac{h_{cg}}{l} + (-1)^{i+1} \frac{m \frac{a}{l} (\dot{v} + ru) h_r - K_r \phi - D_r \dot{\phi}}{t_r} \quad (20)$$

여기서  $l = a + b$ 이고  $\theta_{sw}$ 는 핸들의 회전각이다. 이상의 운동방정식에 대한 차량 파라메타를 Table 2에 정리하였다.

### 3. 실차실험 및 시뮬레이션

#### 3.1 실험차량

실험차량은 대형 승용차로서 제동장치는 보쉬사의 ABS/ASR<sup>10)</sup>을 채용하고 있다. 주행시험장에서 실차실험에 대한 실험데이터를 측정하기 위하여 Photo. 1과 같은 계측장비를 실험차량에 탑재하였다. 계측장비는 조타력계, 자이로 스코프 및 데이터 기록장치로 구성된다.

본 연구에서 수행한 코너제동실험은 네 바퀴중 한 바퀴에만 제동압력이 가해지는 것으로 일반 ABS장치만으로는 실험이 불가능하여 Photo. 2와 같

Table 2 Vehicle Parameter

| Parameter        | Description                                | Value (unit)                    |
|------------------|--|---------------------------------|
| $m$              | Total Vehicle Mass                         | 1910 (kg)                       |
| $m_u$            | Unsprung Mass                              | 150 (kg)                        |
| $I_z$            | Yaw Moment of Inertia of Total Vehicle     | 2300 (kg-m <sup>2</sup> )       |
| $I_x$            | Roll Moment of Inertia of Sprung Mass      | 478 (kg-m <sup>2</sup> )        |
| $a, b$           | Distance from C.G to Front, Rear Axle      | 1.32, 1.58 (m)                  |
| $t_f^*, t_r$     | Wheel Tread                                | 1.54, 1.52 (m)                  |
| $h_{cg}$         | Ground C.G Height of Total Vehicle         | 0.577 (m)                       |
| $h_f, h_r$       | Roll Center Height                         | 0.11, 0.195 (m)                 |
| $K_f, K_r$       | Roll Stiffness                             | 790, 460 (N-m/deg)              |
| $D_f, D_r$       | Roll Damping Coefficient                   | 42.8, 57.4 (N-m-s/deg)          |
| $R_{sf}, R_{sr}$ | Roll Steer Coefficient                     | -0.132 [os]**, -0.013 [us]      |
| $C_{sf}, C_{sr}$ | Lateral Force Compliance Steer Coeff.      | -0.35 [us], -0.04 [os] (deg/kN) |
| $B_{sf}, B_{sr}$ | Longitudinal Force Compliance Steer Coeff. | -0.23[toe-in], 0.0 (deg/kN)     |
| $N$              | Overall Steering Gear Ratio                | 16.5                            |
| $I_w$            | Moment of Inertia of Wheel                 | 2.5 (kg-m <sup>2</sup> )        |
| $R_d$            | Tire Dynamic Radius                        | 0.322 (m)                       |

\* subscript  $f$ : front,  $r$ : rear  
 \*\* [os]:Oversteer, [us]:Understeer

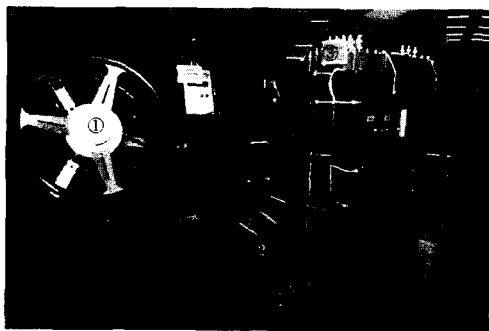


Photo. 1 Measurement instruments in the test vehicle : ① Steering Angle Transducer, ② Gyroscope, ③ Data Acquisition System

은 특수전기장치를 제작하였다. 이 장치의 한쪽 끝은 ABS 유압 모듈레이터의 ECU 커넥터에, 다른 한쪽 끝은 실험차의 배터리 전원에 연결되어있는데

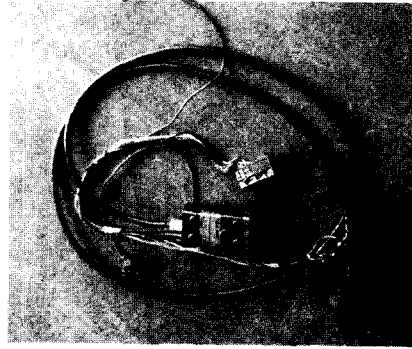


Photo. 2 Special electric device for corner braking test

장치내 버튼을 누르면 각 바퀴에 있는 휠실린더의 입력측 솔레노이드 밸브를 독립적으로 개폐할 수 있다.

코너제동실험 시에는 제동을 원하는 바퀴의 밸브만 열고 나머지는 닫히도록 버튼을 조작한 다음 운전자가 브레이크 페달을 밟으면 해당 바퀴의 휠실린더에만 제동압력이 가해진다. 이때 해당 제동 장치의 제동압력은 정상제동시보다 커서 마스터실린더에서 형성된 압력이 각 바퀴로 배분되지 않고 그대로 한 바퀴에만 작용한다.

### 3.2 실험 및 시뮬레이션 결과

실험조건은 건조한 아스팔트의 노면 상에서 차속 80km/h로 직진 주행하다가 한바퀴에만 제동력을 일시적으로 가한 후 해제한다. 이때 차량의 선회운동에 대한 제동력의 효과만을 얻기 위하여 핸들은 중립상태를 견고히 유지하였다. 실험차량의 네 바퀴에 대하여 각각 코너제동실험을 수행하였는데 후륜의 경우는 좌우측 모두 너무 민감하게 차륜잠김이 발생하여 후륜 제동력으로는 선회운동의 효과를 파악하기 어려웠다.

시뮬레이션 조건은 실험조건과 동일하게 하는데 해당 바퀴에 Fig. 3에서와 같은 제동토크  $T_b$ 를 직접 적용한다. 단  $T_b$ 는 실차에서 측정이 어려워 계측을 하지 못했으므로 시뮬레이션의 감속도가 실험결과의 감속도와 유사한 응답이 되도록 추정하여 사용하였다. Fig. 4는 좌측전륜에, Fig. 5는 우측전륜에 코너제동을 가한 경우 실험결과와 시뮬레이션 결과를 보인다.

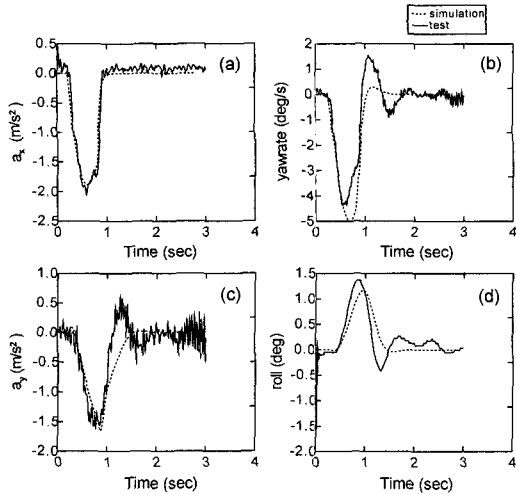


Fig. 4 Vehicle dynamic responses to corner braking on front left wheel : (a) Deceleration, (b) Yawrate, (c) Lateral acceleration, (d) Roll angle

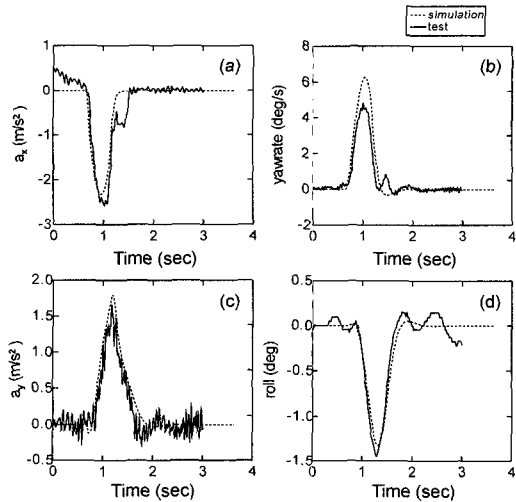


Fig. 5 Vehicle dynamic responses to corner braking on front right wheel : (a) Deceleration, (b) Yawrate, (c) Lateral acceleration, (d) Roll angle

Fig. 4(b)에는 음의 요-레이트가, Fig. 5(b)에는 양의 요-레이트가 발생하여 제동력이 가해지는 바퀴 쪽으로 차량이 회전하고 있음을 알 수 있고, 이와 관련된 선회거동인 횡가속도(Fig. 4(c), Fig. 5(c)) 및 롤각(Fig. 4(d), Fig. 5(d))이 각각 발생함을 알 수 있다.

Fig. 4, 5에서 시뮬레이션결과와 실험결과와 크기에는 약간 차이가 있으나 경향은 잘 따라가고 있어

차량모델이 코너제동입력에 대한 실차의 거동을 잘 표현하고 있다는 것이 검증되었다. 또한 이 실험을 통하여 좌측륜 또는 우측륜의 코너제동을 통하여 요-모멘트를 발생시킴으로서 차량의 선회운동을 제어할 수 있다는 사실을 확인하였다.

#### 4. 결론

VDC장치에서 차량의 요-모멘트를 발생시키기 위해 사용되는 코너제동에 대하여 실차실험을 실시하였다. 한바퀴에만 제동력을 가하기 위하여 특수 전기장치를 제작하였고 주행 시뮬레이션을 위한 8 자유도 차량모델이 개발되었다. 코너제동실험결과 차량의 선회운동시에 발생하는 동적응답이 나타났으며, 이들은 시뮬레이션과 경향은 잘 따라갔다. 본 연구에서 코너제동실험을 통하여 운전자의 핸들 조작뿐만 아니라 코너제동에 의한 제동력에 의해서도 진로변경 같은 차량의 선회운동이 가능하다는 것을 실험적으로 입증하였다. 또한 본 연구에서 개발된 차량모델의 검증도 함께 수행되어 이 차량모델은 향후 VDC장치의 개발을 위해 주행시뮬레이션에 이용할 수 있을 것이다.

#### 후 기

이 논문은 2001년도 우석대학교 학술연구비에 의하여 연구되었음.

#### References

- 1) S. Matsumoto, H. Yamaguchi, H. Inoue, M. Nishikawa, "Improvement of Vehicle Dynamics Through Brake Force Distribution Control," SAE 920645, 1992.
- 2) A. van Zanten, R. Erhardt, G. Ptaff, "VDC, The Vehicle Dynamics Control System of Bosch," SAE 950759, 1995.
- 3) A. Straub, "DSC(Dynamic Stability Control) in BMW 7 Series Cars," Proceedings of AVEC '96 June 24-28, Germany, pp.547-557, 1996.
- 4) V. Alberti, E. Babbal, "Improved Driving Stability by Active Braking of the Individual Wheels," Proceedings of AVEC '96 June 24-28, 1996 in Germany, pp.717-732, 1996.

- 5) M. Abe, Y. Furukawa, "Direct Yaw Moment Control for Yaw Rate Model Following Control," Proceedings of International Symposium on Road Vehicle Automation-Rova 95, September, 1995.
- 6) C. R. Lee, H. S. Yang, Y. P. Park, "Control of Vehicle Lateral Motion using Sliding Mode with Time- Varying Switching Surface," Proceedings of KSME Spring Conference-A, pp.458-463, 2000.
- 7) T. K. Kim, Y. K. Park, M. W. Suh, "A Study on the Performance Characteristics of the VDC Vehicle," Transactions of KSAE, Vol.7, No.9, pp.146-157, 1999.
- 8) D. S. Kim, H. S. Shin, B. S. Park, "Development of Vehicle Dynamics Control System," Transactions of KSAE, Vol.7, No.9, pp.212-219, 1999.
- 9) H. B. Pacejka, E. Bakker, "The Magic Formula Tyre Model," Proceedings of 1st International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamic Analysis, Delft, Netherlands, October 21-22, pp.1-18 1991.
- 10) W. Maisch, W. Jonner, R. Mergenthaler, A. Sigl, "ABS5 and ASR5 : The New ABS/ASR Family to Optimize Directional Stability and Traction," SAE 930505, 1993.