

## VDC 장착 차량의 거동 특성에 관한 연구

### A Study on the Performance Characteristics of the VDC Vehicle

김 태 기\*, 박 윤 기\*\*, 서 명 원\*\*  
Taeki Kim, Yoonki Park, Myungwon Suh

#### ABSTRACT

Safety systems for road vehicles have been rapidly developed in recent years. Especially, the VDC(Vehicle Dynamics Control) system is a new active safety system for road vehicles which controls its dynamic vehicle motion in emergency situations. In the case of configuring the VDC system by utilizing the ABS(Anti-lock Brake System), the role of a control logic which directly influences the vehicle motion is very important. In this study the performance of the VDC vehicle was compared to the performances of the CBS(Conventional Brake System) and ABS vehicle. For various driving conditions, the simulation of vehicle dynamics with known VDC control logics was performed. Analysis results showed the VDC vehicle could stably perform even on the road of low coefficient of friction. In addition it was shown that the basic control logic for the VDC system could outstandingly improve driving stability in the case of braking as well as constant speed cruising.

주요기술용어 : Vehicle Dynamics(차량동역학), VDC System(차량거동제어장치), ABS(차량미끄럼방지장치), Vehicle Model(차량모델)

#### 1. 서 론

자동차의 증가와 더불어 급증하고 있는 교통사고는 국내는 물론 해외의 자동차 선진국에서도 커다란 사회 문제를 야기시키고 있다. 이들 사고의 원인을 분석해 보면, 운전자의 부주의에 의한 사고가 전체 사고의 90%

를 차지하며 운전자 부주의의 50%는 위급한 상황에서 예상하지 못한 차량의 거동으로 인한 운전자의 당황한 상태에 기인하는 것으로 Edwards[1]에 의해 밝혀졌다. 이와 같은 운전자의 부주의에 의한 교통 사고를 미연에 방지하기 위해 운전자의 조향 의도대로 빠르게 반응하면서 차량의 일반적 조향 궤도를 이탈하지 않도록 하는 능동적인 사고예방 장치에 대한 연구가 70년대 이후 급속한 전자 제어 기술의 발달과 더불어 진행되어 왔다. 대표적인 사고예방 장치로는 차량에 작용

\* 정회원, 성균관대학교 대학원

\*\* 정회원, 성균관대학교 기계공학부

하는 의적 교란의 영향을 감소시키면서 기존 2WS(2 Wheel Steering)의 조향 응답성을 향상 시킨 4WS(4 Wheel Steering), 차량의 운동상태에 따라 능동적으로 차량 현가계를 제어하는 ASS (Active Suspension System), 댐퍼의 감쇠력을 조절하는 ADS(Active Damping System)등을 들 수 있다. 하지만 부가적 하드웨어 System을 차량에 장착하는 4WS, ASS, ADS의 경우 그 비용과 중량이 크며 안락성과의 타협을 피할 수 없어, 안전성의 기능 향상을 확연히 느낄 수 없었다. 결국 오랜 연구 투자에 비교해 볼 때 실용성 면에서 성공했다고 보기는 어렵다.

이에 1995년 Robert Bosch사에서는 위의 고가 및 고중량의 시스템(4WS, ASS, ADS)들이 결국은 지면과 타이어 사이에서 최적의 마찰을 얻기위한 장치라는데 착안하여, 제동시에만 작동하는 기존의 ABS 장치를 근간으로 하고 소프트웨어의 추가로 차량 거동을 적극적으로 제어하는 VDC (Vehicle Dynamics Control) 시스템을 개발함으로써 기존의 부가적 시스템 중심의 연구 방향에 큰 변환의 계기를 마련하게 되었다.

VDC는 운전자의 조향과 가속페달의 위치, 브레이크 압력 등으로부터 운전자의 의도를 파악하고 이에 부합하는 차량 거동을 구현하기 위해 각 바퀴와 노면과의 마찰력을 ABS를 이용한 브레이크 압력 조절로 제어하는 보다 궁극적이고 능동적인 사고예방 안전장치라고 할 수 있다. ABS를 근간으로 VDC 시스템을 구성하는 경우 VDC를 구현하기 위한 제어 기법이 차량의 동적 거동에 어떠한 영향을 미치는 지를 분석하여야 한다. 이를 위하여 컴퓨터 시뮬레이션을 통한 차량의 동적 특성 연구를 매우 유용한 방법으로 사용할 수 있다.

이처럼 동적 특성 해석을 통한 제어 기법의 개발 및 검증과 차량거동에 민감한 설계 인자에 관한 연구들이 차량의 거동 연구와

더불어 진행되고 있다. 한창수등[2]은 전체 차량 모델링과 동적반응해석을 통하여 노면 상태나 바람 등에 의한 차량의 환경적 외부 교란의 영향에 강인한 후륜 제어 로직을 개발하고 이를 검증하였으며, 강주석등[3]은 선 회중 제동을 고려한 차량의 동특성 연구를 통하여 제동을 고려하지 않았을 때의 설계 파라미터의 영향만으로는 제동을 고려한 선 회 동특성에 대한 영향을 예측할 수 없음을 알았다. Matsumoto[4]는 11자유도 차량 모델에 대하여 제동시 발생하는 좌·우 바퀴의 불균등한 제동력이 차량의 거동에 미치는 영향을 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 연구하였고, Alberti[5]는 ABS를 근간으로 각 바퀴의 제동력을 이용하여 주로 차량의 조향 안정성을 유지하는 제어 알고리즘을 제시하였으며, Zanten[6]은 VDC 시스템의 발전 가능성에 대한 다양한 방법과 이의 구현을 위한 물리적 개념을 제시하여 향후 유사한 연구의 토대를 마련하였다.

앞에서 기술하였듯이 일반적인 차량의 동특성에 관한 연구는 많이 진행되어 왔으나 ABS를 기본으로 차량의 제동성, 조향 및 주행 안정성을 확보할 수 있는 VDC 장착차량의 거동 특성 해석은 아직 미진한 상태이다. 이에 본 연구에서는 VDC 시스템의 제어 기법을 분석하고 VDC 제어 모델과 수학적 차량모델을 구성하여 다양한 운전 조건에서의 VDC 장착차량의 거동 특성을 해석하고자 한다.

## 2. 차량모델

### 2.1 차량모델과 운동방정식

차량의 정상상태 및 비정상상태 운동시 동특성을 해석하기 위하여 종방향, 횡방향, 차량 수직축 방향 회전 운동(Yaw), 차량 종축 방향 회전운동(Roll) 및 각 차륜의 회전운동에 대한 8자유도 차량 모델을 수립하였다.

제동중 선회(J-turn)시 차량의 조향성능과 제동성능을 연구한 J. Eric Bowman[11]의 연구에서와 같이 본 연구에서도 현가 장치에 의한 차량 수직 방향 운동과 피칭(Pitching)은 무시하여 차량의 주행 안정성을 거시적인 관점에서 차량의 동특성 해석을 통하여 수행하였다.

본 연구에서 구성한 차량의 수학적 모델을 Fig.1과 Fig.2에 나타내었다. Fig.1에서  $D$ 는 차량 진행방향에 대한 공기 저항력을 나타내며,  $\Phi$ 는 각 차륜의 구름저항력,  $T$ 는 좌·우 차륜의 거리,  $\beta$ 는 차량의 횡미끄럼각(Side slip angle)을 각각 나타낸다.

뉴턴(Newton)의 제2법칙을 적용하여 종방향, 횡방향, 요우잉방향, 롤링방향에 대한 운동방정식을 구성한다.

종방향 운동 : 차량의 종방향 운동방정식으로부터, 다음의 식을 구할 수 있다.

$$M(\dot{V}_x - V_y \dot{\psi}) = FX_1 + FX_2 + FX_3 + FX_4 - D \cos \beta \quad (1)$$

$$\text{이때, } D = \frac{1}{2} \rho C_d A V^2 \quad (2)$$

여기서,  $V_x$ 는 종방향속도,  $V_y$ 는 횡방향속도이며  $\dot{\psi}$ 는 요우잉 속도,  $V$ 는 차량속도,  $\rho$ 는 공기밀도,  $C_d$ 는 공기저항 계수,  $A$ 는 차량 전면 투영면적 그리고  $M$ 은 차량의 질량이다.  $FX$ 는 타이어에서 발생하는 차체의 종방향 힘의 성분이고  $D$ 는 공기저항력으로 ABS의 기능적 해석에는 큰 영향을 주진 않더라도 제동거리 측면에서의 영향을 위해 고려하였으며,  $\beta$ 는 횡미끄럼각(side slip angle)을 나타낸다. 1, 2, 3, 4는 각각 전륜좌측, 전륜우측, 후륜좌측, 후륜우측을 뜻한다. 식(1)에서 구하고자 하는 가속도  $\dot{V}_x$ 를 얻을 수 있다. 전륜좌측에서의 구체적인 방정식은 다음과 같고 나머지 방정식은 논문의 간결성을 위해

생략하였다.

$$FX_1 = (F_{x1} - \Phi_1) \cos \delta - F_{y1} \sin \delta \quad (3)$$

$$\Phi_i = f \times \frac{W}{4} \quad (4)$$

여기서 아래첨자  $x, y$ 는  $x$ 방향,  $y$ 방향 즉, 차량의 종방향과 횡방향을 뜻하며,  $F_x$ 와  $F_y$ 는 타이어에서 발생하는 종·횡방향의 힘으로 타이어 모델에 근거한다.  $f$ 는 구름저항계수이고,  $\Phi_i$ 는 각 타이어에서 발생하는 구름저항력으로 그 크기는 모두 같다고 가정한다.  $\delta$ 는 전륜조향각으로 본연구에서는 좌측과 우측 동일한 조향입력을 가하였다.

횡방향 운동 : 차량의 횡방향 운동방정식으로부터, 다음의 식을 구할 수 있다.

$$M(\dot{V}_y + V_x \dot{\psi}) = FY_1 + FY_2 + FY_3 + FY_4 - D \sin \beta \quad (5)$$

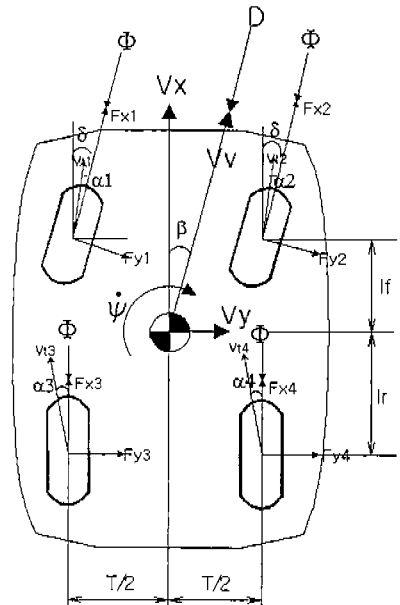


Fig. 1 Vehicle model

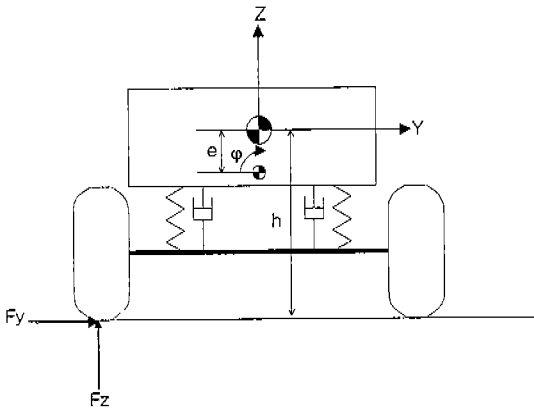


Fig. 2 Roll motion

여기서,  $F_y$ 는 타이어에서 발생하는 차체의 횡방향 힘의 성분이다. 식(5)에서 구하고자 하는 가속도  $\dot{V}_y$ 를 얻을 수 있다.

요우잉 운동 : 차량의 요우잉방향 운동방정식으로부터, 다음의 식을 구할 수 있다.

$$I_z \dot{\psi} = FT_1 + FT_2 + FT_3 + FT_4 \quad (6)$$

여기서,  $I_z$ 는 z축의 질량관성 모멘트이며,  $FT$ 는 타이어에서 발생하는 종방향성분의 힘 및 횡방향성분힘에 의하여 차체의 무게 중심에서 발생하는 모멘트를 의미한다. 식(6)에서 구하고자 하는 가속도  $\dot{\psi}$ 를 구할 수 있다.

롤링 운동 : 차량의 롤링방향 운동방정식으로부터, 다음의 식을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} I_x \dot{\phi} &= M_{f\phi} + M_{r\phi} + m_s \cdot g \cdot e \cdot \sin \phi \\ &\quad - m_s \cdot e \cdot (\dot{V}_y + V_x \cdot \gamma) \\ M_{f\phi} &= -K_{f\phi} \cdot \phi - C_{f\phi} \cdot \dot{\phi} \\ M_{r\phi} &= -K_{r\phi} \cdot \phi - C_{r\phi} \cdot \dot{\phi} \end{aligned} \quad (7)$$

여기서,  $f, r$ 은 각각 앞 차축과 뒷 차축을 의미한다.  $I_x$ 는 x축의 질량관성 모멘트,

$M_{f\phi}, M_{r\phi}$ 는 각각 앞 차축과 뒷 차축에서 스핀션에 의해 발생하는 롤 모멘트이고  $e$ 는 롤축에서 현가질량(sprung mass)  $m_s$ 의 무게 중심까지의 거리이다. 그리고  $K_{f\phi}, K_{r\phi}$ 는 스프링에 의한 롤강성(Roll Stiffness)이며,  $C_{f\phi}, C_{r\phi}$ 는 속업서버에 의해 발생하는 롤댐핑(Roll Damping)을 의미한다. 앞 차축의 롤강성을 뒷 차축의 롤강성보다 크게 하여 차량이 언더스티어 경향을 갖게 하였다..

## 2.2 차륜 동역학 모델

차량의 제동시 브레이크 압력이 휠에 전달되었을 때 노면과의 마찰력과 브레이크력에 의한 차륜의 운동방정식은 식(8)과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} M_T &= M_t - M_b \\ I_T \dot{\omega} &= F_x R - K P_w A_w r \end{aligned} \quad (8)$$

$$\text{윗식에서 } \dot{\omega} = \frac{1}{I_T} (F_x R - K P_w A_w r)$$

여기서,  $\dot{\omega}$ 는 휠의 각속도,  $K$ 는 제동력계수,  $R$ 은 타이어 반경,  $r$ 은 휠 중심에서 브레이크 압력 작용점까지의 거리,  $I_T$ 는 차륜의 관성모멘트,  $A_w$ 는 휠 실린더의 브레이크 압력 작용 단면적 이다.  $M_T$ 는 제동시 타이어와 노면간의 마찰력에 의한 타이어 토오크,  $M_b$ 는 브레이크 압력에 의한브레이크 토오크이다. Fig.3은 브레이크 압력이 실제 작용하는 휠 실린더의 개략적인 모양을 나타낸 그림이다.

## 2.3 타이어 모델

타이어는 차량의 비선형성을 증가시키는 중요한 인자들 중 하나이며 타이어에서 발생한 힘이 차체의 운동을 발생시킴으로 차량의 주행특성을 예측할 수 있다. 특히 슬립을 변화에 따른 타이어와 노면사이의 마찰계수가

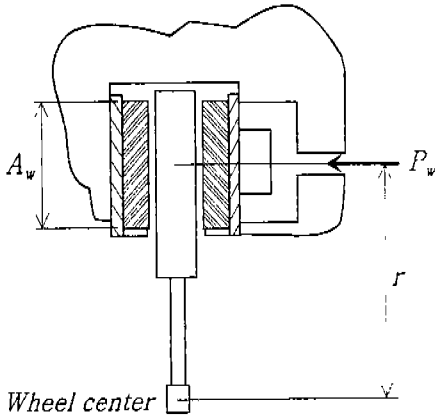


Fig. 3 Braking model of the wheel

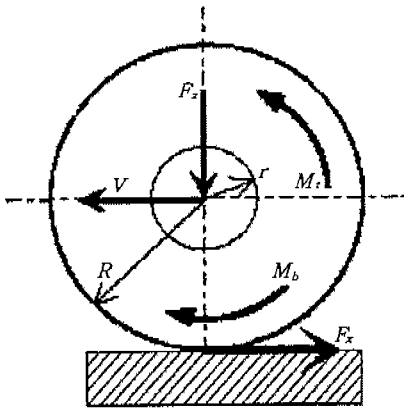


Fig. 4 Dynamic model of the wheel

다르기 때문에 본 연구에서는 타이어의 힘을 슬립율과 슬립각으로 표현하는 Dugoff[15]에 의해 제안된 모델을 이용하였으며 식(9)과 같이 표현된다.

$$F_x = \frac{C_i \cdot \lambda}{1 - \lambda} f(s)$$

$$F_y = \frac{C_e \cdot \tan \alpha}{1 - \lambda} f(s)$$

$$f(s) = \begin{cases} S(2-S) & \text{if } S < 1 \\ 1 & \text{if } S > 1 \end{cases}$$

$$S = \frac{\mu_0 W \times (1 - \epsilon_r V_t \sqrt{\lambda^2 + \tan^2 \alpha})(1 - \lambda)}{2\sqrt{C_i^2 \lambda^2 + C_a^2 \tan^2 \alpha}} \quad (9)$$

여기서 S는 슬립각과 슬립율을 고려한 타이어의 전체적인 슬라이딩을 의미하는 무차원 계수이며,  $\mu_0$ 는 타이어와 노면간의 마찰 계수이다.  $\epsilon_r$ 은 스피드의 영향을 표현해 주는 노면의 점착 감소 계수,  $C_i$ 는 타이어의 직진강성계수,  $C_a$ 는 타이어의 코너링 강성계수,  $\lambda$ 는 슬립율을 의미한다.  $V_t$ 는 타이어 속도, W는 바퀴가 받는 수직하중,  $\alpha$ 는 각 타이어에서 발생하는 미끄럼각이다..

### 3. VDC 제어 알고리즘 구성

#### 3.1 제어모델의 설정

차량의 거동을 나타내기 위한 기본적인 상태 변수값으로 먼저 차량의 요율(Yaw rate)을 설정할 수 있다. 일반적으로 마찰계수가 차량에 어느 정도의 선회력을 타이어에 발생시킬 수 있는 경우에는 조향 입력값에 대응하는 차량 요율을 차량에 발생되도록 함으로써 차량의 궤도 이탈을 방지할 수 있으나 눈길과 같이 마찰 계수가 현저히 낮은 노면의 경우에는 횡미끄럼각(Side slip angle)을 일정 범위에 있도록 유지하여 궤도 이탈을 방지할 수 있다. 이에 따라 차량의 거동을 안정적으로 제어하기 위한 제어 변수값으로 요율과 횡미끄럼각을 설정하였다.

### 3.2 제어 알고리즘

본 연구에서는 VDC 시스템의 구현을 위한 물리적 개념을 제시하고, 향후 유사한 VDC 시스템 연구의 토대를 마련한, A.V. Zanten과 R. Erhardt의 연구내용[6]을 바탕으로 제어 알고리즘을 구성하였다. 즉, 운전자의 차량 입력값(Steering wheel angle, Accelerator position, Brake pressure)으로부터 운전자가 원하는 차량 거동을 파악하고 이를 차량 운동으로 구현하기 위해 차량의 요율(Yaw rate)과 횡미끄럼각(Side slip angle)을 제어 변수로 설정하였다. 이들 제어 변수값들의 목표치를 계산하고, 알고리즘에서 이 목표값을 실제 차량이 구현할 수 있도록 슬립율(Slip ratio)에 따라 변하는 타이어의 횡력(Lateral Force)을 이용하며, 이때 고정된 슬립율값에 대해서만 제어하는 기존의 ABS와는 달리 원하는 제어 변수값(요율, 횡미끄럼각)을 구현하기 위해 다양한 범위의 슬립율값을 이용할 수 있도록 하였다.

#### 3.2.1 목표 요율(Yaw rate)의 설정

먼저 운전이 능숙하지 못한 일반적인 운전자의 조향 입력각에 따른 요우잉 운동을 선행적으로 구현하기 위해 1차 목표 요율값을 식(10)과 같이 구할 수 있다.

$$\psi_{Nom} = \frac{V_x \cdot \delta}{(lf + lr) \cdot \left(1 + \frac{V_x^2}{V_{ch}^2}\right)} \quad (10)$$

여기서,  $V_{ch}$ 는 차량 특성속도(Charateristic velocity of vehicle),  $\delta$ 는 조향 입력각(Steering angle of wheel),  $V_x$ 는 종방향 차량 속도(Longitudinal velocity of vehicle),  $(lf + lr)$ 은 휠 베이스(Wheelbase)를 나타낸다.

또한, 눈길과 같이 도로 노면의 마찰계수 값이 현저히 낮은 노면의 경우에는 요율만으로는 제도이탈을 조정할 수 없기 때문에 더

이상의 차량 이탈을 방지하기 위해 횡미끄럼각을 일정 범위 내에 있도록 유지하여야 한다. 이를 위해 횡방향 운동이 우세한 경우 종가속도나 횡미끄럼각 등을 무시하고 횡미끄럼각속도( $\dot{\beta}$ )는 식(11)과 같이 나타낼 수 있으며, 이 식을 이용하여 더 이상 횡미끄럼각( $\beta$ )이 증가하지 않도록 하는 2차 목표 요율을 식(12)와 같이 구할 수 있다.

$$\dot{\beta} = \frac{\dot{y}}{V_v} - \dot{\psi} \quad (11)$$

$$\dot{\psi}_{No2} = -\frac{\dot{y}}{V_v} \quad (12)$$

여기서,  $\dot{\beta}$ 는 횡미끄럼각속도(Side slip-angle velocity),  $\dot{y}$ 는 횡가속도(Lateral acceleration),  $V_v$ 는 차체속도(Vehicle velocity)를 나타낸다.

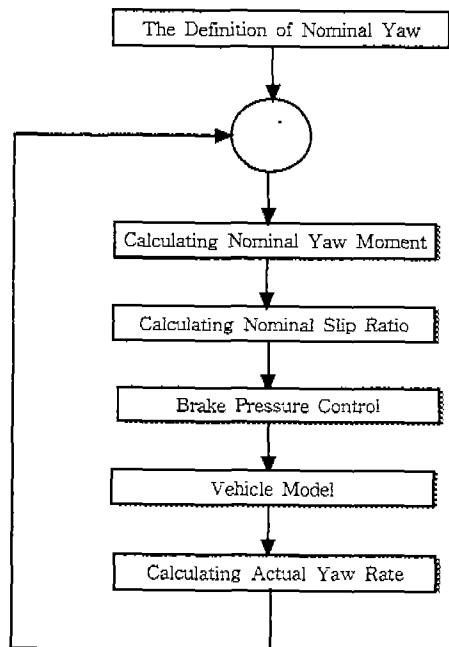


Fig. 5 The flow chart of control algorithm

또한, 과도한 조향이나 고속에서의 조향시

에는 1, 2차 목표 요율이 실제적으로는 구현 불가능한 값으로 계산될 수 있으므로, 조정 안정성을 유지하면서 현재 도로 노면의 마찰 계수에서 구현이 가능한 최대 요율값을 식 (13)와 같이 구하고 목표 요율값이 최대값을 넘지 않도록 제한하였다.

$$\dot{\psi}_{\max} = \frac{\mu \cdot g}{V_x} \quad (13)$$

여기서,  $\mu$ 는 마찰계수(Coefficient of friction),  $g$ 는 중력가속도(Acceleration of gravity)를 나타낸다.

이와 같은 3단계의 계산과정을 통하여 최종적으로 구현하여야 될 목표 요율값을 설정할 수 있다.

### 3.2.2 목표 슬립율(Nominal slip ratio)의 설정

앞에서 최종적으로 설정된 목표 요율값과 실제 차량 모델에서 계산된 요율값과의 차를 이용하여 요구되는 요우 모멘트의 변동값을 식(14)과 같이 구할 수 있다. 이때 슬립율에 따른 요우 모멘트 변동값을 식(15)과 같이 나타낼 수 있고 식(16)를 이용하여 목표 요율의 구현을 위한 슬립율값을 식(17)과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} dM_{rw} &= I \cdot d\ddot{\psi} = I \cdot \frac{d\dot{\psi}}{dt} \\ &= I \cdot \frac{(\dot{\psi}_{No} - \dot{\psi}_{actual})}{dt} \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \frac{dM_{rw}}{d\lambda} &= - \left( \frac{dF_{x1}}{d\lambda} + d \frac{F_{y1}}{d\lambda} \delta \right) \cdot a \\ &+ \left( \frac{dF_{y1}}{d\lambda} - d \frac{F_{x1}}{d\lambda} \delta \right) \cdot l_f \end{aligned} \quad (15)$$

$$d\lambda = \frac{I \cdot \frac{d\dot{\psi}}{dt}}{\frac{dM_{rw}}{d\lambda}} \quad (16)$$

목표 요율 구현을 위한 슬립율값  $\lambda^*$ 은,

$$\lambda^* = \lambda_o + d\lambda \quad (17)$$

여기서,  $\dot{\psi}_{No}$ 는 식(10)~(13)에서 구한 운전자가 원하는 1, 2차 목표 요율값과 최대 요율값 중에서, 가장 낮은 값을 나타내고,  $\dot{\psi}_{actual}$ 은 식(6)의 요우잉 가속도를 이용해서 구한 차량의 실제 요율값을 각각 나타낸다.  $F_{x1}$ 은 좌측전륜의 종방향 타이어힘,  $F_{y1}$ 은 좌측전륜의 횡방향 타이어힘,  $a$ 는 휠베이스/2,  $d$ 는 좌우 차륜거리의 1/2,  $l_f$ 는 무게중심에서 앞차축까지의 거리,  $\delta$ 는 조향 입력각,  $d\lambda$ 는 슬립율 변화량,  $I$ 는 차량 수직축 관성 모멘트,  $dM_{rw}$ 는 요우 모멘트 변화량을 각각 표시한다.

이와 같이 계산된 목표 슬립율값을 이용하여 요구되는 차륜의 속도를 구할 수 있고 차륜 속도에 따라 브레이크 압력을 증·감압 시킴으로써, 노면과 차륜사이에 작용하는 종·횡 방향힘이 변화하며 최종적으로 차량의 실제 요율값이 설정된 목표 요율값을 추종하도록 하였다.

### 3.3 VDC 제어모델 구성

VDC 제어 모델은 두 가지 제어 블록으로 구성된다. 첫 번째 제어 블록에서는 제어 알고리즘에 따라 목표 요율을 설정하고 이 값을 실제 요율과 비교하여 목표 요율을 추종하기 위해 요구되는 요우 모멘트를 결정한다. 다음으로는 구해진 요우 모멘트값에 따라 슬립각과 슬립율 변화량의 관계식으로 표현되는 타이어 종·횡방향 변화량을 이용해 식(16)에서와 같이 요구 슬립율 변화량( $\Delta\lambda$ )

을 구하게되며 이 값을 초기 슬립율에 더함으로써 식(17)과 같이 목표 슬립율을 구할 수 있다.

여기서, 타이어 중·횡방향 변화량을 슬립각과 슬립율 변화량의 관계식으로 나타내기 위해 실제 차량 해석에서 사용된 타이어 모델의 데이터를 기준으로 Polynomial Interpolation을 이용하였고 이 과정에서 타이어에 작용하는 수직하중과 차체속도의 기준값에 대한 변화량은 무시하였다.

두 번째 제어 블록에서는 위에서 결정된 목표 슬립율값과 실제 차량의 슬립율값과의 차이에 따라 브레이크 압력을 증·감압시켜 차량의 슬립율을 제어하게 되며 최종적으로 차량의 변화된 슬립율값에 따라 차량의 거동이 목표값을 추종하도록 하였다.

#### 4. 시뮬레이션

해석에 사용된 차량의 제원은 Table.1에 표시하였으며  $y_r$ 과  $y_a$ 는 앞서 서술한  $\psi_{No}$ ,  $\psi_{actual}$ 을 각각 그래프에 표기한 것이다. 해석은 크게 두 가지 조향 스케줄에 대해 수행하였다.

첫번째 시뮬레이션에서는 제동중 선회(J-turn)시 일정 마찰계수를 가지는 단일 노면 조건에서 동일한 초기 속도를 갖는 일반 차량, ABS 장착 차량, VDC 장착 차량 각각의 거동 특성(이동 제적, 효율, 차체속도, 횡가속도등)을 비교·분석하였고, 두 번째 시뮬레이션에서는 제동중 차선변경(Lane change)시 VDC 장착 차량의 제동 및 선회성능을 ABS 장착 차량과 비교·분석하였고, ABS 차량의 경우 본 해석에서는 목표 슬립율을 기준으로 제동압을 증·감압시켜 차량의 슬립율을 제어하였다.

VDC 차량의 경우제동시 설정된 목표 효율과 실제 효율의 차이에 따라 각 차륜의 슬립

Table 1 Vehicle parameters

Vehicle Mass	1298kg
Vehicle Moment of Inertia	1627kgm <sup>2</sup>
Vehicle Height (Ground to C.G.)	0.533m
Wheel Base	2.454m
Wheel Radius	0.305m
Wheel Moment of Inertia	2.23kgm <sup>2</sup>

율을 결정하고 차량의 속도를 계산하여 독립적으로 각 차륜에 작용되는 브레이크 압력을 증·감압 시킨다. 이때 차량의 슬립율값이 달라짐에 따라 타이어와 노면사이의 힘도 변화하며 이 변화된 힘들에 의해 실제 차량에 작용되는 효율은 목표 효율을 추종하게 된다.

#### 4.1 제동중 선회(J-turn)시 차량동특성

제동중 선회시 차량동특성 해석은 마찰계수  $\mu=0.1$ 의 단일노면조건에 대해, 제동초기 속도를  $V_0=12.5\text{m/s}(\approx 45\text{km/h})$ 로 설정한 후 CBS 장착 차량, ABS 장착 차량, VDC 장착 차량의 제동중 선회(J-turn) 거동특성을 시뮬레이션하였다.

Fig.6에서 CBS 장착 차량의 경우, 급제동 후 모든 차륜이 교착(locking)되어 미끄러지면서 조향각과는 상관없이 반대방향으로 궤도 이탈하며 조향성을 완전히 상실한 채 제동이 진행됨을 알 수 있었다.

ABS 장착 차량의 경우, 조향 안정성을 위해 어느 정도의 횡력이 발생되도록 차량의 슬립율을 일정하게 유지함으로써 조향각에 따라 차량이 선회(J-turn) 하지만 운전자가 원하는 목표 효율보다 낮음을 Fig.7에서 알 수



있다.

VDC 장착차량은 조향각에 따른 운전자의 요구에 능동적으로 목표 요율값을 추종하며 ABS장착 차량에 비해 높은 횡력을 받아 조향 안정성을 유지하면서 제동·선회함을 Fig.8에서 확인할 수 있다. 조향초기에 나타나는 목표 요율과 실제 요율의 큰 차이를 줄이기 위해 슬립율이 급격하게 감소하게되고 이에 타이어 횡력이 증가되어 실제 요율이

상승하게 되며 과도상태를 거쳐 정상상태 (Steady state)에서는 목표 요율을 잘 추종하였다.

VDC 장착차량은 조향각에 따른 운전자의 요구에 능동적으로 목표 요율값을 추종하며 ABS장착 차량에 비해 높은 횡력을 받아 조향 안정성을 유지하면서 제동·선회함을 Fig.9에서 확인할 수 있다. 조향초기에 나타나는 목표 요율과 실제 요율의 큰 차이를 줄

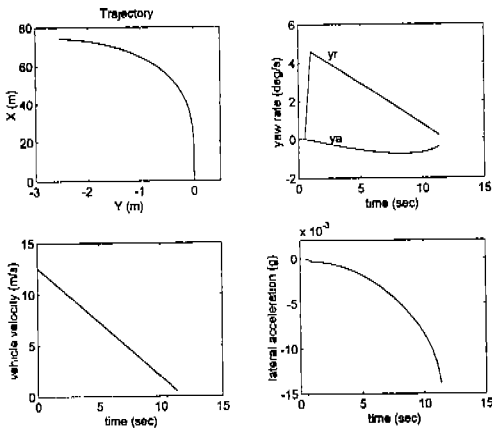


Fig. 6 The braking performance of CBS vehicle during J-turn ( $\mu=0.1$ ,  $V_0=12.5$  m/s, full braking)

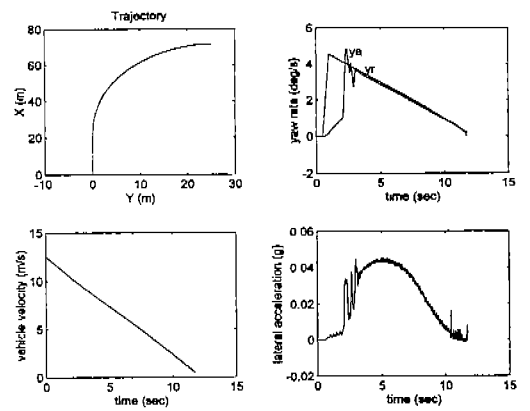


Fig. 8 The braking performance of VDC vehicle during J-turn ( $\mu=0.1$ ,  $V_0=12.5$  m/s, full braking)

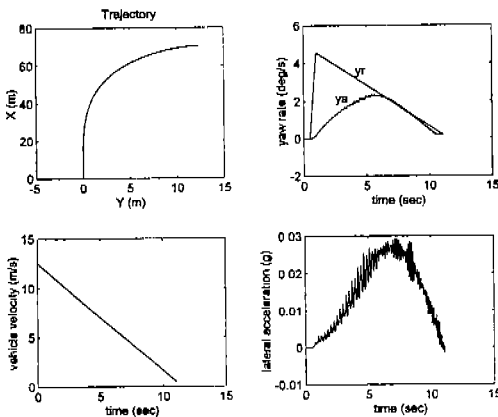


Fig. 7 The braking performance of ABS vehicle during J-turn ( $\mu=0.1$ ,  $V_0=12.5$  m/s, full braking)

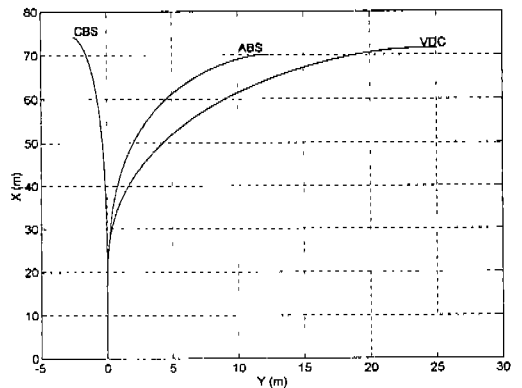


Fig. 9 The vehicle trajectory during J-turn ( $\mu=0.1$ ,  $V_0=12.5$  m/s, full braking)

이기 위해 슬립율이 급격하게 감소하게되고 이에 타이어 횡력이 증가되어 정상상태에서는 목표 요율을 잘 추종하게됨을 알 수 있다.

#### 4.1 차선변경(Lane change)시 차량동특성

제동중 차선변경(Lane change)시 차량동특성 해석은 마찰계수  $\mu=0.2$ 인 단일노면조건에 대해 초기제동속도  $V_0=22\text{m/s}(\approx 80\text{km/h})$ 에서 제동중 차선변경시 ABS 장착 차량, VDC 장착 차량의 거동특성을 시뮬레이션 하였다.

VDC 장착 차량은 선회(J-turn)시 운전자의 조향의도대로 능동적으로 요율이 발생되어 안정적으로 차선변경이 이루어짐을 Fig.10에서 알 수 있지만, ABS 장착 차량은 조향 초기 과도하게 발생한 요율을 받고 후륜이 전륜보다 늦게 횡력이 발생됨으로써 조향각도에 상관없이 계속 같은 방향(시계방향)으로 회전하며 궤도를 이탈하여 차선변경을 할 수 없음을 Fig.11, Fig.12에서 보여주고 있다.

#### 5. 결론

본 연구에서는 8자유도 수학적 차량 모델을 구성하였고 기존 VDC 시스템의 기본적인

제어 알고리즘을 연구하였으며 이를 토대로 VDC제어모델을 구성하였다. 또한 구성된 제어 모델을 수학적 차량 모델에 추가·적용하여 ABS를 기반으로한 VDC 시스템의 제어기법이 차량의 동적 거동에 어떠한 영향을 미치는지를 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 분석하였다. VDC 장착차량의 제동중 선회(J-turn)주행과 차선변경(Lane change)시 차량 동특성 해석을 수행하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

마찰계수가 현저히 낮은 노면조건에서도

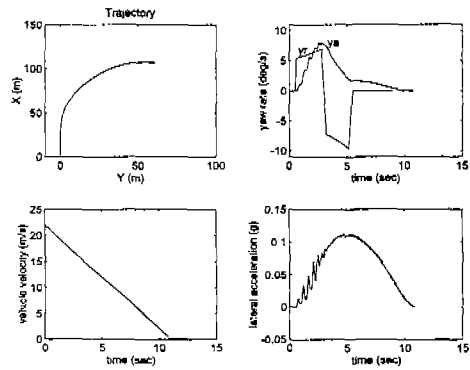


Fig. 11 The braking performance of ABS vehicle during lane change ( $\mu=0.2, V_0=22\text{ m/s}$ )

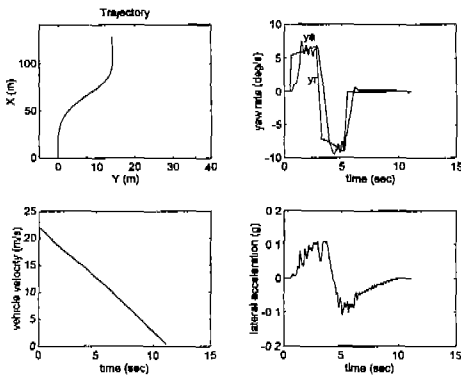


Fig. 10 The braking performance of VDC vehicle during lane change ( $\mu=0.2, V_0=22\text{ m/s}$ )

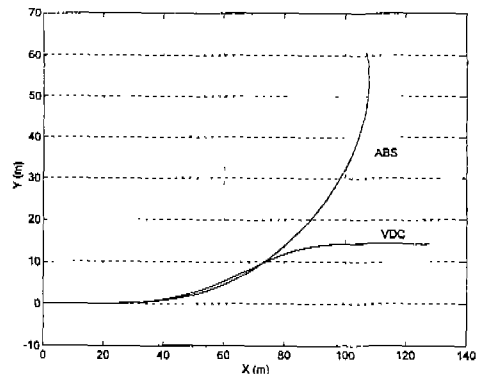


Fig. 12 The vehicle trajectory during lane change ( $\mu=0.2, V_0=22\text{ m/s}$ )

ABS를 기반으로한 VDC 시스템은 운전자의 조향 입력각에 대해 능동적으로 브레이크 압력을 형성하여 차륜의 슬립율을 제어함으로써 초기 제동속도에 관계없이 조향 안정성을 유지하면서 제동·선회할 수 있음을 알았고, 이는 VDC 장착차량이 더 큰 요율을 받음을 알 수 있고 이는 횡력이 증가하여 안정한 상태로 선회할 수 있음을 입증하는 것이다. 또한 충분히 높은 요율을 받더라도 조향 입력각에 따른 요율을 발생시킬 수 있다면 차량은 운전자의 조향에 의해 주행 안정성을 유지하면서 이동궤도를 이탈하지 않음을 알았다.

향후 제동뿐만 아니라, 정속주행과 가속주행에서도 VDC 제어기법이 차량의 동적거동에 어떠한 영향을 미치는지 알아보고 이러한 연구결과를 토대로 최적의 VDC 제어기법을 개발할 수 있을 것으로 기대된다.

## 후 기

본 논문은 한국과학재단 산하 성균관대학교 산업설비 안전성평가 연구센터의 연구비 지원으로 이루어진 것으로서, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다

## 참 고 문 헌

1. M.L. Edwards, S. Malone, "Driver Crash Avoidance Behavior", National highway Traffic Safety Administration, Final Report, DOT HS 807 112, 1987.
2. 한창수, 장진희, 김상현, "후륜 조향 동역학 모델 및 제어 로직 개발", 한국자동차공학회 추계학술대회 Vol.2, pp. 508~517, 1996.
3. 강주석, 윤중락, 외 2인, "선회중 제동을 고려한 차량의 동특성 연구", 한국자동차공학회논문집, pp. 109~118, 1995.
4. S. Matsumoto, H. Yamaguchi, "Improvement of Vehicle Dynamics Through Braking Force Distribution Control", In "ABS-TCS-VDC Where will the technology lead us?", SAE PT-57, pp. 481~489, 1996.
5. V. Alberti, E. Babbel, "Improved Driving Stability by Active Braking of the Individual wheels", AVEC'96 Vol.2, pp. 717~732, 1996.
6. A.V. Zanten, R. Erhardt, "The Vehicle Dynamics Control System of Bosch", In "ABS-TCS-VDC Where will the technology lead us?", SAE PT-57, pp. 497~514, 1996.
7. J. Y. Wong, "Theory of Ground Vehicles", John Wiley & Sons, pp.21~34, 1979.
8. Rudolf Limpert, "Brake Design and Safety", society of Automotive Engineers, pp. 361~381, 1992.
9. 이신원, 안태환, 최연철, "차량 능동형 사시시스템의 통합제어로직 설계", 한국자동차공학회 추계학술대회 Vol.2, pp. 253~268, 1996.
10. A. V. Zanten, A. I. Krauter, "Optimal Control of the Tractor-Semitrailer Truck", Vehicle System Dynamics, pp.203~231, 1978.
11. J. Eric Bowman, E. H. Law, "A Feasibility Study of an Automotive Slip Control Braking System", SAE-Paper 930762, 1993.
12. Anton T. van Zanten, Rainer Erhardt, Georg Pfaff, "Control of Vehicle Dynamics", Automotive Engineering, pp. 87~93, May 1995.
13. J. R. Ellis, "Vehicle Handling Dynamics", MEP, pp. 20~22, 1993.
14. Shibahata Y., Shimada K., Tomari T., "Improvement of Vehicle Maneuverability

- by Direct Yaw Moment Control", Vehicle System Dynamics, pp. 465~481, 1993.
15. H.Dugoff, P.S.Fancher, L.Segel, "An Analysis of Tire Traction Properties and Their Influence on Vehicle Dynamic Performance", SAE Transactions, 79 : 341~366, 1970, SAE-Paper 700377, 1970.
  16. R. Wade Allen, Teodore J. Rosenthal, Henry T. Szostak, "Steady State and Transient Analysis of Ground Vehicle Handling", SAE-Paper 870495, 1987.
  17. 박종현, 김찬영, "선회시 차량의 주행 안정성을 위한 최적의 구동차륜 슬립제어", 한국자동차공학회논문집, vol.5, pp. 190~198, 1997.
  18. Egbert Bakker, Hans B. Pacejka, Lars Lidner, "A New Tire Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies", SAE-Paper 890087, 1989.
  19. Thomas D. Gillespie, "Fundamentals of Vehicle Dynamics", SAE, 1992.