

브레이크 슬립 제어에 기초한 차량 능동 요모멘트 제어 알고리즘의 개발

Development of Active Yaw Moment Control Algorithm Based on Brake Slip Control

윤원영(고려대학교 기계공학과 대학원) · 송재복(고려대학교 기계공학과)
Weon-young Youn and Jae-Bok Song

Key Words : Yaw Moment Control, VDC(Vehicle Dynamics Control), Yaw velocity, Brake Slip Control.

Abstract

Yaw moment control algorithm for improving stability of a vehicle in cornering is presented in this paper. A change of the yaw moment according to an increment in the brake slip at each wheel is examined and reflected in the control algorithm. This control algorithm computes the target yaw velocity as the vehicle motion desired by the driver for directional stability control in cornering and it makes the actual yaw velocity follow the target one. The yaw moment control was achieved by brake slip control and simple brake slip control logic was introduced in this paper.

1. 서론

운전자들의 차량 안전 시스템에 대한 관심이 높아짐에 따라서 에어백과 같은 수동 안전 시스템은 이미 많은 차량의 기본 장착 부품이 되고 있으며, 근래에는 차량 능동 안전 시스템에까지 그 관심이 확대되고 있다. 대표적인 능동 안전 시스템으로 제동시 차륜의 잠김(lock-up) 방지하여 차량의 안정성을 향상시키는 ABS(Anti-lock braking system)나 급발진이나 가속시에 과도한 슬립을 방지하여 가속 성능과 조종 안정성을 향상시키는 TCS(Traction control system)는 고급 차량을 위주로 점차 그 장착률이 확대되고 있는 추세이다. 최근에는 ABS와 TCS를 포함한 보다 광범위한 차량 능동 안전 시스템으로 VDC(Vehicle dynamics control)라는 시스템이 개발되어 상용화되기에 이르렀다. VDC는 그 단어의 의미대로 차량의 동적 특성을 제어하여 운전자의 조종 의지에 벗어나는 차량의 비정상적인 거동을 미연에 방지하고, 안정성을 확보하는 시스템이다. VDC 시스템은 Bosch사에서 최초로 개발하였으며, Toyota사는 VSC(Vehicle stability control) 시스템, Mitsubishi사는 AYC(Active yaw control)와 ASC(Active stability control) 시스템, Honda사는 DYC(Direct yaw control)와 VSA(Vehicle stability assist) 시스템, Delphi사는 Traxxar 시스템 등으로 명명하여 각각 연구 중이거나 이러한 시스템을 장착한 차량을 출시하고 있다.

이와 같은 VDC 시스템에 대한 연구로 Van Zanten 등은 운전자의 조향각과 액셀레이터, 브레이크

페달의 위치로부터 운전자가 의도하는 차량의 운동을 산정하고, 이를 추종하도록 차량의 엔진 토크와 브레이크 슬립 압력을 조정하였다⁽¹⁾. Koibuchi 등은 차량의 슬립에 따른 슬립각과 슬립 각속도를 이용하여 차량의 안정성을 해석하고, 각 차륜에서의 제동력이나 슬립율과 요모멘트의 변화량과의 관계를 밝히고, 브레이크 제어를 통하여 차량의 선회 안정성을 향상시켰다⁽²⁾⁽³⁾. 또한, 송등은 목표 요속도와 실제 요속도의 오차를 이용하여 차량의 스핀 현상을 판단하고, 이를 엔진 제어와 브레이크 제어 맵을 이용한 제동력 제어를 통하여 스핀 현상을 제거하는 알고리즘을 제안하였다⁽⁴⁾.

본 연구에서는 각 차륜에서의 제동에 의한 슬립률의 증가와 요모멘트 변화의 관계를 시뮬레이션을 통하여 고찰하고, 이를 반영한 차량의 선회 안정성 향상을 위한 능동 요모멘트 제어 알고리즘을 제안한다. 능동 요모멘트 제어 알고리즘은 크게 요모멘트 제어 판단부와 브레이크 제어부로 구성하였다. 제어 판단부에서는 차량의 비정상적인 거동을 목표 요속도와 차량의 실제 요속도 사이의 오차를 통해 감지하여 제어의 수행 여부를 판단한다. 제어의 수행이 결정되면 요속도의 오차로부터 PD 제어를 통하여 차량의 안정화에 필요한 보상 요모멘트를 산정하고, 각 차륜에서의 브레이크 슬립 제어를 통하여 차량의 안정된 선회에 필요한 요모멘트를 브레이크 제어부에서 제공하게 된다. 이러한 차량 능동 제어는 차량의 비정상적인 거동을 미연에 방지하고, 운전자의 조종 부담을 차량 능동 제어 시스템이 분담함으로써,

운전자의 일반적인 조종 능력만으로도 풍부한 운전 경험을 가진 운전자보다 위험한 상황에 더 능숙하게 대처하도록 도와준다.

본 논문의 2장에서는 차량 능동 제어의 시뮬레이션에 필요한 차량 동역학 모델, 엔진 및 파워트레인 모델, 브레이크 모델, 자전거 모델을 이용한 목표 요속도의 산정에 대하여 설명하고, 3장에서는 제어 알고리즘을 차량의 이상 거동을 감지하는 제어 판단부와 브레이크 제어를 통하여 보상 요모멘트를 생성하는 브레이크 제어부로 나누어 설명한다. 4장에서는 차량 시뮬레이션의 결과를 도시하고, 이를 통하여 3장에서 제시한 알고리즘의 유용성에 대하여 고찰하기로 하고, 5장에서는 본 연구의 결과를 도출하기로 한다.

2. 시스템 모델링

본 연구는 시뮬레이션에 기초하여 연구를 수행하므로, 이를 위해서 각 차량 요소들의 특성에 근거하여 차량의 수학적 모델을 수립하는 것이 중요하다.

2.1 차량 동역학 모델

본 논문에서는 Fig. 1에서와 같이 차량의 무게 중심에서의 종방향, 횡방향, 요운동, 그리고 각 차륜에서의 회전을 고려한 7자유도 차량 모델로 구성하였다. 이와 같은 차량 동역학 모델에 기초하여 유도된 7자유도의 차량 모델 방정식은 다음과 같다⁽⁵⁾.

$$\text{종방향 운동: } m_v(\dot{v}_x - v_y\Omega_z) = \sum F_x \quad (1)$$

$$\text{횡방향 운동: } m_v(\dot{v}_y + v_x\Omega_z) = \sum F_y \quad (2)$$

$$\text{요 운동: } I_z\dot{\Omega}_z = \sum M_z \quad (3)$$

차륜 동역학:

$$I_w\dot{\omega}_i = T_w - F_{xi}r_w - T_{bi} \quad (i=1,2,3,4) \quad (4)$$

여기서, m_v 는 차량의 질량, v_x, v_y, Ω_z 는 무게 중심에서 종방향 속도, 횡방향 속도 및 요속도, I_z 는 차량의 관성 모멘트, $\sum F_x, \sum F_y, \sum M_z$ 는 무게 중심에서의 종방향 합력, 횡방향 합력 및 요모멘트의 합을 각각 나타낸다. 또한, $I_w, T_w, \omega_w, r_w, T_b$ 는 각각 구동륜의 관성 모멘트, 엔진으로부터 구동륜에 전달되는 구동 토크, 구동륜의 각속도, 타이어의 반경과 제동 토크를 각각 나타내며, 첨자 i 는 Fig. 1에서와 같이 각 차륜을 나타낸다.

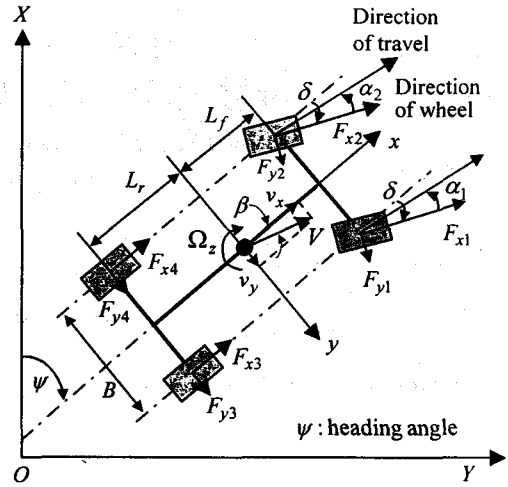


Fig. 1 Vehicle dynamics model.

차륜 슬립각과 차량 슬립각은 각각 차륜과 차량의 종방향(longitudinal direction)과 각각의 실제 운동 방향(direction of travel) 사이의 각도로서 다음과 같이 정의된다.

$$\alpha_i = \tan^{-1}\left(\frac{v_{wyi}}{v_{wxi}}\right) - \delta_i \quad (i=1,2,3,4) \quad (5)$$

$$\beta = v_y/v_x \quad (6)$$

차량의 가속 및 감속은 타이어와 노면 사이의 접지면에서 발생하는 구동력과 제동력에 의하여 생성된다. 따라서, 차량의 동역학적 모델을 이용한 시뮬레이션으로 차량의 거동을 해석하는 데 있어서 적절한 타이어 모델의 수립은 매우 중요하다. 본 연구의 시뮬레이션에서는 비선형 모델인 Dugoff 타이어 모델을 사용하였다.⁽⁶⁾

2.2 파워트레인 및 브레이크 모델

본 연구에서 사용된 엔진의 정적 및 동적 모델은 동력계를 사용한 실험에 의해서 수립되었다. 엔진의 회전 속도와 엔진의 출력 토크 간의 관계를 나타내는 엔진 성능 곡선을 넓은 운전 범위에 걸쳐서 구하여 이를 정적 모델로 사용하였다. 엔진의 동적 모델은 스프링 개도의 스텝 변화에 따른 엔진 토크의 응답을 고찰함으로써 얻어졌다. 스프링 개도(θ)를 입력으로, 엔진 토크(T_e)를 출력으로 선택하여 전달 지연(τ_d)을 갖는 1차 시스템으로 근사화하면 다음과 같이 모델링할 수 있다⁽⁷⁾.

$$\frac{T_w(s)}{\theta(s)} = \rho \cdot \frac{T_e(s)}{\theta(s)} = \rho \cdot \frac{K_e}{1+\tau s} \cdot e^{-\tau_d s} \quad (7)$$

본 연구에서 사용한 브레이크 모델은 브레이크 시스템의 동특성 실험을 수행하고, 이를 해석하여 수립된 것이다. 차량의 브레이크 시스템을 모사한 실험 장치를 구성하고, 이를 이용하여 모뮬레이터와 브레이크 시스템의 관로의 주파수 응답 실험을 수행하고, 선정된 슬레노이드 밸브의 작동 주파수에서의 변조율에 따른 브레이크 압력 형성 특성을 구함으로써 모델을 수립하였다⁽⁸⁾. 따라서, 시뮬레이션에 사용된 브레이크 시스템은 브레이크 압력 모드와 브레이크 압력의 증압/감압 시간을 입력으로 하고, 브레이크 압력을 출력으로 한다.

2.3 목표 요속도의 선정

차량이 운전자의 조종 의지에 따라 원하는 궤적을 추종하도록 하는 선회 제어를 위해서는 운전자의 조종 의지를 반영하는 제어 기준을 수립하여야 한다. 이 기준을 통하여 차량의 이상 거동을 예측하고, 차량의 제어를 통하여 제어 기준을 추종하도록 한다. 본 절에서는 차량 선회시의 동역학 식으로부터 이러한 제어 기준을 수립한다.

차량의 선회 시의 조향각(δ), 선회 반경(R), 차량의 종속도(v_x) 간의 관계는 다음과 같다.⁽⁵⁾⁽⁹⁾

$$\delta = \frac{L}{R} + K_{us} a_y = \frac{L}{R} + K_{us} \frac{v_x^2}{gR} \quad (8)$$

이 때, L 은 차량의 축거, K_{us} 는 언더스티어 계수, g 는 중력 가속도를 각각 나타낸다. 또한, 차량의 정상 상태 선회시의 차량의 종속도, 요속도(Ω_z), 선회 반경 사이에는 $V_x = R \Omega_z$ 관계가 성립하므로, 식 (8)로부터 요속도를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Omega_z = \frac{v_x \delta}{L + K_{us} (v_x^2 / g)} \quad (9)$$

따라서, 차량 선회시의 운전자의 조종 의지를 식 (9)와 같이 조향각과 차량의 종속도 등을 이용하여 운전자가 원하는 요속도로 산정한다. 산정된 요속도는 제어의 수행 여부를 결정과 차량 안정성 제어를 위한 목표 요속도로 사용된다.

3. 제어 알고리즘

위급한 상황에 대한 풍부한 운전 경험을 가진 운전자는 차량의 이상 거동에 대하여 능숙하게 대처할 수 있으나, 일반적인 운전 경험만을 가진 일반 운전자들은 미처 위험한 상황에 대처하지 못하거나, 오히려 과도한 조향이나 급격한 브레이크와 같은 잘못된 조종으로 차량을 더욱 위험한

상황에 빠지게 한다. 따라서, 일반 운전자에게 결여된 위험 상황에 대한 대처 능력을 차량의 제어 알고리즘이 대신함으로써, 능숙한 운전자의 차량 운전과 같은 안정된 차량의 거동을 도와야 한다. 이 장에서는 차량의 선회 안정성에 대하여 살펴보고, 브레이크 슬립에 따른 요모멘트의 변화를 고찰한 후, 브레이크를 통한 요모멘트 제어 알고리즘을 설명한다.

3.1 선회 안정성의 판단

본 연구에서 제안하는 요 모멘트 제어를 수행하기 위해서, 우선 차량의 선회 안정성을 판단하여 제어가 필요한지의 여부를 결정하여야 한다. 본 절에서는 목표 요속도와 실제 요속도의 오차를 이용한 선회 안정성의 판별을 설명하기로 한다.

운전자의 의지에 의해서 지정된 경로를 차량이 충실하게 추종하는지의 여부를 판단하기 위해서, 차량 거동을 나타내는 파라미터로 차량의 요속도를 채택하였다. 운전자가 원하는 차량 거동을 나타내는 해석적인 요속도는 식 (9)와 같이 운전자의 입력(조향, 가속 및 제동)으로부터 구할 수 있으며, 실제 차량의 거동을 나타내는 실제 요속도는 요속도 센서를 사용하여 측정할 수 있다. 따라서 차량의 이상 거동의 판단은 기준 요속도(Ω_{zr})와 실제 요속도(Ω_z) 간의 오차 및 오차의 변화율에 근거한다. 이를 종합하여 다음과 같은 조건을 설정하였다.

$$|C_1 \cdot e_\Omega + C_2 \cdot \dot{e}_\Omega| < SF1, \text{ where } e_\Omega = \Omega_{zr} - \Omega_z \quad (10)$$

여기서, C_1 과 C_2 는 각각 요속도 오차와 요속도 오차의 변화율에 대한 가중치를 나타내며, SF1은 제어의 수행 여부를 판단하는 상수이다. 이 때, 오차의 변화율을 사용하는 것은 실제 요속도가 기준 요속도를 벗어나려는 경향을 미리 파악할 수 있기 때문이다. 한편, 상수 SF1의 값이 너무 크면 차량이 의도하는 궤적에서 많이 벗어났을 때 제어를 수행하게 되므로 큰 오차를 극복하기 위하여 더 많은 제동력이 필요하게 된다. 더구나 미끄러운 노면에서의 차량의 경우에는 과도한 제동력으로 인하여 안정성을 상실하게 된다. 따라서, 노면의 상태(마찰 계수), 차량의 속도 등에 따라서 적절히 값을 조정한다.

3.2 브레이크 슬립과 요모멘트의 변화

Fig. 2는 각 차륜에서의 브레이크 제어를 통하여 생성되는 요모멘트의 변화량을 나타낸다. 즉, 일정하게 선회하는 차량의 각 차륜에 독립적으로 제동력을 가하여 각 차륜의 브레이크 슬립 증가

에 따른 차량의 요모멘트의 변화량을 나타낸다. 선회에 의한 요모멘트의 변화량과 브레이크에 의한 요모멘트의 변화량, 그리고 두 합력을 구분하여 도시하였다.

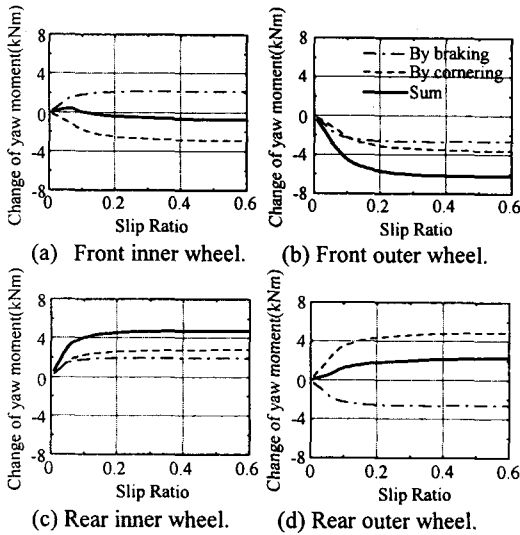


Fig. 2 Yaw moment generated by braking.

Fig. 2에서 볼 수 있듯이 양의 요모멘트 변화 (Fig. 1에서의 시계방향)는 회전 중심에 대하여 내측 후륜을 제어하는 것이 작은 슬립률의 변화로 가장 큰 요모멘트를 발생시킬 수 있다. 따라서, 일정 조향각에 대하여 차량이 기준 궤적의 외측으로 벗어나는 언더스티어 특성을 보이는 차량의 경우에는 내측 전륜을 제어함으로써 차량의 안정된 선회를 도울 수 있다. 반대로, 음의 요모멘트 변화(Fig. 1의 반시계방향)는 회전 중심에 대하여 외측 전륜에 제동력을 발생시키는 것이 가장 큰 요모멘트를 발생시킬 수 있다. 그러나 이러한 요모멘트의 변화는 일정 슬립률까지는 선형적으로 증가하다가 포화되어 더 이상 증가하지 않게 된다. 또한, 과도한 슬립에 의한 차량 슬립각의 증가는 차량의 안정성을 상실하게 하는 주 원인이 되므로 요모멘트 변화가 포화를 이루는 포화 슬립률을 정하고, 실제 슬립률이 포화 슬립률보다는 작게 유지되도록 제어를 수행한다.

3.3 브레이크 슬립 제어

Fig. 3은 본 연구에 사용되는 브레이크 방식 요모멘트 제어 알고리즘의 전체적인 순서도이다. 조건 (10)에 의하여 차량의 방향 안정성을 판단하고, 제어의 수행 여부를 결정한다. 차량이 원하는 궤적을 추종하지 못하거나 차량이 안정성을 상실하였다고 판단되면 브레이크에 기초한 요모멘트 제어부가 수행된다. 본 제어부에서는 먼저 차량의

안정화에 필요한 보상 요모멘트를 다음과 같이 결정한다.

$$\Delta M_{yaw} = K_{P1} \cdot e_{\Omega} + K_{D1} \cdot \dot{e}_{\Omega}, \text{ where } e_{\Omega} = \Omega_{zr} - \Omega_z \quad (11)$$

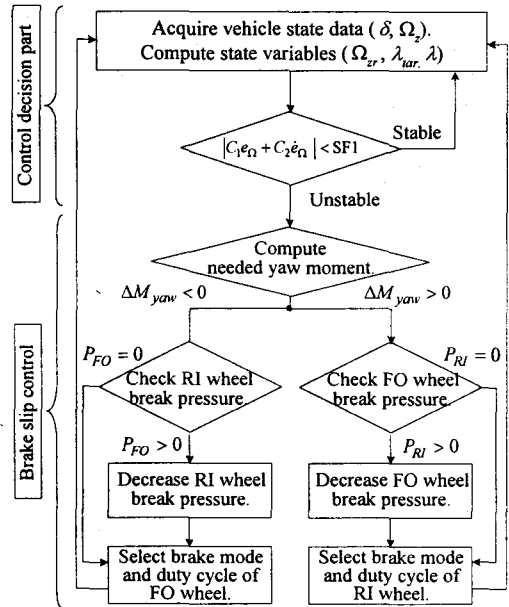


Fig. 3 Flowchart for yaw moment control scheme.

브레이크 제어는 본 논문의 3.2절의 고찰을 토대로 한다. 계산된 보상 요모멘트가 양이면 회전 중심에 대하여 내측 후륜을, 음이면 외측 전륜에 제동력을 생성하는 것을 기본으로 하여 브레이크 슬립을 발생시킨다. 이 때, Fig. 3의 요모멘트 제어부에서처럼 보상 요모멘트가 양이면 내측 전륜에서 제동이 이루어져야 하지만 만일 외측 전륜에서 브레이크 압력이 형성되어 있다면, 먼저 이 차륜에서의 브레이크 압력을 감소시킴으로써 양의 보상 요모멘트를 발생시킨다. 이는 각 차륜에서의 과도한 슬립률의 증가로 인하여 포화 슬립률에 도달하거나 단순한 브레이크 증압에 의한 브레이크 압력의 포화 현상을 방지하기 위한 것이다. 브레이크의 제어부에서는 슬립률과 요모멘트의 변화의 관계로부터 Fig. 4와 같이 브레이크 제어 모드를 결정하게 된다. 즉, 브레이크 모드를 빠른 증압, 느린 증압, 유지, 감압의 4가지로 선정하고, 내측 후륜에 대하여는 C_{M1} 을 기준으로, 외측 전륜에 대하여는 C_{M2} 를 기준으로 빠른 증압과 느린 증압을 구분하여 제어를 수행하게 된다.

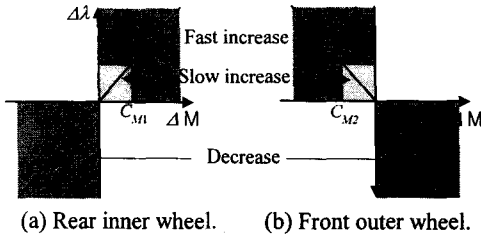


Fig. 4 Brake control strategy.

4. 시뮬레이션 및 결과

Fig. 5은 본 연구에서 수행한 시뮬레이션의 블록 선도이다. 차량 기준 모델은 운전자의 입력으로부터 운전자가 의도하는 차량의 운동을 2자유도의 자전거 모델을 이용하여 목표 요속도로 산정하는 부분이다. 산정된 목표 요속도는 제어 알고리즘에 전달된다. 제어 알고리즘 부에서 차량의 안정성 판별 및 브레이크의 제어를 위한 브레이크의 모드와 변조율을 계산한 후 차량의 동역학 모델에 전달한다. 시뮬레이션은 MATLAB을 사용하여 구성하였다.

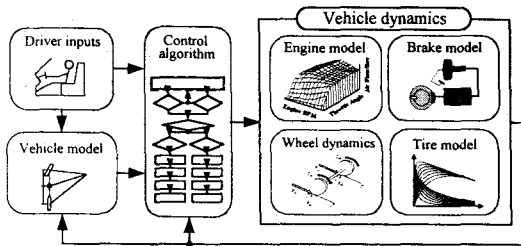


Fig. 5 Block diagram for simulation.

4.1 차선 변경 시뮬레이션

3장에서 제안된 제어 알고리즘의 검증을 위하여 차선 변경, J-turn 등 여러가지 차량 시뮬레이션이 수행되었다. 본 논문에서는 차선 변경 시뮬레이션의 결과를 토대로 제안된 제어 알고리즘의 유효성을 검토하였다.

빗길 노면에서 차속이 약 100km/hr인 차량이 전방에 나타난 장애물을 피하기 위하여 크기가 7deg이고, 주기가 0.5Hz인 조향각으로 운전자가 차선 변경을 수행하는 경우를 가정하여 시뮬레이션을 수행하였다. Fig. 6는 능동 요모멘트 제어를 수행한 경우와 제어를 수행하지 않은 경우의 시뮬레이션 결과를 함께 도시한 것이다.

Fig. 6에서 제어를 수행하지 않은 경우에는 차량의 요모멘트가 초기 조향 입력에 대하여는 잘 추종을 하다가 약 1.8초 경부터 오차가 발생하기 시작한다. 약 2.5초 이후에도 차량의 요모멘트가 빠르게 회복되지 못하여 계속 오차가 남아 있는

것을 볼 수 있다. 차량이 주어진 조향각에 대하여 적절한 선회를 하지 못한다는 사실은 Fig. 7의 차선 변경 궤적에서 명확히 확인할 수 있다.

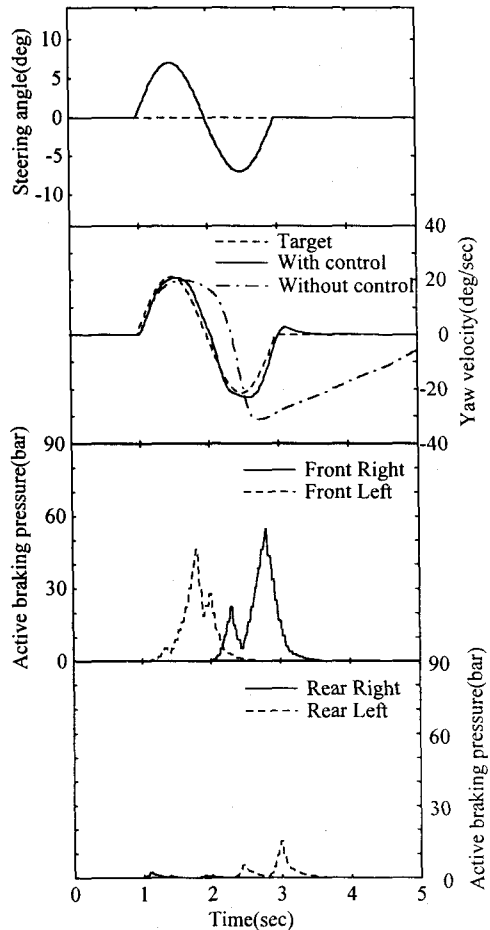


Fig. 6 Vehicle responses lane change operation.

한편, 능동 요모멘트 제어가 수행된 경우에는 목표 요속도와 실제 요속도의 오차에 의하여 계산된 보상 요모멘트를 발생시키기 위하여 3장에서 제안된 제어 알고리즘에 의하여 각 차륜에서 적절한 제동력을 생성한다. 1초가 약간 지난 후에 목표 요속도와 실제 요속도 사이에 양의 오차가 발생하였다. 이에 양의 요모멘트를 발생하여 목표 요속도를 추종하게 하기 위하여 제어 알고리즘은 회전 반경의 내측 후륜인 우측 후륜에 먼저 약간의 제동력을 발생시켰다. 이후 실제 요속도보다 목표 요속도가 커졌으므로 음의 요모멘트 생성을 위하여 회전 반경의 외측 전륜인 좌측 전륜에서 브레이크 압력이 생성됨을 Fig. 6를 통하여 알 수 있다. 2초 후에는 회전 반경이 변하면서, 제어가 이루어지는 차륜이 각각 좌측 후륜과 우측 전륜으로 바뀌었음을 알 수 있다. 그 결과로 비제어시

와는 달리 조향 입력에 따라서 실제 요속도가 목표 요속도를 잘 추종하여 차량이 운전자의 조향 의도에 맞게 제어가 잘 이루어져서 차량이 운전자가 원하는 거동을 하는 것을 알 수 있다.

Fig. 7은 차선 변경 시뮬레이션에서 차량의 진행 궤적이다. 제어를 수행하지 않은 경우에는 초기 선회시에는 안정하게 궤적을 그리며 주행을 하다가 진행 방향의 약 50m 근방에서부터 조향각의 입력에 따른 궤적을 잘 추종하지 못하고, 결국에는 차량의 방향 안정성마저 상실하여 횡방향으로 큰 슬립이 일어남을 볼 수 있다. 제어를 수행한 경우에는 요모멘트 제어에 의하여 선회 궤적 오차가 감소하고, 슬립각의 증가에 따른 방향 안정성도 상실하지 않는다. Fig. 7에서 보듯이 제어를 수행한 차량은 전방의 장애물을 효과적으로 회피한 후 성공적으로 차선 변경을 하였다.

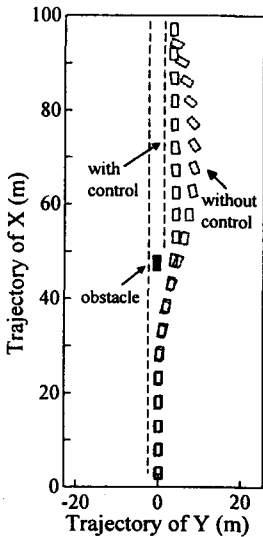


Fig. 7 Vehicle trajectory for lane change operation.

5. 결론

본 연구에서는 차량 선회시의 브레이크 슬립 변화에 따른 요모멘트의 변화를 고찰하고, 이를 능동 요모멘트 제어를 위한 브레이크 슬립 제어 알고리즘에 반영하였다. 또한, 이를 기초로하여 제어의 전략을 수립하고, 각 차륜에서의 슬립률을 조정하여 선회 안정성을 확보하는 알고리즘을 제안하였다.

본 논문에서 제시한 차량 능동 제어 알고리즘은 차량이 급격하게 차선 변경을 할 때 차량이 불안정해지는 것을 방지하고, 차량의 목표 궤적 추정 능력과 선회 안정성을 확보할 수 있게 한다. 또한, 차량이 언더스티어나 오버스티어 특성을 갖는 경우에도 각 차륜에서의 제동력을 제어함으로써 목표 요속도를 잘 추종하고, 운전자의 의도대

로 선회할 수 있도록 한다.

References

- (1) Van Zanten, A. T., Erhardt, R and Pfaff, G., 1995, "VDC, The Vehicle Dynamics Control System of Bosch," SAE 950759.
- (2) Koibuchi, K., Yamamoto, M., Fukada, Y. and Inagaki, S., 1996, "Vehicle Stability Control in Limit Cornering by Active Brake," SAE 960487.
- (3) Yasui, Y., Tozu, K., Hattori, N and Sugisawa, M., 1996, "Improvement of Vehicle Directional Stability for Transient Steering Maneuvers Using Active Brake Control," SAE 960485.
- (4) 송재복, 차성훈, 1999, "차량 선회 안정성을 위한 스핀제어 알고리즘의 개발", 한국자동차공학회 논문집, Vol. 7, No. 3, pp. 248-260.
- (5) Gillespie, T.D., 1992, Fundamentals of Vehicle Dynamics, SAE International, pp. 7-14, pp. 195-208.
- (6) Dugoff, H., Fancher, P. S., and Segel, L., 1970, "An analysis of Tire Traction Properties and Their Influence on Vehicle Dynamic Performance," SAE 700377.
- (7) 박관용, 송재복, 1995, "엔진 토크 제어에 의한 차량 구동력 제어 알고리즘의 개발," 대한기계학회 춘계학술대회논문집, Vol. I, pp. 775-780.
- (8) 김세운, 장효환, 1996, "제동 압력 조정에 의한 구동력 제어 시스템(TCS)의 알고리즘," 대한기계학회 춘계학술대회논문집, Vol. A, pp. 447-452.
- (9) Wong, J. Y., 1993, Theory of Ground Vehicle, 2nd Ed., John Wiley & Sons, pp. 285-298.