

< 기술논문 >

차량 롤 각 추정 알고리즘 및 롤 저감력 분배 제어 전략

정승환^{1,2)} · 이형철^{*3)}

한양대학교 전기공학과¹⁾ · 자동차부품연구원 차량안전연구센터²⁾ · 한양대학교 전기생체공학부³⁾

Estimation Algorithm of Vehicle Roll Angle and Control Strategy
of Roll Mitigation Force Distribution

Seunghwan Chung^{1,2)} · Hyeongcheol Lee^{*3)}

¹⁾Department of Electrical Engineering, Hanyang University, Seoul 04763, Korea

²⁾Korea Automotive Technology Institute, 303 Pungse-ro, Pungse-myeon, Dongnam-gu, Cheonan-si, Chungnam 31214, Korea

³⁾Division of Electrical and Biomedical Engineering, Hanyang University, Seoul 04763, Korea

(Received 29 May 2015 / Revised 6 August 2015 / Accepted 25 August 2015)

Abstract : The ROM (roll over mitigation) system is a next-generation suspension system that can improve vehicle-driving stability and ride comfort. Currently, mass-produced safety systems, such as ESC (electronic stability control) and ECS (electronic control suspension), enable measurements of longitudinal and lateral acceleration as well as yaw rate through inertial sensor clusters, but they lack direct measurements of the roll angle . Therefore, in this paper, a roll angle estimation algorithm from ESC system sensors and tire normal force has been proposed. Furthermore, this study presents a method for roll over mitigation force distribution between the front and rear of a ROM system. Performance and reliability of the roll angle estimation and roll over mitigation force distribution were investigated through simulations. The simulation results showed that the proposed control algorithm and strategy are reliable during vehicle rollovers.

Key words : Roll over mitigation system(롤 오버 저감 시스템), Active roll stabilizer system(능동형 롤 스테빌라이저 시스템), Roll angle estimation(롤 각도 추정), Roll stability(롤 안정성)

1. 서론

현재 차량에 보다 더 높은 안전, 편의, 연비를 확보하고 제공하기 위하여, 전 세계의 수많은 자동차 관련 업체들은 현재 이 시점에도 많은 시간과 노력의 대부분을 능동형 모듈과 시스템 개발에 몰두하고 있다.¹⁾ 이런 능동형 기술이 확보되기 위해서는 차량의 내·외부 상태를 정확하게 검출할 수 있는 저가의 센서와 차량에 요구되는 운동력을 계산하고 명령하기 위한 강건성 높은 제어기 및 작고 효율 높은 고성능의 액추에이터 구성이 필수적이다.²⁾ 기존

차량의 현가 시스템에 이와 같은 센서, 제어기 및 액추에이터를 적용할 경우 차량의 주행 상태에 따라 스프링, 댐퍼 및 스테빌라이저 바(stabilizer bar)의 강성(stiffness)과 감쇠력(damping force)을 실시간으로 가변시킬 수 있게 되며, 이는 결국 차량의 조정안정성과 주행안정성을 모두 확보할 수 있게 된다.³⁾ 차량이 고속으로 선회할 경우 차량은 선회 중심에서 멀어지려는 원심력이 발생하게 되고, 도로 노면과 타이어 사이의 마찰력이 원심력과 반대방향으로 작용하게 되면서 차량의 C.G(central of gravity) 높이가 변하게 되어 결국 차량에는 롤(roll) 각이 발생하게 된다. ROM(roll over mitigation) 시스템은 이와 같이

*Corresponding author, E-mail: hclee@hanyang.ac.kr

차량에 발생하는 롤 각을 저감시키기 위한 시스템으로써 모터와 감속기 및 스테빌라이저 바를 이용하여, 차량의 무게 중심이 선회의 구심력 방향으로 옮겨갈 수 있도록 차체를 일으켜 세워 차량의 거동 안정성을 확보하는 능동형 현가 시스템이다.^{4,6)} 하지만, 현재의 양산된 센서로는 차량의 롤 각을 직접 측정할 수 없는 한계성을 가지고 있어 그간 발표된 논문들을 살펴보면 차량의 좌우측 높이 변위를 측정하는 변위 센서를 사용하거나 고가의 측위 시스템인 듀얼(dual) 안테나 GPS(global positioning system)를 사용하여 롤 각을 추정하고, 이를 저감시키는 연구들이 소개되었다.⁷⁻⁹⁾ 따라서 본 논문에서는 차량의 필수 구성 센서인 휠 스피드 센서(wheel speed sensor), 요 레이트 센서(yaw rate sensor), 횡가속도 센서(lateral acceleration sensor)와 타이어의 수직 항력(normal force)을 이용한 롤 각 추정 알고리즘을 제안하고, 차량에 발생한 롤 각을 저감하기 위한 전·후륜 롤 저감력 분배 제어 전략을 시뮬레이션 환경에서 적용하고 평가하여 그 타당성을 검증한다.

2. ROM (Roll Over Mitigation) 시스템 모델링

2.1 차량동역학 모델링

차량동역학 모델의 경우 관심 있는 차량 운동 영역과 제어하고자 하는 그 대상에 따라 다양한 자유도(degree of freedom)의 적용이 가능하게 된다. 차량이 곡선로를 선회할 경우 차량에 발생하는 롤 각(roll angle)의 변화는 차체에 작용하는 힘의 방향과 같은 방향의 외력에 비례하게 되고, 롤 저감 시스템의 경우는 이런 외력으로부터 차량의 조종안정성을 확보해 주는 시스템으로써 차량의 중방향과 횡방향 운동이 주요 관심 영역이 된다. 따라서 이번 시뮬레이션 기반의 ROM 시스템 관련 연구에서는 Fig. 1과 같은 차량의 횡방향과 요(yaw)를 고려한 자전거 모델(bicycle model)에 롤(roll) 각도에 대한 자유도를 추가한 차량동역학 모델링을 기반으로 한다. 여기에 차량에 발생한 횡방향 미끄러짐(sideslip)이 작다는 가정을 통해 차량의 횡방향과 요 운동에 관계식은 아래와 같이 유도할 수 있다.¹⁰⁾

$$m_v a_y = 2C_f \left(\delta_f - \frac{l_f}{v_x} \psi - \beta \right) + 2C_r \left(\delta_r - \frac{l_r}{v_x} \psi - \beta \right) \quad (1)$$

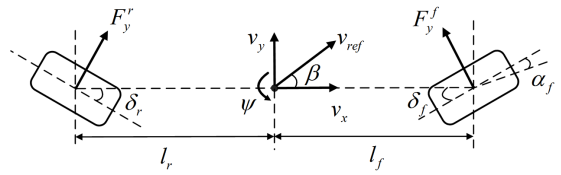


Fig. 1 Cornering of a bicycle model

$$\dot{\psi} = 2l_f C_f \left(\delta_f - \frac{l_f}{v_x} \psi - \beta \right) + 2l_r C_r \left(\delta_r - \frac{l_r}{v_x} \psi - \beta \right) \quad (2)$$

여기서, m_v : vehicle mass, a_y : lateral acceleration, ψ : yaw rate, β : sideslip angle, C_f : cornering stiffness of the front wheel, C_r : cornering stiffness of the rear wheel, δ_f : steering wheel angle of front wheel, δ_r : steering wheel angle of rear wheel, l_f : vehicle center of gravity location from front axle, l_r : vehicle center of gravity location from rear axle를 나타낸다.

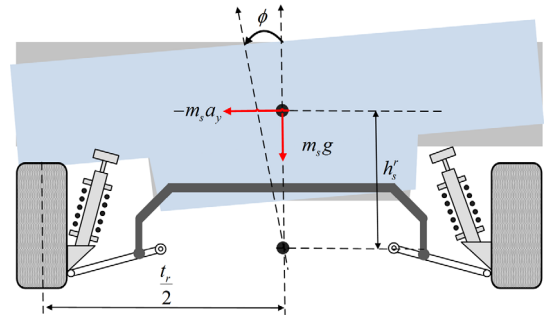


Fig. 2 Rear vehicle roll model

Fig. 2는 차량의 후면을 나타내고 있으며, 차량의 x축 방향의 회전 운동 중심인 C_o 의 롤 운동식은 식 (3)과 같이 유도할 수 있다.^{12,13)} 이 중 K_x 와 C_x 는 차량의 스프링 하질량(unsprung mass)과 스프링 상질량(sprung mass)인 타이어와 현가계 시스템의 복합적인 영향에 의한 차량의 롤 운동력을 발생 시킬 수 있는 강성 및 감쇠를 나타낸다.

$$m_s a_y h_s^r = I_x \ddot{\phi} + C_x \dot{\phi} + (K_x - m_s g h_s^r) \phi \quad (3)$$

여기서, ϕ : roll angle, m_s : vehicle unsprung mass, h_s^r : height of rear roll center, I_x : x-axis roll inertia moment, K_x : x-axis roll stiffness, C_x : x-axis roll damping을 나타낸다.

2.2 ROM 시스템 모델링

차량동역학 모델에 능동형 롤 저감 시스템을 적용하기 위하여 ROM 시스템에 대한 수학적 모델링을 유도한다. Fig. 3은 차량 후륜 현가계 시스템에 장착된 ROM 시스템의 자유물체도(free body diagram)를 나타낸다.

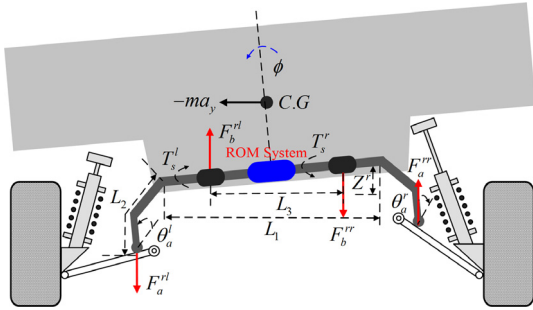


Fig. 3 ROM system of rear vehicle model

차량이 선회시 발생하는 롤 각도에 의해 발생하는 스테빌라이저 바의 비틀림 각도는 안티 롤 바 링크 암(anti-roll bar link arm)과 기구적으로 연결되어 현가계 시스템에 복합적인 힘에 의해서 발생하게 되며, 이를 간략화 하여 수식으로 표현하면 식 (4)와 (5) 같이 나타낼 수 있다.¹¹⁾

$$\theta_a^l = -\frac{L_1}{2L_2}\phi \quad (4)$$

$$\theta_a^r = \frac{L_1}{2L_2}\phi \quad (5)$$

여기서, θ_a^l : torsion angle of left stabilizer bar, θ_a^r : torsion angle of right stabilizer bar, L_1 : length of long stabilizer bar, L_2 : length of short stabilizer bar를 나타낸다.

ROM이 적용된 스테빌라이저 바에 작용한 비틀림 토크의 경우는 Fig. 4와 식 (6)과 (7)을 이용하여 유도될 수 있다.

$$T_s^l = GI_p \frac{2}{L_1} \theta_s^l \quad (6)$$

$$T_s^r = GI_p \frac{2}{L_1} \theta_s^r \quad (7)$$

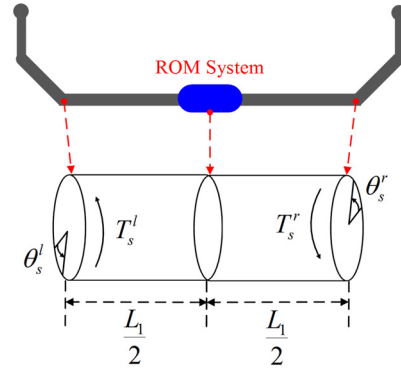


Fig. 4 Stabilizer bar modeling

여기서, T_s^l : torque of left stabilizer bar, T_s^r : torque of right stabilizer bar, G : area moment of inertia, I_p : polar moment of inertia를 나타낸다.

위의 식으로부터 ROM 시스템에 적용되어 있는 차량의 차체와 부쉬(bush) 사이에 작용하는 힘과 가장 끝 단인 안티 롤 바 링크 암에 작용하는 힘은 아래의 식과 같이 표현할 수 있다.

$$F_a^{rl} = \frac{T_s^{rl}}{L_2} \quad (8)$$

$$F_a^{rr} = \frac{T_s^{rr}}{L_2} \quad (9)$$

$$F_b^{rl} = \frac{F_a^{rl} \left(\frac{L_1}{2} + \frac{L_3}{2} \right) + F_a^{rr} \left(\frac{L_1}{2} - \frac{L_3}{2} \right)}{L_3} \quad (10)$$

$$F_b^{rr} = \frac{F_a^{rl} \left(\frac{L_1}{2} - \frac{L_3}{2} \right) + F_a^{rr} \left(\frac{L_1}{2} + \frac{L_3}{2} \right)}{L_3} \quad (11)$$

여기서, F_a^{rl} : force acting on left suspension, F_a^{rr} : force acting on right suspension, F_b^{rl} : force acting on left stabilizer bar bush, F_b^{rr} : force acting on right stabilizer bar bush를 나타낸다.

이번 논문에서는 롤 각도를 추정하고 전·후륜 롤 저감력 분배에 대한 제어 전략이 주요 연구 대상이 되므로 ROM 시스템의 액추에이터인 모터의 경우

전자 회로 전압식을 이용한 DC 모터로 모델링을 적용하였으며, 감속기의 경우 모터의 출력 토크를 배력시켜 출력시키는 구조를 갖추도록 간략화된 모델링을 적용하였다.

3. ROM 제어 알고리즘

3.1 롤 (Roll) 각 추정 알고리즘

국내외의 자동차 안전기준이 강화되어 가면서 ESC (electronic stability control) 장착 비율이 점차 증가되고 있는 추세이다.

Table 1 Yaw rate and lateral acceleration sub-models

Sub-models	Equations
ψ_m^1	$\psi_{wss}^f = \frac{\psi_{wss}^{fr} - \psi_{wss}^{fl}}{t}$
ψ_m^2	$\psi_{wss}^r = \frac{\psi_{wss}^{rr} - \psi_{wss}^{rl}}{t}$
ψ_m^3	$\psi_{ay} = \frac{a_y}{v_{ref}}$
ψ_m^4	$\psi_{swa} = \frac{\delta_f}{\tilde{l}} \frac{v_{ref}}{(1 + (v_{ref}/v_{ch})^2)}$
ay_m^1	$ay_{wss}^f = v_{ref} \frac{\psi_{wss}^{fr} - \psi_{wss}^{fl}}{t}$
ay_m^2	$ay_{wss}^r = v_{ref} \frac{\psi_{wss}^{rr} - \psi_{wss}^{rl}}{t}$
ay_m^3	$ay_{\psi} = v_{ref} \psi$
ay_m^4	$ay_{swa} = \frac{\delta_f}{\tilde{l}} \frac{v_{ref}^2}{(1 + (v_{ref}/v_{ch})^2)}$

여기서, ψ_{wss}^f : estimated yaw rate from front wheel speed, ψ_{wss}^{fr} : estimated yaw rate from front right wheel speed, ψ_{wss}^{fl} : estimated yaw rate from front left wheel speed, ψ_{wss}^r : estimated yaw rate from rear wheel speed, ψ_{wss}^{rr} : estimated yaw rate from rear right wheel speed, ψ_{wss}^{rl} : estimated yaw rate from rear left wheel speed, t : track width, l : wheel base, v_{ch} : characteristic vehicle velocity, v_{ref} : vehicle reference velocity를 나타낸다.

ESC가 장착되어 있는 차량의 경우는 차량내의 주행 및 거동 상태를 측정할 수 있는 휠 스피드 센서,

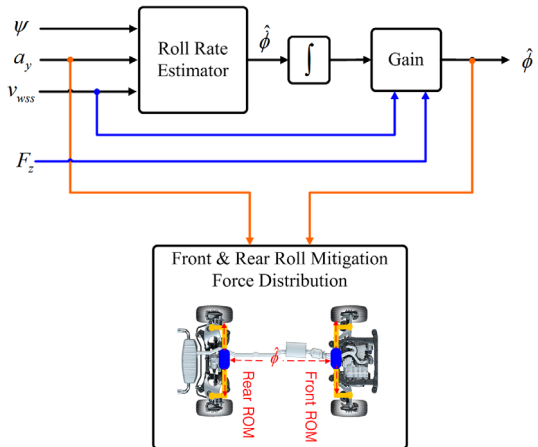


Fig. 5 Block diagram of ROM control concept

요 레이트 센서, 횡가속도 센서, 종방향 가속도 센서 (longitudinal acceleration sensor)의 장착이 필수화 되고 있는 추세이다. 하지만 현재까지 대량의 양산 차량에 사용 가능한 저가의 롤 각도 센서는 개발되고 있지 못하는 실정이다. 그러므로 이번 장에서는 ESC를 구성하기 위한 필수 센서와 타이어의 수직 항력을 이용하여 롤 각 추정 알고리즘을 제안한다. 이들 센서들의 해석적인 물리적 중복구조(analytical redundancy)를 통해 다른 센서들로부터 추정된 요 레이트와 횡가속도 값으로부터 Table 1과 같은 하위 모델(sub-models)을 구성할 수 있다.¹⁴⁾

Fig. 5는 이번 장에서 제안한 차량 롤 각도 추정에 대한 전과정과 전·후륜 롤 저감력 분배 제어 전략 및 구성도를 보여준다. 차량의 IMU(inertial measurement unit) 클러스터 센서인 요 레이트 센서, 횡가속도 센서 및 휠 스피드 센서를 통해 추정된 롤 각도는 식 (12)와 같다. 차량의 주행 상태가 정차 상태이거나 저속 상태에서는 롤 각이 발생하지 않게 되므로 롤 각도를 계산하기 위한 차량의 최저 속도는 10 kph 이상에서 추정이 시작될 수 있도록 설정하였으며, 식 (13)과 같은 차량의 선회 방향성, 타이어의 수직 항력 및 차량 주행 속도에 의해 결정된 가중치 (gain)가 반영되어 최종 추정된 롤 각도가 결정될 수 있도록 설계하였다.

$$\hat{\phi}_{imu} = \begin{cases} \int \left| \frac{a_y}{v_{ref}} - v_{ref} \psi \right| \times \text{sgn}(\lambda) : \text{if } v_{ref} > v_{\min} & (12) \\ 0 & , \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{sgn}(\lambda) = \begin{cases} -1, & \text{if}(a_y < 0) \text{ and } (\psi < 0) \\ 0, & \text{if}(a_y = 0) \text{ and } (\psi = 0) \\ 1, & \text{if}(a_y > 0) \text{ and } (\psi > 0) \end{cases} \quad (13)$$

여기서, $\hat{\phi}_{imu}$: estimated roll angle from IMU sensor, λ : vehicle driving direction factor을 나타낸다.

식 (12)로부터 추정된 롤 각도($\hat{\phi}_{imu}$)에 차량의 좌우측 타이어에 작용하는 수직 항력에 의한 가중치는 식 (14)로부터 결정되게 된다.

$$\begin{aligned} \Delta F_z^l &= -2 \left(\frac{k_f}{t_f} + \frac{k_r}{t_r} \right) \phi - 2m_s \frac{a_y}{l} \left(\frac{l_r h_s^f}{t_f} + \frac{l_f h_s^r}{t_r} \right) \\ &= (F_z^{fl} + F_z^{fr}) - (F_z^{rl} + F_z^{rr}) \end{aligned} \quad (14)$$

여기서, k_f : front roll stiffness, k_r : rear roll stiffness, t_f : front track width, t_r : rear track width, h_s^f : height of front roll center, h_s^r : height of rear roll center, F_z^{fl} : normal force of front left tire, F_z^{fr} : normal force of front right tire, F_z^{rl} : normal force of rear left tire, F_z^{rr} : normal force of rear right tire를 나타낸다.

Fig. 6은 좌우측 타이어 수직 항력의 차이(ΔF_z^l)와 차량의 주행 속도에 따른 가중치 적용 방안을 나타내며, 이를 식 (14)를 활용하여 적용하게 되면

추정된 최종 롤 각도는 식 (15)와 같이 구할 수 있게 된다.

$$\hat{\phi} = \hat{\phi}_{imu} \times k \quad (15)$$

최종 롤 각도를 추정하는 과정에서 가중치의 0.8 ~ 1.0 범위와 1.0 ~ 1.2 사이에서는 차량 속도의 가중치는 식 (16)과 같은 선형보간법(linear interpolation)을 적용하여 가변 되도록 하였다.

$$k_n = k_a + \left(\frac{v_{ref}^n - v_{ref}^a}{v_{ref}^b - v_{ref}^a} \right) (k_b - k_a) \quad (16)$$

앞서 제안한 방법을 토대로 차량의 롤 각 추정의 타당성을 검증하기 위하여 시뮬레이션 환경에서 이중차선변경(double lane change 이하, DLC) 주행 모드를 수행하였다. Fig. 7과 8은 DLC를 수행시 운전자의 차량 주행 속도와 조향각도를 나타내고, Fig. 9와 10에서는 차량이 DLC 주행 조건에서의 차량의 거동 특성 값들인 요 레이트와 횡가속도를 확인할 수 있다.

Fig. 11은 식 (14)에서 유도된 차량의 좌우측 타이어에 작용하는 수직 항력의 차이를 보여준다. 위의 시뮬레이션 결과로부터 확인이 가능하듯이 차량에 발생한 횡가속도의 경우 약 6.0 m/s^2 이 발생하였으며, 본 연구에서는 횡가속도의 절대값 기준으로 6.5 m/s^2 까지 ROM 시스템 제어가 개입되고, 그 이상의 횡가속도가 발생할 경우는 수동식 스테빌라이

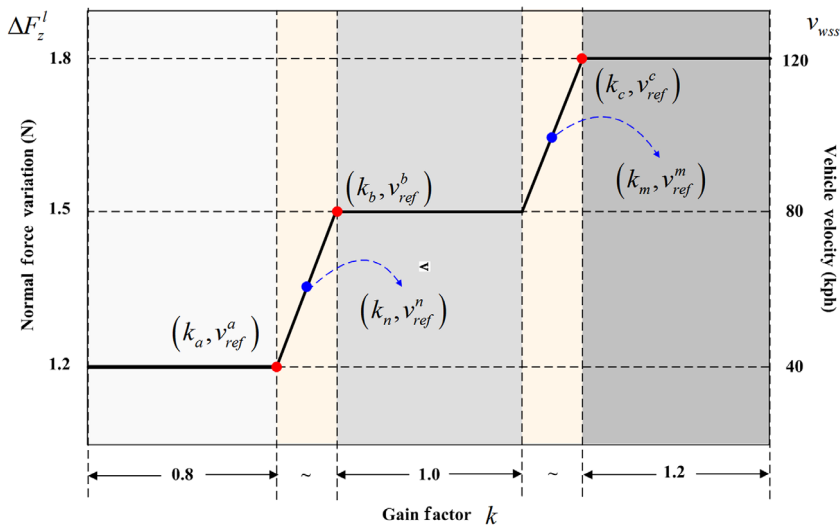


Fig. 6 Decision of roll angle gain factor

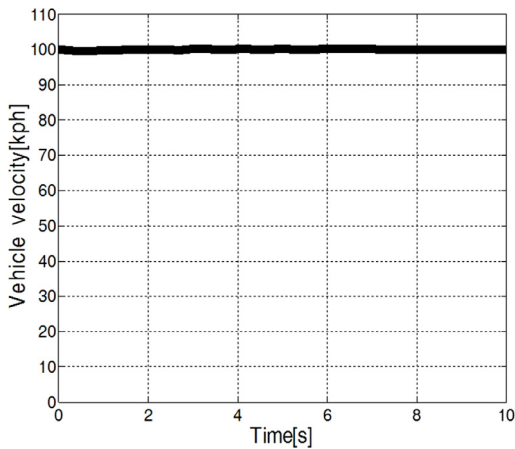


Fig. 7 Vehicle velocity of DLC test

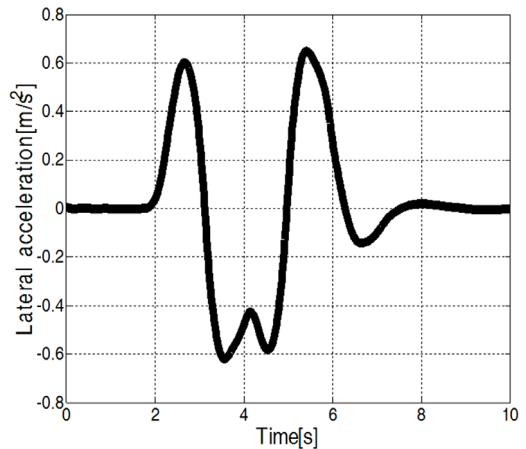


Fig. 10 Lateral acceleration of DLC test

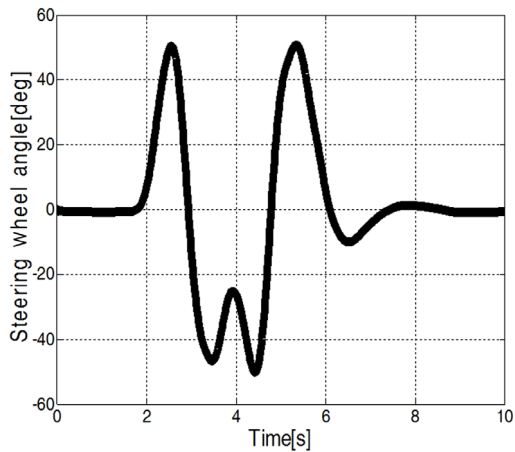


Fig. 8 Vehicle steering wheel angle of DLC test

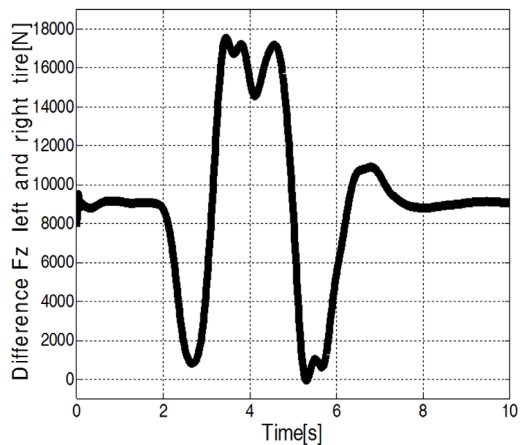


Fig. 11 Difference normal force left and right tire

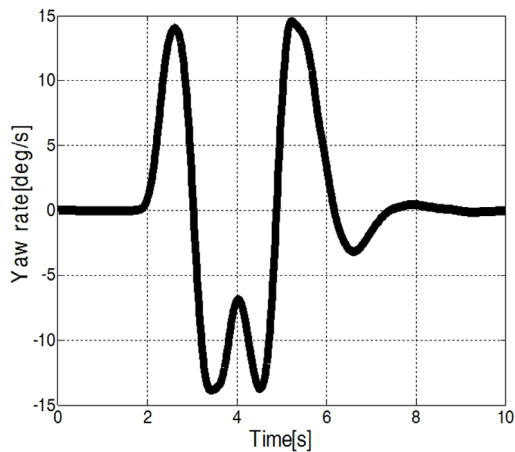


Fig. 9 Yaw rate of DLC test

저 바와 같은 역할을 수행되도록 하였다. Fig. 12는 시뮬레이션 환경에서 DLC 주행시 차량에 발생하는 롤 각도를 보여준다. 결과 그래프에서 확인이 가능 하듯이 차량이 급하게 이중차선변경을 함에 따라 차량에는 좌우측으로 약 3.0 deg 정도에 롤 각도가 발생하였으며, 차량의 요 레이트 센서와 횡가속도 센서에 양쪽 타이어의 수직 항력을 반영할 경우 차량의 롤 각도를 잘 추정하는 것을 확인할 수 있다. 다만, 차량의 주행 방향이 좌측에서 우측 혹은 이와 반대방향으로 변경되는 과도기 상태에서는 롤 각도 추정값이 다소 정확성이 감소되는 것을 확인할 수 있다. 이는 타이어의 비선형성에 대한 영향도가 크기 때문이며, 차량에 발생한 롤 각도는 약 5.8 deg 정

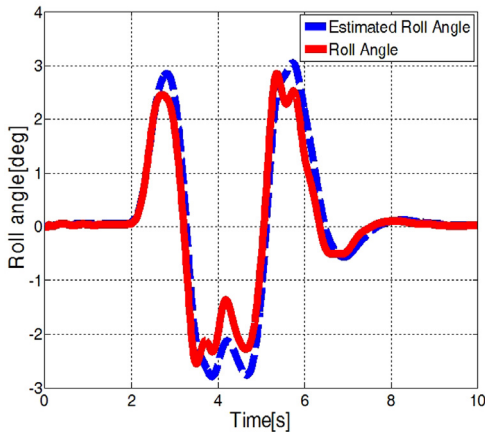


Fig. 12 Estimated vehicle roll angle

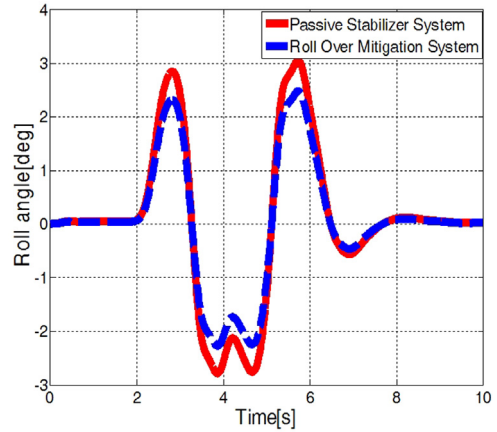


Fig. 13 Vehicle roll angle mitigation

도이고, 추정된 롤 각도는 약 6.0 deg 정도임을 감안할 때 약 95 % 이상의 추정 정확성을 확인할 수 있다.

Fig. 13에서는 차량의 선회시 발생한 롤 각도 저감 및 개선 정도를 확인할 수 있으며, ROM이 적용될 경우 추정된 롤 각도를 기준으로 롤 각이 약 4.7 deg 발생하는 것을 확인할 수 있다. 롤 저감 제어 전략은 선회하는 차량의 외측 스테빌라이저 바를 차량의 롤 각도와 횡가속도가 감소될 수 있을 만큼 위쪽으로 상승하게 하고, 내측 스테빌라이저 바의 경우 이와 반대 방향인 아래쪽으로 하강하게 하여 차량의 롤 각도를 감소시키게 된다. 앞서 진행한

시뮬레이션 환경에서 DLC 평가 모드를 동일한 주행 조건에서 검증한 결과 ROM 시스템이 장착된 차량의 경우 수동식 스테빌라이저 시스템이 장착된 차량 비해 약 20 % 정도의 롤 각도가 저감되는 것을 Fig. 13으로부터 확인할 수 있다.

3.2 전·후륜 롤 저감력 분배 제어 전략

차량의 전륜과 후륜의 무게와 주행 거동 특성이 서로 상이하기 때문에 주행 속도에 따른 전·후륜의 롤 저감력을 분배하게 되면 롤 감소 효과가 상승되게 된다. 본 논문에서는 Fig. 14와 같이 차량의 속도

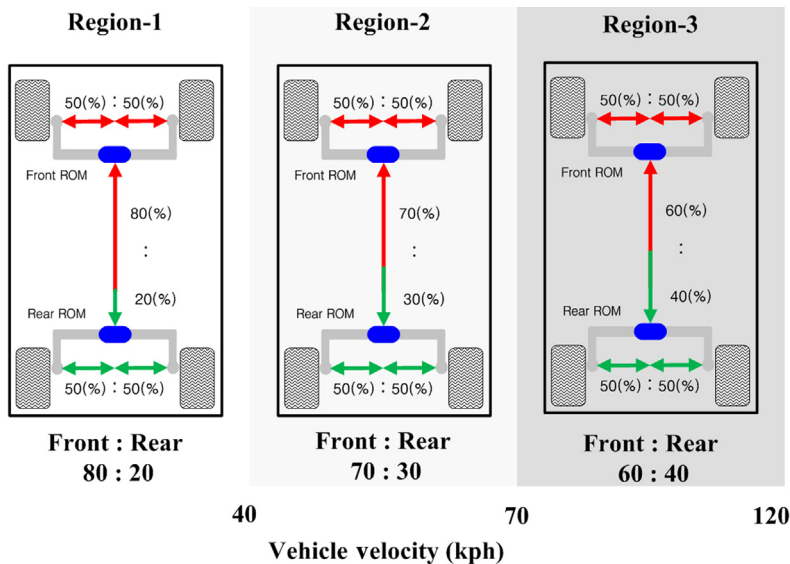


Fig. 14 Roll mitigation force distribution of front and rear

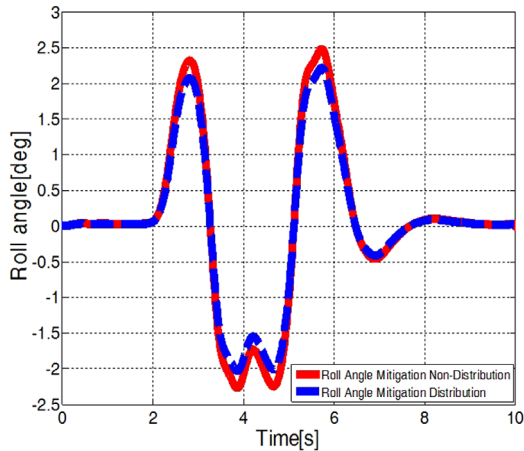


Fig. 15 Roll mitigation force distribution result of front and rear

를 3개 영역으로 구분하여 롤 전·후륜 저감력의 경우 80 : 20, 70 : 30 또는 60 : 40으로 배분되고, 좌우측으로는 모든 영역에서 50 : 50으로 분배되도록 설계하였으며, 시뮬레이션 평가 및 검증을 통해 그 타당성을 확인하였다.

특히, 다양한 시뮬레이션 평가를 통해 차량의 주행 속도가 고속으로 올라감에 따라 선회하는 차량 후륜의 내측 타이어의 접지력이 가장 먼저 작아지게 되는 것을 확인할 수 있었고, 이를 개선하기 위해 Fig. 14의 Region-3과 같이 고속 주행 모드에서 ROM의 롤 저감력을 기존의 비율에 비해 후륜 측에 더 많이 작용하도록 설계하였다. Fig. 15는 앞서 진행한 동일한 운전 조건에서 전·후륜 롤 배분에 따른 차량 C.G.을 기준으로 롤 각도가 추가적으로 약 1.0 deg 정도 저감되는 것을 확인할 수 있다.

4. 결론

본 논문에서는 차량의 롤 각도를 추정하기 위한 첫 번째 과정으로 차량의 요 레이트 센서, 횡가속도 센서 및 휠 스피드 센서들의 물리적 해석 중복 구조를 활용하여 차량에 발생한 롤 레이트를 추정하였다. 두 번째 과정에서는 차량의 종방향 속도와 타이어의 수직 항력을 이용하여 차량에 발생한 롤 각도 추정에 가중치를 변화시켜 감에 따라 보다 정확성 높은 롤 각도 추정이 가능하였다. 이 모든 과정의 결과는 시뮬레이션 환경에서 집중질량 차량동역학 모

델에 적용하였으며, ROM 시스템 적용에 따른 차량의 경우 롤 각도가 Fig. 13과 같이 약 20% 이상 저감되는 것을 확인할 수 있었다. 또한, 차량의 종방향 주행 속도에 따라 차량 전·후륜의 롤 저감력을 배분할 경우 그렇지 않는 경우에 비해 약 10% 내외 정도의 롤 각도가 추가로 저감되는 것을 확인할 수 있었다. 향후 연구 계획으로는 타이어의 마찰력과 마찰 계수 및 차량의 무게의 관계식으로부터 유도되는 수직 항력 추정 알고리즘 개발과 로드 뱅크(road bank) 주행 상태와 롤 전복 상태를 예측할 수 있는 강건성 높은 롤 각 추정 및 롤 각 저감 방안에 대해 진행할 예정이다.

References

- 1) S. Y. Cho, G. H. Lee, J. H. Hyun and C. W. Roh, "Future Direction of Designing ADAS from an User Perspective," KSAE Annual Conference Proceedings, pp.869-870, 2013.
- 2) D. Kim, S. Kee and M. Park, "Status and Future Trend of Smart Car Technology," KSAE Annual Conference Proceedings, pp.1531-1533, 2011.
- 3) J. Sill, M. Arant, R. Mau and B. Ayalew, "Roll Stability Control for Torsionally Compliant Vehicles," SAE 2010-01-0102, 2010.
- 4) J. Lu, D. Messih, A. Salib and D. Harmison, "An Enhancement to an Electronic Stability Control System to Include a Rollover Control Function," SAE 2007-01-0809, 2007.
- 5) T. Shim and P. C. Velusamy, "Influence of Suspension Properties on Vehicle Roll Stability," SAE 2006-01-1950, 2006.
- 6) M. Satria and M. C. Best, "Comparison between Kalman Filter and Robust Filter for Vehicle Handling Dynamics State Estimation," SAE 2002-01-1185, 2002.
- 7) A. Hac, T. Brown and J. Martens, "Detection of Vehicle Rollover," SAE 2004-01-1757, 2004.
- 8) S. Suzuki, S. Buma, S. Urababa, A. Nishihara and A. Taneda, "Development of Electric Active Stabilizer Suspension System," SAE 2006-01-1537, 2006.
- 9) D. C. Viano and C. S. Parenteau, "Rollover

- Crash Sensing and Safety Overview,” SAE 2004-01-0342, 2004.
- 10) J. M. Lee, J. R. Yun, J. S. Kang, S. W. Bae and T. O. Tak, “A Study on the Steady-state Cornering of a Vehicle considering Roll Motion,” Transactions of KSAE, Vol.5, No.6, pp.89-102, 1997.
 - 11) J. M. Kim, S. J. Kwon and B. H. Lee, “A Study on the Mathematical Modeling for a Stabilizer of Passenger Vehicles,” KSAE Annual Conference Proceedings, pp.1036-1037, 2014.
 - 12) J. Lee, Y. Kwon and H. Lee “Using Lateral Acceleration and Yaw Rate, Sliding Observer Design for Roll Angle,” Transactions of KSAE, Vol.19, No.4, pp.38-46, 2011.
 - 13) H. Kim, “Roll Motion Control of a Passenger Vehicle Using Hybrid Control,” Transactions of KSAE, Vol.19, No.5, pp.22-28, 2011.
 - 14) E. L. Ding, H. Fennel and S. X. Ding, “Model-based Diagnosis of Sensor Faults for ESP Systems,” Control Engineering Practice, Vol.12, No.7, pp.847-856, 2004.