

차량전복 방지를 위한 통합새시제어

윤장열[†] · 이경수^{*} · 조완기^{*} · 김동신^{**}

Unified Chassis Control to Prevent Vehicle Rollover

Jangyeol Yoon, Kyongsu Yi, Wanki Cho and Dongshin Kim

Key Words : Rollover index (전복위험지수), Rollover prevention control (전복방지제어), Unified chassis control (통합새시제어), Vehicle rollover (차량전복)

Abstract

This paper describes a Unified Chassis Control (UCC) strategy to prevent vehicle rollover by integrating individual modular chassis control systems such as Electronic Stability Control (ESC) and Continuous Damping Control (CDC). The UCC threshold is determined from a rollover index computed by estimated roll angle, roll rate and measured lateral acceleration. A direct yaw moment control method is used to design the ESC based on a 2-D bicycle model. Similarly, the CDC is designed based on a 2-D roll model using a direct roll moment control method. The performance of the proposed UCC scheme is investigated and compared to that of modular chassis controllers through computer simulations using a validated vehicle simulator. It is shown that the proposed the UCC can lead to improvements in vehicle stability and efficient actuation of chassis control systems.

기호설명

a_y : 횡 가속도 [m/s^2]
 m, m_s : 차량의 전체 질량, 스프링상부 질량 [kg]
 r_{wf} : 바퀴의 유효반경 [m]
 u : 종속도 [m/s]
 C_{af}, C_{ar} : 전 후륜의 코너링 파워 [N/rad]
 I_x, I_z : 롤축, 요축에 대한 질량관성모멘트 [$kg \cdot m^2$]
 K_B : 브레이크 계인
 K_{roll}, C_{roll} : 복합 롤 강성, 감쇠 [$kg \cdot m^2/s$], [$kg \cdot m^2/s^2$]
 L : 앞뒤 윤간 거리 [m]
 T_s : 새프트 토크 [N-m]
 β : 옆 미끄럼각 [rad]

γ : 요율 [rad/s]

1. 서론

차량 전복사고는 전체 교통사고 발생비율과 비교하여 그 빈도는 높지 않지만 사고가 발생하였을 경우, 충돌사고 등과 같은 다른 종류의 차량사고에 비해 탑승자의 중상이나 사망의 비율이 매우 높다. 미국 고속도로 안전관리국 (NHTSA)의 보고서에 따르면 2004 년 미국 내 교통사고에서 전복사고가 차지하는 비율은 2.7%에 불과했지만, 이로 인한 사망자의 비율은 전체 사망자의 33%에 이르는 것으로 알려졌다⁽¹⁾.

이와 같은 이유로 차량 전복을 방지하기 위한 여러 연구들이 활발히 진행되고 있다. 차량 전복방지 제어에 대한 연구는 차량의 전복 위험성을 판단하는 것과 전복을 방지하는 제어 알고리즘을 개발하는 것으로 크게 나뉘어진다⁽²⁾. 차량의 바퀴가 노면으로부터 떨어지게 되면 차량의 전복을 방지하기 위한 제어가 상당히

[†] 서울대학교 기계항공공학부
E-mail : yun0714@nate.com
TEL : (02)888-7194 FAX : (02)882-0561

^{*} 서울대학교 기계항공공학부

^{**} (주) 만도

어려워진다. 따라서 사전에 전복가능성을 판단하고 전복위험성이 높은 경우에는 바퀴가 노면에서 떨어지기 이전에 어떠한 형태의 전복방지제어가 시작되어야 한다⁽³⁾⁽⁴⁾.

초기에는 전복한계(Rollover threshold)의 개념을 이용 하였으나⁽⁵⁾, 전복한계는 과도상태에서의 전복가능성을 나타내기에는 부족하다. Chen and Peng 은 차량의 전복까지 남은시간(Time-to-rollover, TTR)을 계산하고 직접 요모멘트 방법을 이용하여 전복방지제어를 수행하는 방법을 제안하였다⁽⁶⁾⁽⁷⁾⁽⁸⁾. Hac and Martens 은 모델기반의 롤 추정기(Roll estimator)를 이용한 전복위험지수(Rollover index)를 제안하였다⁽⁹⁾. Yang and Liu 는 차량 무게중심의 위치, 전복을 일으키는 에너지, 타이어의 수직하중을 이용하여 각각의 지수를 만들고 그것을 적절히 결합하는 방법으로 전복위험지수를 계산하였다⁽⁴⁾. Palkovics and Semsey 는 휠속도와 횡가속도를 측정하여 차량의 바퀴들림을 판단하고 바퀴들림이 발견되면 모든 브레이크가 전복방지를 위해 작동하는 시스템을 제안하였다⁽¹⁰⁾.

본 연구에서는 차량의 전복위험성을 정량적으로 판단할 수 있는 전복위험지수(Rollover index, RI)를 기반으로 하여 차량의 전복을 방지하는 통합새시제어기를 설계하였다. 본 논문에서 제안한 통합새시제어기는 기존의 개별 제어 시스템인 Electronic Stability Control(ESC)와 Continuous Damping Control(CDC)의 통합을 통해 차량의 운동 상태를 정확하게 판단하고, 차량에 전복위험성이 존재한다고 판단될 경우 전복을 방지하기 위한 제어를 수행하게 된다. 이를 통해 전복방지 제어의 효과를 향상시킬 수 있을 뿐만 아니라, 개별 제어 시스템에 장착된 센서 신호들을 공유함으로써 차량의 상태를 보다 정확히 추정할 수 있다. 제안된 통합새시제어기는 NHTSA 표준에 맞는 “Fishhook” 및 “Sine with Dwell” 테스트를 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 재현함으로써 그 성능을 검증하였다.

2. 전복위험지수

2.1 전복위험지수

차량의 전복가능성을 판단하기 위하여 본 논문에서는 전복위험지수를 도입하였다. 전복위험지수는 차폭(t), 롤 중심으로부터 무게중심까지의 높이(h_{roll}), 롤 강성(K_{roll})과 같은 차량 고유의 파라미터에 따라 결정되는 임계 횡가속도($a_{y,c}$), 임계

롤각(ϕ_{th}) 및 롤각속도($\dot{\phi}_{th}$)와 차량의 현재 롤각(ϕ) 및 롤각속도($\dot{\phi}$)를 이용하여 롤각-롤각속도 위상평면 해석을 통해 다음과 같이 정의된다⁽¹¹⁾.

$$RI = \begin{cases} C_1 \left(\frac{|\phi(t)|\dot{\phi}_{th} + |\dot{\phi}(t)|\phi_{th}}{\phi_{th}\dot{\phi}_{th}} \right) + C_2 \left(\frac{|a_y|}{a_{y,c}} \right) \\ \quad + (1 - C_1 - C_2) \left(\frac{|\phi(t)|}{\sqrt{(\phi(t))^2 + (\dot{\phi}(t))^2}} \right), & \phi(\dot{\phi} - k_1\phi) > 0 \\ RI = 0, & \phi(\dot{\phi} - k_1\phi) \leq 0 \end{cases} \quad (1)$$

where, C_1, C_2 and k_1 are positive constants ($0 < C_1 \& C_2 < 1$)

식 (1)과 같이 정의된 전복위험 지수는 무차원 상수로서 주행 중인 차량의 전복위험성이 증가함에 따라 0 에서부터 1 까지 증가하게 되며, 차량의 바퀴가 지면으로부터 떨어지는 순간, 즉 전복위험성이 매우 클 때 1 의 값을 가진다.

2.2 통합 롤 상태 추정기

식 (1)에서 보는 바와 같이 전복위험지수를 정의하기 위해서는 차량의 현재 롤각과 롤각속도를 알아야 한다. 차량으로부터 롤각과 롤각속도를 직접 측정하기 위해서는 별도의 센서를 추가적으로 장착하여야 하기 때문에 비싼 추가 비용이 필요하다⁽¹²⁾. 그러나 본 논문에서 제안한 통합새시제어 시스템에서는 기존의 ESC 및 CDC 개별 제어 모듈에 장착된 센서들로부터 얻어낼 수 있는 측정신호들을 이용하여 롤각과 롤각속도를 비교적 정확하게 추정할 수 있다. 일반적으로 차량의 롤 운동은 주로 운전자의 조향입력이나 노면가진에 의해 발생한다. 조향입력과 노면가진이 독립적으로 존재할 때는 각각 횡방향 모델 기반 추정기와 수직방향 모델 기반 추정기를 통해 우수한 추정 성능을 얻을 수 있다. 하지만, 조향입력과 노면가진이 동시에 존재할 경우에는 각각의 추정기 성능은 현저히 떨어진다. 이와 같은 이유로 횡방향 모델 기반 추정기와 수직방향 모델 기반 추정기의 적절한 통합을 통해 차량 롤 모션에 대한 우수한 추정 성능을 확보할 수 있다.

Fig. 1 은 횡방향 모델과 수직방향 모델이 통합된 롤 상태 추정기 시스템의 구성도이다. 그림에서 보는 바와 같이 횡방향 모델기반 롤 상태 추정기는 ESC 에 장착된 센서로부터 측정된 횡가속도, 요율(γ), 조향각(δ)을 이용하여 롤각 및 롤각속도를 추정하게 되고, 수직방향 모델기반 롤 상태 추정기는 CDC 에 장착된 센서로부터 측정된 스프링 상하부 질량의 수직방향 가속도(\ddot{z}_s, \ddot{z}_u)를 통해 차량의 롤 상태를 추정하게 된다. 이 두 모델기반

추정기의 적절한 통합을 통해 다양한 주행상황 하에서도 롤각 및 롤각속도를 추정함에 있어서 우수한 성능을 확보할 수 있다⁽¹³⁾.

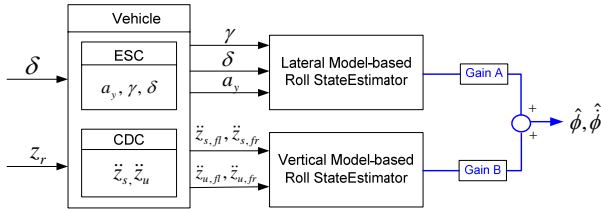


Fig. 1 Schematic diagram of the roll state estimator

3. 통합새시제어기 설계

일반적으로 차량 전복은 충돌에 의해 발생하는 tripped rollover 와 운전자의 급격한 조향입력과 노면 가진에 의해 차량의 롤 운동이 평형상태를 유지하지 못하고 선회반경 안쪽 타이어가 지면으로부터 떨어지면서 발생하는 un-tripped rollover 로 분류된다. Tripped rollover 의 경우는 차량의 전복을 예측하기가 어려운 반면, un-tripped rollover 는 사전에 차량의 전복위험성을 예측하여 제어가 가능하다. 따라서 본 연구에서는 차량의 전복을 방지하기 위해 Fig. 2 에서 보는 바와 같이 제동입력(ESC)을 이용한 전복방지 제어기를 설계하였으며, 이와 더불어 현가장치(CDC)를 이용하여 차량의 롤 운동을 제어할 수 있는 롤 제어기를 설계하였다.

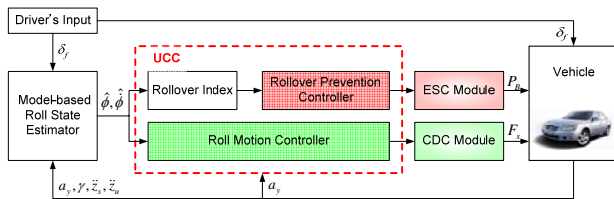


Fig. 2 Schematic diagram of UCC

3.1 제동을 이용한 전복방지 제어기

본 연구에서는 전복위험지수를 기반으로 차량의 전복을 방지하기 위해 제동을 이용한 전복방지 제어기를 설계하였다.

주행 중인 차량의 전복위험 지수가 전복위험이 있다고 판단되는 임계값 이상으로 증가할 경우, 차량의 네 바퀴를 각각 제어하여 전복을 방지할 수 있다. 여기서 전복위험지수는 제어 시점을 결정할 뿐만 아니라, 제어 목표값으로도 의미를 갖게 된다. 전복방지제어는 다음과 같은 다섯 단계의 절차를 수행한다: 1) 목표 전복위험지수(RI_{des}) 정의, 2) 현재 RI 를 RI_{des} 까지 낮춰줄 수 있는 목표 횡가속도($a_{y,des}$) 결정, 3) $a_{y,des}$ 를 생성할 수 있

는 목표 요율(γ_{des}) 결정, 4) 슬라이딩 제어기와 γ_{des} 를 이용하여 필요한 모멘트값 결정(M_z), 5) 필요한 모멘트를 생성시키기 위한 브레이크 압력(P_B) 결정

목표 횡가속도는 앞서 정의한 전복위험지수를 구하는 식 (1)로부터 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$a_{y,des} = \frac{1}{C_2} \begin{pmatrix} RI_{des} - C_1 \left(\frac{|\phi(t)|\dot{\phi}_{th} + |\dot{\phi}(t)|\phi_{th}}{\phi_{th}\dot{\phi}_{th}} \right) \\ -(1-C_1-C_2) \left(\frac{|\phi(t)|}{\sqrt{(\phi(t))^2 + (\dot{\phi}(t))^2}} \right) \end{pmatrix} \times a_{y,c} \quad (2)$$

차량의 평면운동만을 고려하면 횡가속도의 미분은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\dot{v} = a_y - u\gamma \quad (3)$$

비슷한 방법으로 차량의 목표 횡방향 운동은 다음과 같은 식으로 표현할 수 있다.

$$\dot{v} = a_{y,des} - u\gamma_{des} \quad (4)$$

식 (3)과 (4)를 이용하여 목표 횡가속도를 생성시킬 수 있는 목표 요율을 계산하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\gamma_{des} = \frac{1}{u} \{ a_{y,des} - (a_{y,m} - u\gamma) \} \quad (5)$$

Fig. 3 은 직접 요모멘트(M_z)를 포함하는 2 자유도 차량모델이며, 위 모델의 운동방정식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} m u (\dot{\beta} + \gamma) &= F_{yf} + F_{yr} \\ I_z \dot{\gamma} &= a F_{yf} - b F_{yr} + M_z \end{aligned} \quad (6)$$

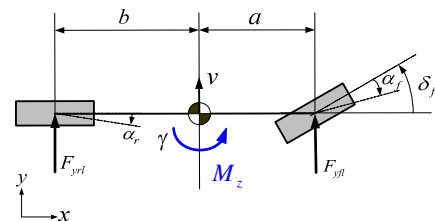


Fig. 3 2-D bicycle model

전복방지제어기를 설계를 위해 슬립각과 요율로 이루어진 다음과 같은 슬라이딩 평면을 정의 하였다.

$$s = \frac{1}{2}(\gamma_{des} - \gamma)^2 + \frac{1}{2}\rho \cdot \beta^2 \quad (7)$$

여기서, ρ 는 양의 정수이다. 슬라이딩 제어기는 슬라이딩 계인 K 가 양의 정수일 때 다음과 같이 구성할 수 있다.

$$\dot{s} = -Ks \quad (8)$$

식 (6)과 (7)을 식 (8)에 대입하여 계산하면 제어에 필요한 모멘트 값은 다음과 같다.

$$M_z = I_z \dot{\gamma}_{des} - aF_{yf} + bF_{yr} + \frac{\rho I_z \beta}{\gamma_{des} - \gamma} \left(\frac{C_{af} \alpha_f + C_{ar} \alpha_r}{mu} - \gamma \right) + \frac{I_z K}{2} \left((\gamma_{des} - \gamma) + \frac{\rho \beta^2}{\gamma_{des} - \gamma} \right) \quad (9)$$

식 (9)으로부터 필요한 각 바퀴의 제동 입력을 구하면 다음과 같다. 제동입력의 앞뒤 배분은 종방향 가속도에 따라 적절히 배분되도록 하였다.

$$P_{B,left.com} = \frac{M_z}{K_B} \frac{r_{wf}}{L/2} + \frac{T_s}{K_B} \quad (M_z \geq 0) \quad (10)$$

$$P_{B,right.com} = -\frac{M_z}{K_B} \frac{r_{wf}}{L/2} + \frac{T_s}{K_B} \quad (M_z < 0)$$

3.2 현가장치를 이용한 롤 제어기

차량의 전복에 가장 큰 영향을 미치는 롤 운동을 현가장치를 이용하여 제어함으로써 전복위험성을 효과적으로 줄일 수 있다. 본 연구에서는 롤각과 롤각속도를 정확히 추정할 수 있다는 가정 하에, 롤각을 0으로 만들어 줄 수 있는 직접 롤모멘트를 계산하여 차량 앞쪽 현가장치를 이용해 롤 운동을 제어하는 제어기를 설계하였다.

Fig. 4는 직접 롤모멘트(M_ϕ)를 포함하는 롤 모델이며, 운동방정식은 다음과 같다.

$$\ddot{\phi} = -\frac{C_{roll}}{I_x} \dot{\phi} - \frac{K_{roll}}{I_x} \phi + \frac{m_s (a_y + g \cdot \phi) h_{roll}}{I_x} - \frac{M_\phi}{I_x} \quad (11)$$

현가장치의 감쇠비는 직접 롤모멘트를 통해 직접 제어하기 때문에 식(11)의 복합 감쇠비(C_{roll})는 운동방정식에서 제외하였다.

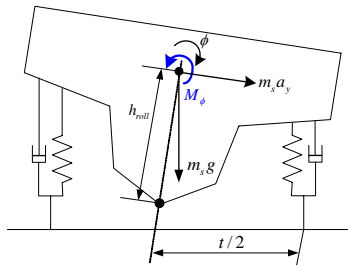


Fig. 4 2-D roll model

제어기 설계를 위해 다음과 같이 롤각과 롤각속도로 이루어진 슬라이딩 평면을 정의하였다.

$$s = \dot{\phi} + \lambda \phi \quad (12)$$

여기서, λ 는 양의 정수이다. 슬라이딩 제어기는 이득 η 가 양의 정수일 때 다음과 같은 조건을 만족시키도록 구성하였다.

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} s^2 \leq -\eta |s| \quad (13)$$

식 (12)를 이용하여 슬라이딩 평면의 미분값을 0으로 만들어 주는 equivalent 제어입력을 구한 후, 불연속항을 고려하여 식 (13)의 슬라이딩 조건을

만족하도록 불연속항의 이득 K 를 계산하면 다음과 같은 직접 롤모멘트 제어입력을 구할 수 있다.

$$M_\phi = M_{\phi,dq} - K \cdot \text{sat} \left(\frac{s}{\Phi} \right) \quad (14)$$

$$\text{where, } M_{\phi,eq} = \lambda I_x \dot{\phi} - K_{roll} \phi + m_s (a_y + g \cdot \sin \phi) h_{roll}$$

$$K \leq -\eta \cdot I_x, \quad \Phi: \text{boundary layer}$$

위의 식 (14)에서 구한 직접 롤모멘트값을 이용하여 차량의 롤 모션을 제어하기 위해서는 현가장치의 감쇠력을 구해야 한다. 직접 롤모멘트로부터 감쇠력을 차량에 가하는 과정은 Fig. 5에 도시되어 있다. 그 과정을 살펴보면, 식 (14)를 이용해 구한 직접 롤모멘트로부터 차량의 현재 현가장치의 속도에 따라 필요한 목표 감쇠력을 구하고, 이렇게 구해진 목표 감쇠력은 damping map을 통해 0~1 사이의 current로 변환되어 CDC 모듈에 실질적인 입력으로 작용하며, CDC 모듈은 입력된 current에 따라 적절한 감쇠력 차량에 직접적으로 가하여 제어를 수행하게 된다.

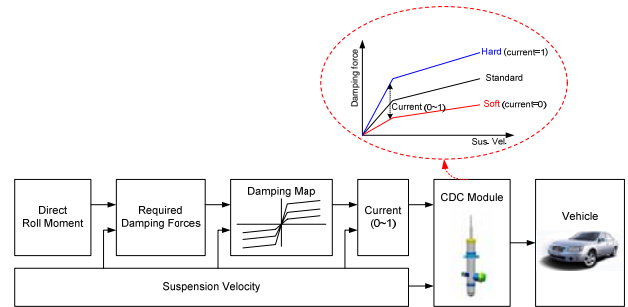


Fig. 5 Schematic diagram of roll control

4. 시뮬레이션 결과

차량의 전복테스트의 경우 실제 차량을 이용한 실험은 매우 위험하고 경제적 제한이 많다. 따라서 본 연구에서는 제안한 통합제어기기의 성능을 검증하기 위해 차량 동역학 시뮬레이션 프로그램인 Carsim과 Matlab/Simulink를 이용하여 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션에서는 NHTSA 표준에 맞는 "Fishhook"과 "Sine With Dwell" 조향 입력을 사용하였으며, 테스트 차량은 Carsim에서 기본적으로 제공하는 SUV 차량을 대상으로 하였다.

4.1 전복위험 지수 및 롤 상태 추정기 검증

전복위험지수와 롤 상태 추정기의 성능을 검증하기 위해 "Fishhook" 시뮬레이션을 수행하였다. Fig. 6과 Fig. 7은 각각 조향입력과 차량의 오른쪽에 가해지는 노면가진을 나타낸다. 이 시뮬레이션 상황에서는 3초 부근에서 차량전복이 발생하였다.

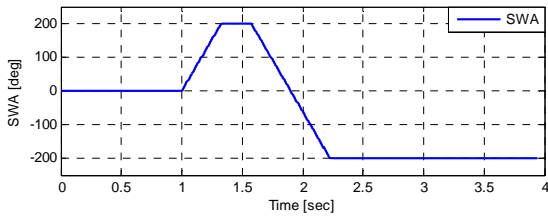


Fig. 6 Steering wheel angle (Fishhook)

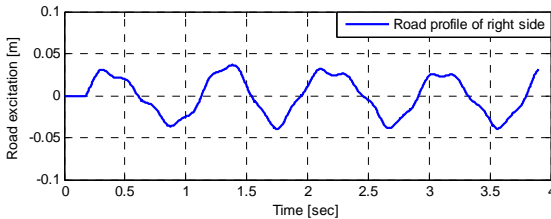
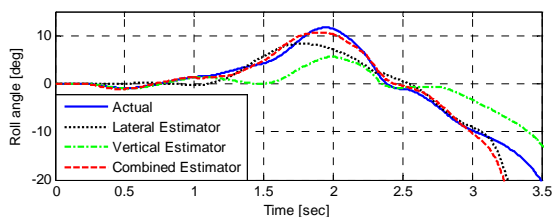


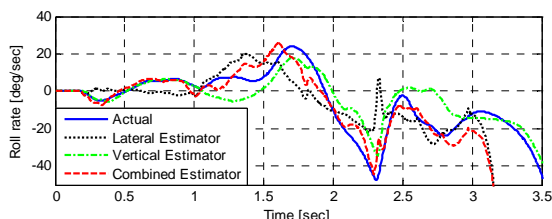
Fig. 7 Road profile (right side of the vehicle)

시뮬레이션 결과, 롤각과 롤각속도, 전복위험지수는 Fig. 8 과 같이 나타났다. Fig. 8.(a), (b)에서 보는 바와 같이 조향입력과 노면가진이 동시에 존재할 경우, 횡방향 및 수직방향 모델 기반 추정기 모두 추정성능이 현저히 떨어지는 것을 확인할 수 있다. 그에 반해 통합된 모델 기반 롤 상태 추정기는 조향입력과 노면가진이 동시에 존재하는 상황 하에서도 전복이 일어나기 전까지 롤각과 롤각속도를 비교적 정확히 추정하는 것을 확인할 수 있다.

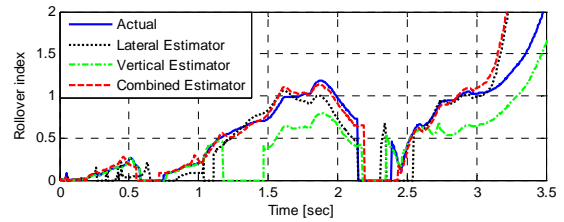
전복위험지수는 Fig. 8.(c)에서 보는 바와 같이 차량의 전복위험성이 높아지면 ($t \approx 1.8 \text{ sec}$), 1 까지 증가하는 것을 알 수 있고, 완전히 전복이 발생한 후에는 ($t > 3 \text{ sec}$) 1 이상으로 급격히 증가하는 것을 확인할 수 있었다.



(a) Roll angle



(b) Roll rate



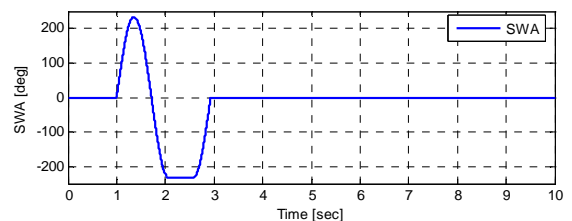
(c) Rollover index

Fig. 8 Simulation results of the Fishhook test

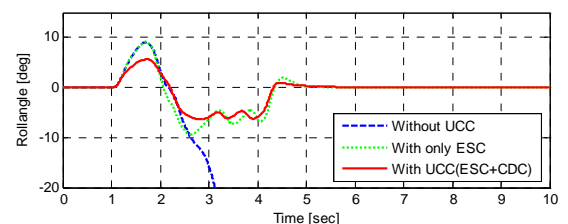
시뮬레이션은 통해 본 논문에서 도입한 전복위험지수와 통합 롤 상태 추정기는 차량의 전복에 대한 위험성을 판단하는데 매우 효과적인 것을 확인하였다.

4.2 통합새시제어기 검증

전복방지 통합새시제어기의 성능을 검증하기 위해 NHTSA 표준에 준하여 “Sine With Dwell” 시뮬레이션을 수행하였으며 그 결과는 Fig. 9 와 같다. 이 시뮬레이션 상황에서는 제어입력이 가해지지 않으면 전복이 발생하는 상황이다. Fig. 9. (b),(c)에서 보는 바와 같이 ESC 만을 이용하여 제어를 수행할 때보다 UCC 의 경우에서 롤각과 롤가속도가 현저히 줄어드는 것을 확인할 수 있다. 전복에 대한 위험 또한 Fig. 9.(d)의 전복위험지수에서 볼 수 있듯이 UCC 를 수행했을 때 더 낮음을 알 수 있다. 또한, UCC 의 경우 현가장치를 통해 차량의 롤 운동을 줄여주기 때문에 Fig. 9.(e)에서 볼 수 있듯이 ESC 와 비교하여 훨씬 적은 브레이크 입력만으로도 효과적인 제어를 수행할 수 있음을 확인할 수 있었다.

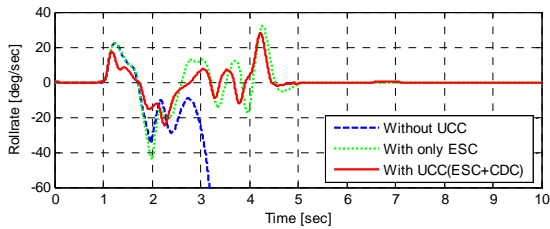


(a) Steering wheel angle (Sine With Dwell)

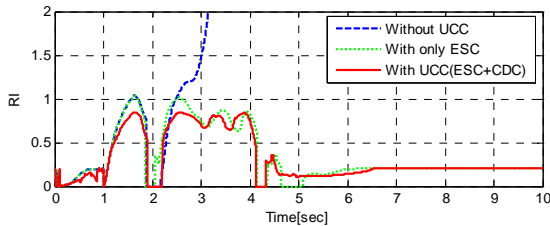


(b) Roll angle

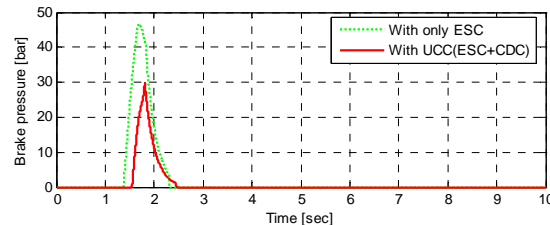
참고문헌



(c) Roll rate



(d) Rollover index



(e) Brake pressure (front-left side)

Fig. 9 Simulation results of Sine With Dwell test

시뮬레이션 결과에서 알 수 있듯이, 본 논문에서 설계한 통합새시제어 시스템은 브레이크와 현가장치를 통해 차량의 전복을 효율적으로 방지할 수 있다는 것을 확인하였다.

5. 결론

본 연구에서는 차량의 전복방지를 위하여 전복 위험지수와 모델기반 통합 롤 상태 추정기를 도입하고, 이를 기반으로 브레이크와 현가장치를 이용하여 차량의 전복을 방지하는 통합새시제어 시스템을 설계하였다. 차량 전복테스트의 표준이라 할 수 있는 NHTSA “Fishhook” 과 “Sine With Dwell” 테스트를 시뮬레이션을 통해 재현함으로써 전복 위험지수, 롤 상태 추정기를 포함한 통합새시제어 시스템의 성능을 검증하였다. 설계된 통합새시제어 시스템은 다양한 주행상황에서도 전복위험성을 정확히 판단하고, 제어함으로써 차량의 전복을 효과적으로 방지할 수 있음을 확인할 수 있었다.

후 기

이 연구는 (주) 만도의 연구 지원에 의해 수행되었습니다.

- (1) NHTSA Technical Report, 2007, “An Analysis of Motor Vehicle Rollover Crashes and Injury Outcomes,” *NCSA(NHTSA’s National Center for Statistics and Analysis)*, pp. 7~8.
- (2) Yim Seongjin, Park Youngjin, Part. Younsik, 2005, “Design of Active Suspension and ESP for Rollover Prevention,” *Trans. of the KSAE*, Vol. 2, pp. 807~812.
- (3) Thomas D. Gillespie, 1992, “Fundamentals of Vehicle Dynamics,” *Society of Automotive Engineers, Inc*, 1992, pp.310~317.
- (4) Hanlong Yang, Louis Yizhang, 2003, “A Robust Active Suspension Controller with Rollover Prevention,” *SAE Technical papers*, NO. 2003-01-0959.
- (5) Gillespie T.D, Ervin R.D., 1983, “Comparative Study of Vehicle Roll Stability,” *The University of Michigan Transportation Research Institute*, Report No.UMTRI-83-25, 42p..
- (6) Bo-Chiuan Chen, Huei Peng, 1999, “Rollover Warning of Articulated Vehicles Based on a Time-To-Rollover Metric,” *Proceedings of the 1999 ASME International Congress and Exposition, Knoxville, TN, November*.
- (7) Ali Y.Ungoren and Huei Peng, 2001, “Rollover Propensity Evaluation of an SUV Equipped with a TRW VSC System,” *SAE Technical papers*, No. 2001-01-0128.
- (8) Bo-Chiuan Chen, Huei Peng, 2001, “Differential-Braking-Based Rollover Prevention for Sport Utility Vehicles with Human-in-the-loop Evaluation,” *Vehicle System Dynamics*, Vol 36, No.4-5, pp.359~389.
- (9) Aleksander Hac, Todd Brown and John Martens, 2004, “Detection of Vehicle Rollover”, *SAE Technical papers*, No. 2004-01-1757.
- (10) Palkovics, L., Semsey, A., and Gerum, E., 1999, “Roll-Over Prevention System for Commercial Vehicles – Additional Sensorless Function of the Electronic Brake System,” *Vehicle System Dynamics*, Vol. 23, No. 4, pp. 285-297.
- (11) Jangyeol Yoon, Kyongsu Yi and Dongshin Kim, 2006, “Design of A Rollover Index-Based Vehicle Stability Control Scheme,” *The 8th International Symposium on Advanced Vehicle Control*, No. AVEC060067.
- (12) Peter J.Schubert, David Nichols,Edward J.Wallner, Henry Kong,Jan K.Schiffmann, 2004, “Electronics and Algorithms for Rollover Sensing,” *SAE Technical paper*, No. 2004-01-0343.
- (13) Dongkeun Kwon, Kyongsu Yi, Seungjong Yi, Jangyeol Yoon, 2006, “Medel-based Estimation of Vehicle Roll State for Rollover Mitigation Control,” *Proceeding of KSAE Fall Conference*, Vol. 2, pp. 814-819.