

전륜 제동력 및 전륜 조향각을 이용한 SUV 차량의 통합운동제어시스템 개발

송정훈*[#]

*동명대학교 기계로봇공학과

Integrated Dynamics Control System for SUV with Front Brake Force and Front Steering Angle

Jeonghoon Song*[#]

*Department of Mechanical and Robot Engineering, Tongmyong Univ.

(Received 24 February 2022; received in revised form 10 March 2022; accepted 17 March 2022)

ABSTRACT

An integrated front steering system and front brake system (FSFB) is developed to improve the stability and controllability of an SUV. The FSFB simultaneously controls the additional steering angle and front brake pressure. An active front steering system (AFS) and an active front brake system (AFB) are designed for comparison. The results show that the FSFB enhances the lateral stability and controllability regardless of road and running conditions compared to the AFS and AFB. As a result, the yaw rate of the SUV tracks the reference yaw rate, and the side slip angle decreases. In addition, brake pressure control is more effective than steering angle control in improving the stability and steerability of the SUV on a slippery road. However, this deteriorates comfort on dry or wet asphalt.

Keywords : Front Steering Front Brake(FSFB), Sports Utility Vehicle(SUV), Active Front Steering(AFS, 능동전륜 조향제어), Active Front Brake(AFB, 능동전륜제동제어)

1. 서 론

SUV(Sports Utility Vehicle)의 통합운동제어(IDC, Integrated Dynamics Control)는 차량 모델을 이용하여 현재의 모멘트를 계산하고 SUV가 안정적이며 조향가능한 요 모멘트를 만들어내기 위하여 구동기를 제어하는 시스템이다^[1]. 현재까지 필요 요 모멘트를 만들어내기 위하여 다양한 제어시스템이 개발되고 있다. 이들 중 두 개 이상의 장치를 통합제어하여 필요한 요 모멘트를

발생시키는 장치가 많이 연구되고 있다. 두 장치를 동시에 제어함으로써 과도한 조향 및 제동 제어 입력에 의한 안정성, 승차감, 그리고 제어 성능이 악화되는 것을 방지할 수 있다.

Song은 전륜조향장치와 후륜제동장치를 통합제어하는 시스템을 개발하였으며^[2] Jin 등은 후륜조향장치와 제동장치의 통합제어장치를 발표하였다^[3]. 한편 Soltani 등은 현가장치와 제동장치를 통합제어하는 시스템을 설계하였다^[4].

이 연구에서 개발하고자 하는 FSFB (Front Steering and Front Brake)는 통합제어장치의 일종이며 능동전륜 조향장치(AFS, Active Front Steering)와 능동전륜제동장

Corresponding Author : jhsong@tu.ac.kr

Tel: +82-51-629-1537, Fax: +82-51-629-1669

치(AFB, Active Front Brake)로 구성된다. AFS는 운전자의 조향 입력에 부가적인 조향입력을 가하여 차량의 횡방향 안정성을 향상시키는 장치이며 AFB는 능동적으로 전륜의 제동 압력을 변화시켜 요 모멘트를 발생시키는 장치이다. AFS는 제동력을 사용하지 않기 때문에 제어 요 모멘트를 만드는 과정에서 감속이 적어 승차감이 좋다. 또한 바퀴와 조향 휠의 기계적 연결을 유지시켜 주므로 전자기적 외란에 의한 조향 불능 상태에 빠질 가능성이 현저히 낮다는 장점이 있다. AFB는 응답속도가 빠르며 횡방향 안정성 및 종방향 안정성을 유지시켜 조향성 및 안정성을 개선시켜 주는 장점이 있다.

2. SUV 모델

2.1 8자유도 SUV 모델

통합운동제어장치를 장착한 SUV의 동작과 제어 입력에 대한 응답을 살펴보기 위해서는 차량 모델이 필요하다. 이 연구에서는 8자유도의 SUV 모델을 사용하였으며 수학적 모델은 다음과 같다^[2].

종방향 운동

$$m_{total}(\dot{v}_x - v_y\dot{\gamma}) - m_s h_s \dot{\gamma}\dot{\phi} = \sum_{i=1}^4 F_{xi} \quad (1)$$

횡방향 운동

$$m_{total}(\dot{v}_y - v_x\dot{\gamma}) + m_s h_s \dot{\phi} = \sum_{i=1}^4 F_{yi} \quad (2)$$

요 운동

$$I_z \ddot{\gamma} = aF_{y1} + \frac{t_f}{2} F_{x1} + aF_{y2} - \frac{t_f}{2} F_{x2} - bF_{y3} + \frac{t_r}{2} F_{x1} - aF_{y4} - \frac{t_r}{2} F_{x4} \quad (3)$$

롤 운동

$$I_{x'} \ddot{\phi} + B_{roll} \dot{\phi} + K_{roll} \phi = m_s g h_s \sin\phi - m_s (\dot{v}_y + v_x\dot{\gamma}) h_s \cos\phi \quad (4)$$

바퀴 회전 운동

$$I_{\omega i} \ddot{\theta}_i = -T_b - F_{ti} R_{\omega} - T_{rolli} \quad (5)$$

여기서 $i = 1, 2, 3, 4$ 이며 각각 좌측 앞바퀴, 우측 앞바퀴, 좌측 뒷바퀴, 우측 뒷바퀴를 의미한다. 차량은 평지를 주행한다고 가정하였으며 바퀴의 상하 운동은 무시한다.

2.2 조향 장치 모델

AFS의 모터에 의하여 발생하는 보조조향토크(T_{assist})와 바퀴와 노면과의 마찰에 의하여 발생하는 마찰토크(T_{load})를 이용하면 다음과 같이 단순한 조향 장치 모델을 구성할 수 있다^[5].

$$I_{eq} \ddot{\theta}_p + B_{eq} (\dot{\theta}_p - \dot{\theta}_{sw}) + K_{eq} (\theta_p - \theta_{sw}) = T_{assist} + T_{load} \quad (6)$$

여기서 I_{eq} , B_{eq} , K_{eq} 는 조향장치의 등가 회전관성, 등가 감쇠계수, 등가 강성계수이며 θ_p 및 θ_{sw} 는 각각 피니언와 조향 휠의 회전 각도이다.

3. 제어기 설계

3.1 통합운동제어시스템

AFS와 AFB가 독립적으로 제어된다면 상호 간섭으로 인하여 안전성 악화가 발생할 수 있으므로 이들을 통합 제어하여 제어기의 성능을 최대로 발휘할 수 있도록 하여야 한다^[1]. 이를 위하여 통합운동제어시스템이 개발되고 있으며 일반적으로 상부 제어기와 하부 제어기의 이층 구조로 설계한다. 상부 제어기는 SUV의 요 속도나 목표 요 속도를 추종하고 미끄러짐 각(side slip angle)을 최소화하기 위하여 추가 조향각($\Delta\delta$) 및 전륜의 오른쪽 또는 왼쪽 바퀴의 미끄러짐 값(λ_i , slip)을 동시에 결정한다.

상부 제어기의 제어 입력은 요 속도 오차 및 횡방향 미끄러짐 각 오차로써 다음과 같다.

$$e_\gamma = \text{reference yaw rate}(\dot{\gamma}_{ref}) - \text{yaw rate}(\dot{\gamma}) \quad (7)$$

$$e_\beta = \text{reference side slip angle}(\dot{\beta}_{ref}) - \text{side slip angle}(\dot{\beta}) \quad (8)$$

목표 요 속도는 다음과 같다.

$$\dot{\gamma}_{ref} = \frac{v_x}{R} = \frac{v_x \delta_f}{a + b + Km_{total} v_x^2} \quad (9)$$

여기서

$$K = \frac{bC_{ar}\mu_r - aC_{af}\mu_f}{2(C_{af}\mu_f)(C_{ar}\mu_r)(a+b)}$$

목표 횡방향 미끄러짐 각은 0으로 가정한다.

FSFB의 상부 제어기는 제어 출력을 구하기 위하여

퍼지 로직 제어(FLC, Fuzzy Logic Control)를 이용한다. FLC에서 요 속도 오차와 횡방향 미끄러짐 각 오차의 전체 집합은 각각 [-1 1]과 [-1 1]로 선정하였으며 다섯 개의 삼각 멤버쉽 함수를 이용하여 설계하였다. 제어 출력인 추가 조향각 및 미끄러짐 값은 7개의 삼각 멤버쉽 함수로 구성된다. 이들의 전체 집합은 각각 [-1 1]과 [-0.5 0.5]이며 Mamdani 퍼지 추론을 사용한다^[6].

하부 제어기는 상부 제어기에서 계산된 추가 조향각 및 미끄러짐 값을 실현시키기 위한 제어기들로 구성된다. 추가 조향각을 실현시키기 위해서 PID 제어(PID, Proportional-Integral-Derivative Control) 방법을 사용하여 식 (6)의 보조조향토크를 제어한다.

$e_\theta = \theta_d - \theta_p$ 라고 정의하면 PID 제어기를 이용한 보조 조향토크는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$T_{assist}(t) = K_p e_\theta(t) + K_i \int_0^t e_\theta(\tau) d\tau + K_D \frac{d}{dt} e_\theta(t) \quad (10)$$

여기서 θ_d 는 목표 조향각, K_p , K_i , K_D 는 각각 비례, 적분, 미분 계수이다. 식 (10)을 이산화시키면

$$T_{assist}(k) = T_{assist}(k-1) + (K_p + K_i + K_D)e_\theta(k) - (K_p + 2K_D)e_\theta(k-1) + K_D e_\theta(k-2) \quad (11)$$

가 된다.

미끄러짐 값은 ABS(Anti-lock Brake System)을 이용하여 제동 압력으로 변환된다. ABS는 슬라이딩 모드 제어(SMC, Sliding Mode Control) 방법을 이용하여 설계한다. 식 (5)로부터

$$\begin{aligned} \ddot{\theta}_i &= -\frac{1}{I_{wi}}(P_{wi}A_wR_b + F_{ti}R_w + T_{rolli}) \\ &= -(Q_i u_i + \tau_{ti} + \tau_{ri}) \end{aligned} \quad (12)$$

여기서 $Q_i = A_w R_b / I_{wi}$, $\tau_r = F_{ti} R_w / I_{wi}$, $\tau_r = T_{rolli} / I_{wi}$ 이며 A_w 는 압력관의 단면적, u_i 는 제동압력 P_i 를 의미한다. 한편 미끄러짐 값은 다음과 같이 정의된다.

$$\lambda_s = \frac{v_x - R_w \dot{\theta}}{v_x} \quad (13)$$

여기서 슬라이딩 표면 (sliding surface), S 는

$$S = \left(\frac{d}{dt} + \lambda \right) \int_0^t \lambda_r dr = \lambda_r + \lambda \int_0^t \lambda_r dr \quad (14)$$

로 정의한다. 여기서 λ_r 은 목표 미끄러짐 값(λ_{di})과 실제 미끄러짐 값(λ_s)의 차이를 의미하며 λ 는 양수이다. 식

(14)의 양변을 미분하면

$$\begin{aligned} \dot{S} &= \dot{\lambda}_r + \lambda \lambda_r \\ &= \frac{R_w}{v_x^2} \left[-(Q_i u_i + \tau_{ti} + \tau_{ri}) v_x - \dot{\theta}_i v_x + \frac{v_x^2 \lambda}{R_w} (\lambda_{di} - \lambda_{si}) \right] \end{aligned} \quad (15)$$

연속제어법을 적용하면 최적해는

$$\hat{u}_i = -\frac{1}{v_x Q_i} \left[(\hat{\tau}_{ti} + \hat{\tau}_{ri}) v_x + \dot{\theta}_i v_x - \frac{v_x^2 \lambda}{R_w} (\lambda_{di} - \lambda_{si}) \right] \quad (16)$$

이다. 이 값은 제동 토크 예측에 의한 오차가 0이라는 가정을 이용하여 계산한 값이다. 따라서 불연속 값 \bar{u} 를 추가하여야 한다.

$$\bar{u}_i = -\frac{\tau_{ti}^* + \tau_{ri}^* + \eta}{Q_i} \text{sgn}(S) \quad (17)$$

여기서 η 는 양수이며 $u = \hat{u} + \bar{u}$ 이므로 제동 압력은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} u_i &= -\frac{1}{v_x Q_i} \left[(\hat{\tau}_{ti} + \hat{\tau}_{ri}) v_x + \dot{\theta}_i v_x - \frac{v_x^2 \lambda}{R_w} (\lambda_{di} - \lambda_{si}) \right] \\ &\quad - \frac{\tau_{ti}^* + \tau_{ri}^* + \eta}{Q_i} \text{sgn}(S) \end{aligned} \quad (18)$$

한편 $\text{sgn}(S)$ 함수의 제어 불연속성에 의하여 발생하는 채터링(chattering) 문제를 해결하기 위하여 $\text{sat}(S/\Phi)$ 함수를 도입하면

$$\begin{aligned} u_i &= -\frac{1}{v_x Q_i} \left[(\hat{\tau}_{ti} + \hat{\tau}_{ri}) v_x + \dot{\theta}_i v_x - \frac{v_x^2 \lambda}{R_w} (\lambda_{di} - \lambda_{si}) \right] \\ &\quad - \frac{\tau_{ti}^* + \tau_{ri}^* + \eta}{Q_i} \text{sat}\left(\frac{S}{\Phi}\right) \end{aligned} \quad (19)$$

3.2 AFS 제어기

이 연구에서는 FSFB와의 성능 비교를 위하여 AFS와 AFB 제어기를 설계하였다. 두 제어기는 요 속도가 목표 요 속도를 추종하도록 제어한다.

AFS의 슬라이딩 모드 제어도 앞의 방법을 이용하여 설계할 수 있다^[5]. SUV의 요 운동은

$$\dot{\gamma} = f + d + bu \quad (20)$$

여기서 u 는 제어 입력, f 는 차량 횡방향 운동, d 는 외란, b 는 제어 이득을 의미한다.

슬라이딩 표면 S 를 앞에서와 동일하게 정의한 후 미분

하고 식 (7)과 식(20)을 대입하면

$$\dot{S} = f + bu - \ddot{\gamma}_{ref} + \lambda e_{\gamma} \quad (21)$$

이다. 여기서 연속제어식을 적용하면 최적해는

$$\dot{u} = \frac{1}{b} [-\hat{f} + \ddot{\gamma}_{ref} - \lambda e_{\gamma}] \quad (22)$$

이 된다. 이때 추정 오차는

$$\bar{u} = -\frac{1}{b}(\eta + \xi) \text{sgn}(S) \quad (23)$$

로 가정하면 추가 조향각은 다음과 같다.

$$u = \frac{1}{b} [-\hat{f} + \ddot{\gamma}_{ref} - \lambda(\dot{\gamma} - \dot{\gamma}_{ref}) - (\eta + f^*) \text{sgn}(S)] \quad (24)$$

식 (24)를 정리하고 $\text{sat}(S/\Phi)$ 함수를 도입하면

$$\delta_f = \frac{1}{b} [-a_1 v_y - a_2 \dot{\gamma} + \ddot{\gamma}_{ref} - \lambda(\dot{\gamma} - \dot{\gamma}_{ref}) - (\eta + f^*) \text{sat}\left(\frac{S}{\Phi}\right)] \quad (25)$$

이다. 여기서 $a_1 = \frac{bC_r - aC_f}{I_z v_x}$, $a_2 = -\frac{a^2 C_f + b^2 C_r}{I_z v_x}$ 이며 $b = \frac{a \times C_f}{I_z}$ 이다.

3.3 AFB 시스템

AFB는 전륜 양쪽의 제동력에 차이를 두어 요 모멘트를 발생시키는 제어기이다. SUV가 선회할 때 발생하는 요 속도 값이 목표값 보다 크면 즉, e_{γ} 의 값이 음수이면 선회시 바깥쪽 바퀴의 제동 압력을 제어한다. 반대로 계산된 요 속도의 값이 목표값 보다 작으면 안쪽 바퀴의 제동 압력을 제어한다.

필요한 제동 압력을 계산하기 위하여 퍼지 로직 제어 방법을 사용하였다. AFB 구성에 사용된 퍼지 입력은 요 속도 오차와 요 속도 오차의 변화이며 전체 집합은 각각 [-1 1]과 [-0.5 0.5]로 설정하였다. 출력은 제동 압력이며 전체 집합은 [-1 1]이다. 입력은 각각 7개와 5개의 삼각 멤버쉽 함수로 구성하였으며 출력은 7개의 삼각 멤버쉽 함수로 구성하였다.

4. 연구 결과

4.1 건조한 아스팔트 노면

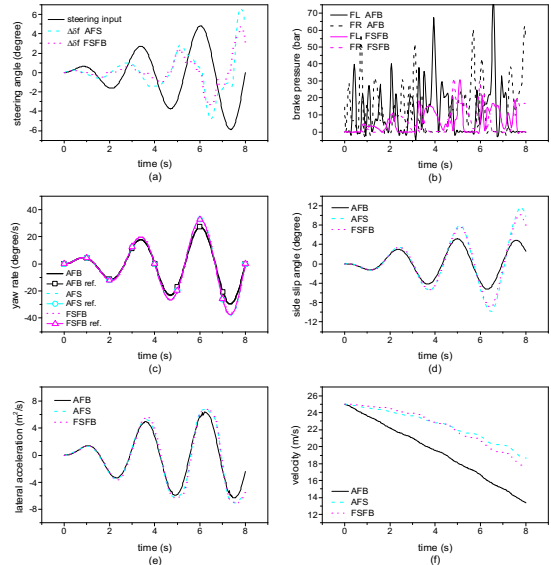


Fig. 1 Responses of SUV on dry asphalt road

개발된 FSFB 및 AFS 그리고 AFB의 성능을 비교 평가 하기 위하여 건조한 아스팔트 노면을 주행할 때 SUV의 주행성능을 살펴보았다. 초기 주행 속도는 25m/s이며 조향 입력은 Fig. 1(a)에 나타내었다.

세 종류의 제어기는 요 속도가 목표 요 속도를 잘 추종하도록 SUV를 제어하지만 (Fig. 1(c)) AFS 제어기는 조향 입력이 커지면 추가 조향각이 과도하게 커지는 것을 확인할 수 있다. AFB는 제동력으로 요 속도를 제어 하지만 과도한 제동력으로 인하여 감속이 크게 발생하여 승차감의 악화를 발생시켰다(Fig. 1(b), (f)).

Fig. 1(d)는 SUV의 횡방향 미끄러짐 각을 나타낸다. AFB를 장착하였을 때 가장 작은 값을 보였지만 이는 낮은 속도 때문이며 요 속도 및 횡방향 가속도가 가장 작은 것에서도 확인할 수 있다. 반면 FSFB는 AFS에 비하여 미끄러짐 각도가 최대값 기준으로 13.8% 감소하여 조향 성능이 개선됨을 나타낸다. 또한 감속이 적게 발생하여 승차감의 악화가 적음을 확인할 수 있다.

4.2 젖은 아스팔트 노면

Fig 2는 AFS, AFB, FSFB를 장착한 SUV가 젖은 아스팔트 노면을 25m/s로 주행할 때 차량 응답을 나타낸다. 주어진 조향 입력은 Fig. 2(a)에 나타내었다.

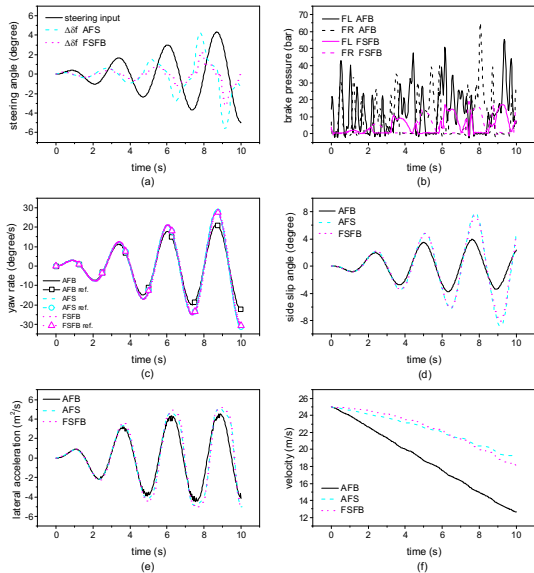


Fig. 2 Responses of SUV on wet asphalt road

FSFB 차량은 AFS에 비하여 추가 조향각이 적으며 AFB에 대하여 제동 압력도 감소하여 조향 장치 및 제동 장치가 통합되어 적절히 제어되고 있음을 나타낸다. 조향 입력이 커짐에 따라 AFS는 추가 조향각이 너무 커져 거의 제어 불능 상태에 들어가는 것으로 판단된다. 또한 AFB는 제동 압력으로 인하여 SUV 속도가 크게 감소됨을 확인할 수 있다(Fig. 2(a), (b)).

결과적으로 FSFB는 차량의 요 속도가 목표 요 속도들 매우 잘 추종하게 제어한다(Fig. 2(c)). 또한 미끄러짐 각도도 감소시켜 (Fig. 2(d)) 안정성과 조향성을 향상시켜 제어 한계를 확장시킬 수 있음을 확인할 수 있다.

4.3 눈길

AFS, AFB 또는 FSFB를 장착한 차량이 눈길을 주행할 때의 응답은 Fig. 3에 나타내었다. 앞의 실험과 마찬가지로 세 종류의 제어기 모두 SUV의 요 속도가 목표 요 속도를 잘 추종하도록 제어하는 것을 확인할 수 있다.

결과를 보다 자세히 살펴보면 FSFB를 장착한 SUV 차량이 요 속도를 잘 추종하며 동시에 미끄러짐 각도도 최소의 값을 발생시킨다. 특히 최대값 기준으로 AFS에 비하여 35.4%, AFB에 비하여 24.6% 감소되었음을 확인할 수 있다. 눈길에서 FSFB SUV의 주행 특성은 추가

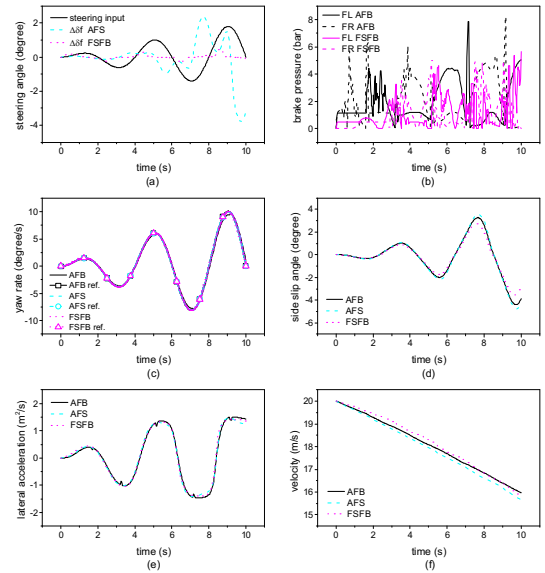


Fig. 3 Responses of SUV on snow paved road

조향각이 적으며 제동 압력도 낮다는 것이다. 결과적으로 속도 변화도 다른 제어기를 장착한 SUV와 비슷함을 볼 수 있다. AFS는 조향 입력이 커짐에 따라 추가 조향각이 너무 커지는 단점이 여전히 발생하고 있다.

지금까지의 결과를 살펴보면 건조한 아스팔트 도로나 젖은 아스팔트 도로와 같은 마찰계수가 상대적으로 큰 노면조건에서는 조향각 제어가 SUV의 승차감 향상에 도움을 준다. 하지만 미끄러운 노면에서 큰 조향입력이 가해지는 제어 한계 상황에서는 제동 압력 제어가 요구되는 것을 알 수 있다.

조향각만을 제어하는 AFS는 요 속도를 제어하기 위하여 FSFB에 비하여 매우 큰 조향 입력이 요구되어 안정성 및 조향 성능의 급격한 악화가 발생한다. 하지만 제동 압력만을 제어하는 AFB는 조금 더 큰 제동 압력을 요구하지만 큰 감속을 발생시키지 않기 때문에 승차감의 악화가 크게 발생하지 않는다.

5. Conclusion

이 연구는 전륜조향각과 전륜제어압력을 통합제어하는 FSFB를 설계하고 성능 평가를 위하여 실시되었다. 전륜조향각만 제어하는 AFS 및 전륜제동압력만

제어하는 AFB도 비교 평가를 위하여 제작되었다. 얻어진 결론은 다음과 같다.

1. 건조한 아스팔트 노면, 젖은 아스팔트 노면 그리고 눈길에서 점차 커지는 정현파의 조향입력이 가해지면 AFS, AFB 그리고 FSFB를 장착한 SUV의 요 속도는 목표 요 속도를 잘 추종하였다. 특히 FSFB 차량은 조향입력이 커져도 횡방향 미끄러짐 각도가 적어 안정성과 조향성이 유지되고 있음을 확인할 수 있다.
2. 건조한 아스팔트 노면 및 젖은 아스팔트 노면에서 AFB를 장착한 SUV는 감속이 커 승차감의 악화가 발생되었다. 반면에 AFS는 조향각이 커지면 추가 조향각이 커져 거의 제어 불능 상태에 들어감을 확인할 수 있다.
3. 노면이 미끄러워지면 조향 장치의 제어보다는 제동 장치의 제어가 SUV의 안정성 및 제어성능 확보에 보다 효과적이었다.

후 기

본 성과물은 부산광역시의 대학혁신연구단지조성사업 중 “동명대학교 대학혁신연구단지조성사업” 지원으로 수행되었음(IURP2101)

References

1. Yim, S., “Performance Improvement of Integrated Chassis Control with Determination of Rear Wheel Steering Angle,” Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A, Vol. 41, No. 2, pp. 111~119, 2017.
2. Song, J., “Design of Integrated Dynamics Control System to Enhance Lateral Stability of SUV,” Trans. of KSAE, Vol. 29, No. 8, pp. 781~787, 2021.
3. Soltani, A., Bagheri, A. and Azadi, S., “Integrated vehicle control using semi-active suspension and active braking systems,” Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics, Vol. 232, Issue. 3, pp.314-329, 2018.
4. Jin, L., Jiang, Y., and Guo, B., “Integrated Dynamics Control System With ESC and RAS for a Distributed Electric Vehicle,” IEEE Access, Vol.6, pp. 18694-18704, 2018.
5. Song, J. “Design and Comparison of AFS Controllers with PID, Fuzzy-Logic, and Sliding-Mode Controllers,” Advances in Mechanical Engineering, Vol. 2013, Article ID 401548, 2013.
6. Janten, J. Foundations of Fuzzy Control, 2nd Ed. John Wiley & Sons, pp. 1-30, 2013.

Appendix - Nomenclature

- a : distance from center of gravity to the front wheel = 1.3m
 b : distance from center of gravity to the rear wheel = 1.37m
 B_{roll} : roll axis torsional damping = 2600N radian/s
 C_f/C_r : cornering stiffness of front/rear axle, N/radian
 C_{of}/C_{or} : cornering stiffness of front/rear tire, N/radian
 F_x, F_y, F_z : tire longitudinal/lateral/normal force, N
 F_t : tire traction force, N
 h_s : distance from sprung mass CG to roll axis = 0.3m
 I_x : vehicle inertia moment about roll axis = 489.9kg m²
 I_z : vehicle moment of inertia about yaw axis = 1627kg m²
 K_{roll} : roll axis torsional stiffness = 45000N/radian
 m_s : sprung mass = 1560kg
 m_{total} : vehicle total mass = 1680kg
 R_b : distance from center of tire to brake pad = 0.18m
 R_w : tire radius = 0.35m
 t_f, t_r : front and rear wheel distance = 1.638m
 T_b : brake torque, Nm
 T_{roll} : tire rolling torque, Nm
 v_x/v_y : longitudinal/lateral velocity, m/s
 δ_f : steering angle, radian
 ϕ : roll angle, radian
 μ : friction coefficient
 θ : wheel rotational angle, radian