

전자식 차동 제한장치를 이용한 후륜구동 차량의 횡방향 안정성 제어

차현수* · 이경수**,[†]

Lateral Stability Control for Rear Wheel Drive Vehicles Using Electronic Limited Slip Differential

Hyunsoo Cha*, Kyongsu Yi**,[†]

Key Words: Electronic Limited Slip Differential(전자식 차동제한장치), Lateral Stability Control(횡방향 안정성 제어), Vehicle Dynamics(차량 동역학)

ABSTRACT

This paper presents a lateral stability control for rear wheel drive (RWD) vehicles using electronic limited slip differentials (eLSD). The proposed eLSD controller is designed to increase the understeer characteristic by transferring torque from the outside to inside wheel. The proposed algorithm is devised to improve the lateral responses at the steady state and transient cornering. In the steady state response, the proposed algorithm can extend the region of linear cornering response and can increase the maximum limit of available lateral acceleration. In the transient response, the proposed controller can reduce the yaw rate overshoot by increasing the understeer characteristic. The proposed algorithm has been investigated via computer simulations. In the simulation results, the performance of the proposed controller is compared with uncontrolled cases. The simulation results show that the proposed algorithm can improve the vehicle lateral stability and handling performance.

기호설명

δ_f : 앞바퀴 조향각

α_f / α_r : 전/후륜 타이어 슬립각

V_x : 차량의 종방향 속도

γ : 무게중심에 대한 회전속도

β : 차량의 횡 방향 슬립앵글

l_f : 차량 무게중심과 앞 바퀴사이 거리

l_r : 차량 무게중심과 뒷 바퀴사이 거리

I_z : 차량 중심에 대한 요 회전 관성

t_{wr} : 뒷 두 바퀴 사이의 거리

r_{eff} : 타이어의 유효 반지름

M_z : 요모멘트

C_f / C_r : 전/후륜 코너링 강성

K_{us} : 언더스티어 경향성

λ_i : 휠슬립률

$F_{y,i}$: 타이어 횡방향 힘

$F_{x,i}$: 타이어 종방향 힘

w_i : 바퀴 속도

* 서울대학교 기계항공공학부, 박사과정

** 서울대학교 기계항공공학부, 교수

[†]교신저자: kyi@snu.ac.kr

E-mail: chahs2@snu.ac.kr

1. 서론

차량의 선회 성능을 개선하기 위한 사시 제어 시스템은 그 동안 많이 개발되어 왔다. 그 중에서 가장 많이 사용되어왔던 대표적인 모듈은 차동 제동을 이용한 electronic stability control(ESC)이다. ESC는 차량의 횡방향 안정성을 개선하는 데 있어서 매우 효과적이지만 차량을 감속시키고 운전자에게 이질감을 준다는 단점이 있다.⁽⁷⁾

이러한 단점을 보완할 수 있는 사시 제어 모듈 또한 몇 가지 개발되었다. 예를 들어, Active Steering이나 토크 벡터링, 또는 electronic limited slip differential(eLSD, 전자식 차동제한장치) 같은 액츄에이터는 운전자에게 이질감없이 차량의 선회 성능을 개선시킬 수 있다. 특히 그 중에서도 eLSD는 양산 차량에 추가적인 클러치 모듈을 장착함으로써 기존 차량에 적용하기 쉽다는 장점이 있다.

eLSD 시스템은 제동력을 사용하지 않고도 요모멘트를 생성시켜서 차량의 선회 성능을 개선시킬 수 있다.⁵ 하지만 eLSD는 클러치를 통해서 엔진 토크를 좌우 바퀴로 분배하기 때문에, 휠속이 빠른 쪽에서 느린 쪽으로만 토크를 전달할 수 있고 토크 전달량을 정확히 조절하기 어렵다.⁽⁵⁾ 이러한 eLSD 액츄에이터의 장점과 한계점을 고려하여 제어를 설계하는 것이 요구된다.

이러한 eLSD를 제어하기 위해 기존에 사용되던 방식은 목표 요레이트를 설정한 후에 그 값을 추종하는 것이었다.^(2,5,8) Piyabongkarn, D.는 요레이트 에러에 대한 threshold를 설정하여 요레이트 에러를 줄이기 위한 PI제어를 이용하였다.^(2,5) Hancock, M. J.는 차체 슬립각 에러와 요레이트 에러를 줄이기 위해 linear quadratic regulator (LQR)을 이용하였다.⁽⁸⁾ 그러나 이러한 연구는, 요레이트 오버슈트를 줄이는 데에는 효과가 있지만 차량의 선회 특성을 개선하지는 못했다. 또한, 양산차량 사시센서만을 이용해서 제어하기에는 어려움이 있었다.

본 연구에서는 차량의 선회 특성과 안정성을 개선하기 위해 새로운 제어 목표를 설계하고 제어에 활용하였다. 특히 이전 연구와는 다르게, 차량의 정상상태 선회 특성을 개선하기 위해서 eLSD제어가 활용되었다. 또한, 과도 응답상태에서의 선회 안정성도 개선시킬 수 있었다.

2. eLSD 제어를 위한 시스템 모델링

위 장에서는 후륜 구동 차량의 전자식 차동제한장치(eLSD) 제어를 위한 시스템 모델링에 대해 설명되었다.

eLSD는 차량의 횡방향 거동에는 영향을 미치지 않지만 감속에는 영향을 미치지 않기 때문에 차량 모델은 bicycle model을 선정하였다. 특히, bicycle model과 eLSD 모델을 통합하여 eLSD가 차량 거동에 미치는 영향에 대해 분석하였다.

2.1. 차량 모델

차량 모델은 Bicycle model을 사용하였다. Bicycle model은 차량 반응을 선형화된 형태로 표현할 수 있기 때문에 횡방향 제어에 적합하다. Bicycle model은 아래와 같은 수식으로 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} mv_x(\dot{\beta} + \gamma) &= F_{yf} + F_{yr} \\ I_z \dot{\gamma} &= l_f F_{yf} - l_r F_{yr} + M_z \end{aligned} \quad (1)$$

위 식에서 두 개의 횡방향 힘을 $F_{yf} = C_f \alpha_f$ 과 $F_{yr} = C_r \alpha_r$ 으로 선형화하면 식 (1)을 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{\beta} &= -\frac{C_f + C_r}{mv_x} \beta + \left(\frac{C_r l_r - C_f l_f}{mv_x^2} - 1 \right) \gamma + \frac{C_f}{mv_x} \delta_f \\ \dot{\gamma} &= \frac{l_r C_r - l_f C_f}{I_z} \beta - \frac{C_f l_f^2 + C_r l_r^2}{I_z v_x} \gamma + \frac{l_f C_f}{I_z} \delta_f + \frac{1}{I_z} M_z \end{aligned} \quad (2)$$

2.2. eLSD 모델링

eLSD 모델링에서는 아래와 같은 가정이 적용되었다. 1) eLSD 클러치 사이에는 슬립이 발생하지 않고, 2) 클러치 간 토크 전달 효율은 1 이다. 또한 3) eLSD 클러치 요소의 회전 관성은 고려하지 않는다. 이러한 가정을 바탕으로 eLSD에 의한 휠토크의 반응은 아래와 같은 수식으로 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} T_{shaft} &= T_{clutch} + T_{case} \\ T_{rl} &= T_{clutch} + \frac{T_{case}}{2} = \frac{T_{shaft}}{2} + \frac{T_{clutch}}{2} \\ T_{rr} &= \frac{T_{case}}{2} = \frac{T_{shaft}}{2} - \frac{T_{clutch}}{2} \end{aligned} \quad (3)$$

위 식에서 T_{shaft} 는 드라이브 샤프트를 통해 차동 케이스에 전달되는 토크이고, T_{case} 는 차동 기어를 통해 차동

케이스에 전달되는 토크이며, T_{clutch} 는 eLSD의 클러치 토크이다.

Fig. 1을 통해 식 (3)을 도식적으로 설명할 수 있다. Fig. 1에서 볼 수 있듯이, 드라이브 샤프트에서 전달된 토크는 차동 케이스에 전달되는 토크와 클러치 토크의 합으로 이루어진다. 다르게 말하자면, 클러치가 체결되어 좌측후륜으로 토크가 전달된다면, 좌측후륜에는 드라이브 샤프트 토크에 추가적으로 클러치 토크가 전달된다. 이에 따라서 우측후륜에는 클러치 토크만큼 감소된 토크가 전달된다.

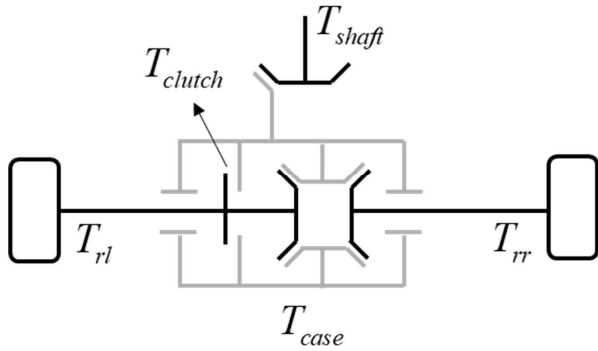


Fig. 1 Schematic of electronic limited slip differential

그러나 eLSD 클러치의 토크 전달 방향은 두 클러치 플레이트 사이의 상대 속도에 따라 결정된다는 것에 주의하여야 한다. 예를 들어, 차동 케이스의 회전속도가 좌측 액슬의 속도보다 빠르다면 좌측후륜에 추가적인 토크가 전달되고 반대의 경우에는 우측 액슬에 추가적인 토크가 전달된다. 결과적으로 좌우 바퀴 중에서 휠속이 빠른 쪽에서 느린 쪽으로 토크가 전달되게 된다.

2.3. eLSD 통합 차량 모델

위에서 설명한 차량 모델과 eLSD 모델을 결합하여 새로운 시스템 모델을 만들 수 있다. 우선 eLSD와 횡동역학을 고려하면 아래와 같은 수식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} I_w \dot{\omega}_{rl} &= T_{tr} - T_{br} - r_{eff} F_{x,rl} - \frac{1}{2} T_{clutch} \\ I_w \dot{\omega}_{rr} &= T_{tr} - T_{br} - r_{eff} F_{x,rl} + \frac{1}{2} T_{clutch} \end{aligned} \quad (4)$$

여기서 T_{tr} 와 T_{br} 는 각각 바퀴에 가해지는 구동 토크와

제동 토크를 의미하고, 좌우 바퀴에 동일하게 전달된다고 가정되었다. 식 (5)와 같이 정의된 슬립률을 이용하여 식 (4)을 식 (6)과 같이 변환할 수 있다.

$$\lambda_i = \frac{r_{eff} \omega_i - v_x}{v_x} \quad (i = rl, rr) \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \dot{\lambda}_{rl} &= -\frac{r_{eff}^2}{I_w v_x} C_{\lambda,rl} \cdot \lambda_{rl} - \frac{r_{eff}}{2I_w v_x} T_{clutch} + \frac{r_{eff}}{I_w v_x} T_{tr} - \frac{r_{eff}}{I_w v_x} T_{br} \\ \dot{\lambda}_{rr} &= -\frac{r_{eff}^2}{I_w v_x} C_{\lambda,rr} \cdot \lambda_{rr} + \frac{r_{eff}}{2I_w v_x} T_{clutch} + \frac{r_{eff}}{I_w v_x} T_{tr} - \frac{r_{eff}}{I_w v_x} T_{br} \end{aligned} \quad (6)$$

위 식에서 주의해야 할 점은 클러치 토크 T_{clutch} 가 선회 방향으로 요모멘트를 주는 것이 양수인 방향으로 설정되었다는 것이다. 다시 말하면, 선회 내측 휠속이 빠른 경우를 기준으로 부호가 설정되었다.

위와 같이 구해진 식 (2)와 식 (6)을 기반으로 eLSD가 장착된 차량 모델은 아래와 같은 선형 모델로 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= Ax(t) + Bu(t) + B_d d(t) \quad \text{where } u(t) = T_{clutch}, \\ x(t) &= [\beta \quad \gamma \quad \lambda_{rl} \quad \lambda_{rr}]^T, \quad d(t) = [\delta_f \quad T_{tr} \quad T_{br}]^T, \\ A &= \begin{bmatrix} \frac{-C_f + C_r}{mv_x} & \frac{C_r l_r - C_f l_f}{mv_x^2} - 1 & 0 & 0 \\ \frac{C_r l_r - C_f l_f}{I_z} & \frac{-C_f l_f^2 + C_r l_r^2}{I_z v_x} & \frac{-t_{wr} C_{\lambda,rl}}{2I_z} & \frac{t_{wr} C_{\lambda,rr}}{2I_z} \\ 0 & 0 & -\frac{r_{eff}^2 C_{\lambda,rl}}{I_w v_x} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{r_{eff}^2 C_{\lambda,rr}}{I_w v_x} \end{bmatrix}, \\ B &= \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{r_{eff}}{2I_w v_x} \\ \frac{r_{eff}}{2I_w v_x} \end{bmatrix} \quad \text{and} \quad B_d = \begin{bmatrix} \frac{C_f}{mv_x} & 0 & 0 \\ \frac{l_f C_f}{I_z} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{r_{eff}}{I_w v_x} & -\frac{r_{eff}}{I_w v_x} \\ 0 & \frac{r_{eff}}{I_w v_x} & -\frac{r_{eff}}{I_w v_x} \end{bmatrix} \end{aligned}$$

위 식에서 $x(t)$ 는 차량 상태 벡터, $u(t)$ 는 eLSD 클러치 입력, $d(t)$ 는 운전자 입력 벡터이다.

3. eLSD 제어기 설계

제어기는 크게 두 가지 파트로 구성되어 있다. 첫 번째로, eLSD control law 부분에서는 eLSD의 기본적인 제어 목표를 설정하여 그에 상응하는 클러치 입력을 생성해 준다. 두 번째로, 제어 작동 조건이 설정되어 주행 상황에 맞게 eLSD 클러치 입력을 인가할 지 결정한다. 2.2장에서 언급된 바와 같이, eLSD는 휠속이 빠른 쪽에서 느린 쪽으로만 토크를 전달할 수 있기 때문에 이와 같은 작동 조건을 설정하는 것이 필요하다.

3.1. eLSD control law

위 논문에서 제안하는 제어기는 후륜 타이어 슬립 앵글을 적절하게 조정해서 차량의 기본 선회 특성을 변형하는 것을 목적으로 설계되었다.^(11,12) 식 (7)은 차량이 정상상태 선회를 할 때의 차량 반응을 모사하는 Kinematic model이다. 식 (7)을 이용하여 차량의 Understeer gradient 을 기반으로 목표 후륜 타이어 슬립각은 식 (8)과 같이 유도할 수 있다.

$$\delta_f = \frac{L}{R} + \alpha_f - \alpha_r = \frac{L}{R} + K_{us} a_y \quad (7)$$

$$\alpha_{r,des} = \alpha_f - K_{us,des} a_y \quad (8)$$

여기서 주의해야 할 점은 후륜 타이어 슬립각을 추정하지 않고 가상의 후륜 타이어 슬립각 에러를 설정하여 제어에 사용한다는 점이다. 제어에 사용될 가상의 후륜 타이어 슬립각은 아래와 같다.

$$e_{\alpha_r} = \alpha_r - \alpha_{r,des} = \frac{L}{v_x} \gamma - \delta + K_{us,des} a_y \quad (9)$$

식 (9)에서 설정된 error를 추종하기 위한 Sliding mode controller의 제어 목표는 아래와 같이 설정되었다.

$$\begin{aligned} s &= e_{\alpha_r} = \frac{L}{v_x} \gamma - \delta + K_{us,des} a_y \\ \dot{s} &= -Ks \quad (K > 0) \end{aligned} \quad (10)$$

여기서 식 (1), 식 (4), 식 (10)을 이용하여 다음과 같은 Control law가 유도될 수 있다.

$$T_{clutch,des} = \frac{2r_{eff}}{t_{wr}} (-I_f \hat{F}_{yf} + I_r \hat{F}_{yr}) + \frac{2r_{eff} v_x I_z}{t_{wr} L} (\delta - K_{us,des} a_y) - \frac{2r_{eff} v_x I_z}{t_{wr} L} k \cdot e_{\alpha_r}$$

$$\text{where } e_{\alpha_r} = \frac{L}{v_x} \gamma - \delta + K_{us,des} a_y \quad (11)$$

식 (11)에서의 타이어 횡방향 힘 \hat{F}_{yf} 과 \hat{F}_{yr} 는 비선형 Bicycle model 수식 (1)을 기반으로 Recursive least square을 이용하여 추정되었다.

3.2. 제어 작동 조건

이 전에도 언급한 바와 같이, eLSD는 휠속이 빠른 쪽에서 느린 쪽으로는 휠 토크를 전달할 수 있기 때문에 작동 조건없이 제어할 경우에는 오히려 차량의 선회 성능이 악화될 수 있다.

제어 작동 조건에는 두 가지 조건이 활용되었다.^(10,13) 첫 번째는 조향각과 에러값의 부호를 이용하는 것이다. 차량의 언더스티어 경향성을 증가시키기 위해서는 선회 방향과 반대 방향으로 요모멘트를 생성시켜주어야 하기 때문에 조향 방향과 추종 에러의 부호가 같을 때에만 작동시킨다.

두 번째로는 좌우 바퀴의 휠속을 이용하는 것이다. eLSD는 휠속이 빠른 쪽에서 느린 쪽으로만 토크를 전달할 수 있기 때문에 좌우의 휠속 차이의 부호가 제어기의 목표에 부합할 때에만 작동되도록 설계되었다.

위에서 언급한 조건들을 고려한 최종적인 eLSD 제어 명령(command)는 아래와 같다.

$$\begin{aligned} T_{clutch,cmd} &= |T_{clutch,des}| \cdot f(\delta_f, e_{\alpha_r}, w_{rl}, w_{rr}) \\ f(\delta_f, e_{\alpha_r}, w_{rl}, w_{rr}) &= \begin{cases} 1, & \text{if } (Index1 \cdot Index2 = 1) \\ 0, & \text{else} \end{cases} \\ Index1 &= \text{sgn}(\delta_f) \cdot \text{sgn}(e_{\alpha_r}) \\ Index2 &= \text{sgn}(w_{rl} - w_{rr}) \cdot \text{sgn}(T_{clutch,des}) \end{aligned} \quad (12)$$

여기서 Index1과 Index2는 제어 작동 조건을 설정하기 위한 변수이다.

4. 시뮬레이션 결과

위에서 제안된 제어기는 Simulink와 Carsim 소프트웨어를 이용하여 시뮬레이션 환경에서 실험되었다. 실험 시나리오는 Circular turn with constant radius와 Sine

with dwell이다. 노면 환경 조건은 드라이 아스팔트이며, 시뮬레이션에 적용된 차량 파라미터는 Table 1과 같다.

Table 1 Vehicle parameters for simulation

Parameter	Value (unit)	Parameter	Value (unit)
m	2300 (kg)	L	3.01 (m)
l_f	1.51 (m)	l_r	1.50 (m)
I_z	4400 ($kg \cdot s^2$)	r_{eff}	0.332 (m)
t_{wr}	1.630 (m)	SGR	14.6

4.1. Circular turn test

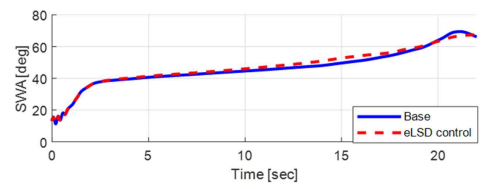
제안된 eLSD 제어 알고리즘의 성능을 보여주기 위해서 드라이 아스팔트 노면에서 원선회 실험이 시행되었다. 원선회 실험에서는 회전 반경을 50m로 유지한 상태에서 차량을 천천히 가속시켰다. 타이어와 도로 사이의 마찰 계수는 1으로 설정되었다. 제어를 하지 않은 경우(Base)와 eLSD 제어를 적용한 경우가 비교되었다.

Fig. 2(a)~(d)에는 차량 상태변수에 대한 정보이다. 노면 한계에 가까운 영역에 도달하기 전까지는 제어 전후의 차이가 크게 보이지 않는다. 그러나 Fig. 2(a)에서 볼 수 있듯이, 노면 한계에 진입하게 되면 Base 차량의 조향각이 과도하게 커지는 것을 볼 수 있다. 이에 반해 eLSD 제어를 적용한 경우에는 조향각이 선형적으로 올라가는 것을 볼 수 있다.

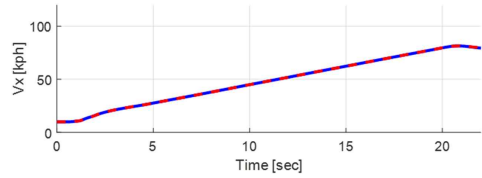
Fig. 2(e)는 eLSD 제어 입력에 따른 휠토크 반응이다. 파란색 실선은 차량에 가해지는 클러치 토크 입력이고, 검은색 파선은 eLSD에 의해 발생하는 좌우 휠토크의 차이, 빨간색 점선은 좌우 휠토크 차이의 절대값이다. 노면 한계 진입 전까지는 선회 외측에서 선회 내측으로 토크가 전달되고, 노면한계에 가까워서 질수록 내측륜 슬립이 증가하여 토크 전달량이 줄어드는 것을 볼 수 있다.

특히 Fig. 2(f)에서는 제어 전후로 차량의 선회 특성이 개선되는 것을 확인할 수 있다. Base 차량의 경우 노면 한계에 가까워질수록 언더스티어 경향성이 증가하지만, eLSD 제어 후에는 비교적 일정하다. 또한, 노면 한계에 도달했을 때 조향에 대한 차량 선회 반응의 선형성이 개선되었다는 것을 관찰할 수 있다.

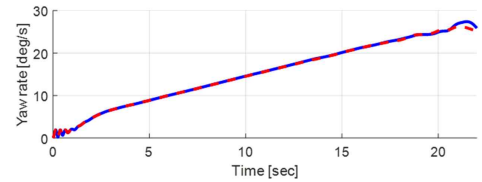
요약하자면, 제안된 제어기를 이용하여 차량의 선회 특성 및 선형성을 개선할 수 있다는 확인할 수 있다.



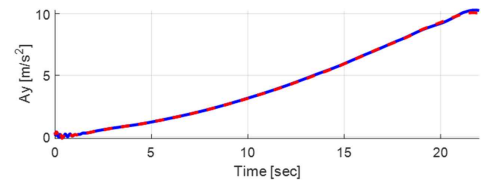
(a) Steering wheel angle



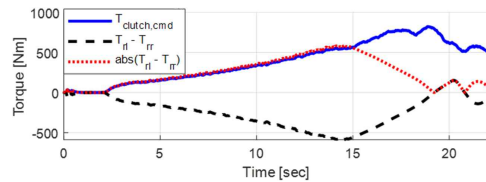
(b) Longitudinal velocity



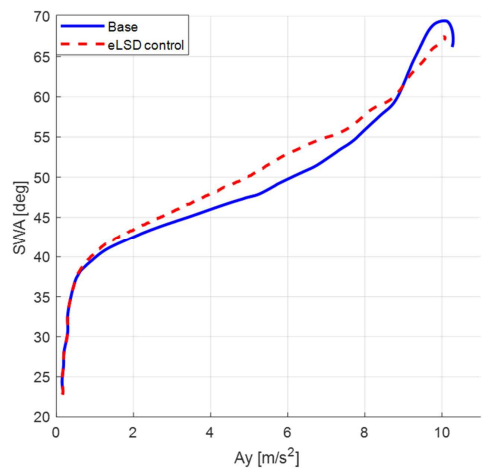
(c) Yaw rate



(d) Lateral acceleration



(e) Transferred torque by eLSD



(f) Steering Characteristic

Fig. 2 Simulation results 1: closed-loop circular turn test with a constant radius of 50m

4.2. Sine with dwell test

과도 응답 상태에서의 차량 반응 개선 성능을 보여주기 위해서 Sine with dwell 시험이 시행되었다. Sine with dwell 시험에서는 초기 진입 속도를 80kph로 설정하고, 주행 중에는 가속 페달 입력이나 브레이크 페달 입력을 가하지 않는다. 이 경우에는 타이어와 도로 사이의 마찰

계수는 0.9로 설정되었다.

Fig. 3(a)~(e)을 통해서 차량 반응을 확인할 수 있다. 특히 Fig. 3(b)에서 볼 수 있듯이, eLSD 제어 후에는 차체의 횡슬립각이 많이 줄어들게 된다. 또한, Fig. 3(c)에서 차량의 오버스티어 발생이 줄어든다는 것을 확인할 수 있다. 또한, Fig. 3(e)에서는 eLSD 토크 입력과 휠토크 반응을 확인할 수 있다.

요약하자면, 제안된 eLSD 제어기는 과도 응답 상태에서 차량의 횡방향 안정성을 개선할 수 있다.

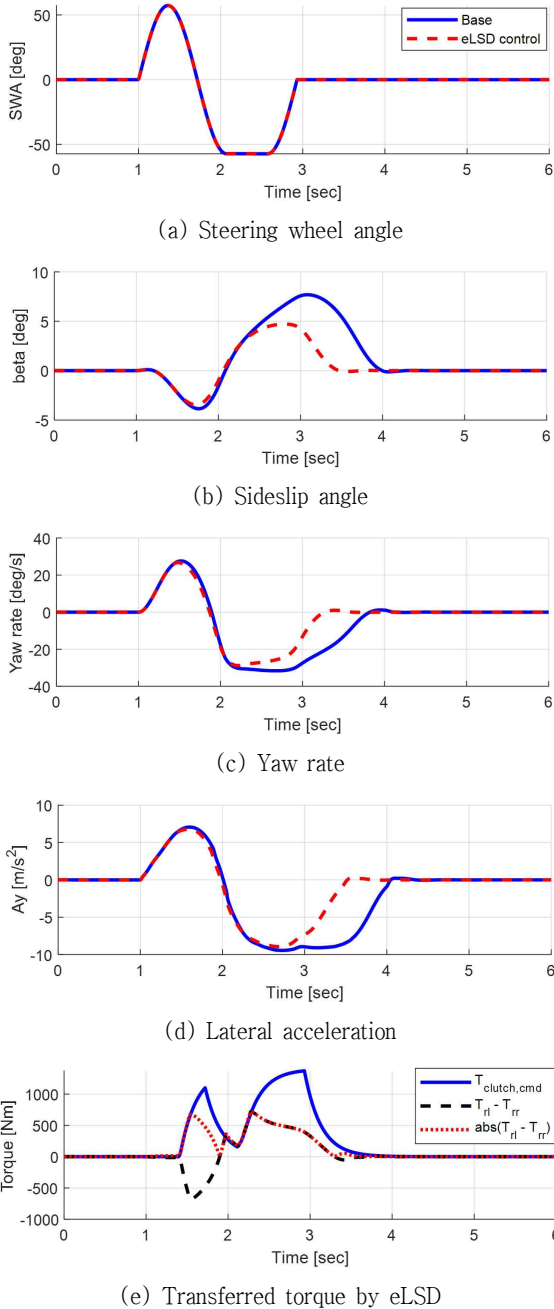


Fig. 3 Simulation results 2: open-loop sine with dwell test

5. 결론

위 논문에서는 후륜구동차량의 eLSD 제어기를 설계하여 시뮬레이션 검증을 시행하였다. 제안된 알고리즘은 차량의 정상상태 반응에서 선회 특성과 선형성을 개선시킬 수 있었고, 과도응답상태 반응에서는 차체 슬립각을 줄임으로써 횡방향 안정성을 개선할 수 있었다. 또한, ESC와 같은 시스템과 비교해 보았을 때, 감속제어없이 차량 횡방향 안정성을 개선하여 주행 이질감 측면에서도 개선되었다.

그러나 위 연구에서는 차량의 선회 감가속 상황에서의 eLSD 제어에 대해서는 연구되지 않았다. 그러므로 추후에는 차량의 감가속 성능을 개선시킬 수 있는 eLSD 제어 알고리즘에 대해 연구되어야 할 것이다.

후 기

본 연구는 국토교통부 도심도로 자율협력주행 안전·인프라 연구 사업의 연구비지원(과제번호 19PQOW-B152473-01)에 의해 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) Milliken, W. F. and Milliken, D. L., 1995, "Race car vehicle dynamics", Warrendale: Society of Automotive Engineers.
- (2) Piyabongkarn, D., Lew, J. Y., Rajamani, R., Grogg, J. A., and Yuan, Q., 2007, On the use of torque-biasing systems for electronic stability control: Limitations and possibilities, IEEE Transactions on Control Systems Technology, Vol. 15, No. 3, pp. 581~589.

- (3) Piyabongkarn, D., Grogg, J., Yuan, Q., Lew, J., and Rajamani, R., 2006, Dynamic modeling of torque-biasing devices for vehicle yaw control (No. 2006-01-1963). SAE Technical Paper.
- (5) Piyabongkarn, D., Lew, J. Y., Rajamani, R., and Grogg, J. A., 2010, Active driveline torque-management systems, IEEE Control Systems Magazine, Vol. 30, No. 4, pp. 86~102.
- (6) Khalil, H. K. and Grizzle, J. W., 2002, "Nonlinear systems (Vol. 3)", Upper Saddle River, NJ: Prentice hall.
- (7) Rajamani, R., 2011, "Vehicle dynamics and control", Springer Science & Business Media.
- (8) Hancock, M. J., Williams, R. A., Fina, E., and Best, M. C., 2007. Yaw motion control via active differentials, Transactions of the Institute of Measurement and Control, Vol. 29, No. 2, pp. 137~157.
- (9) Rubin, D. and Arogeti, S. A., 2015, Vehicle yaw stability control using active limited-slip differential via model predictive control methods, Vehicle System Dynamics, Vol. 53, No. 9, pp. 1315~1330.
- (10) Cha, H., Joa, E., Park, K., Yi, K., and Park, J. 2021, Integrated Control of In-wheel Motor and Electronic Limited Slip Differential for Lateral Stability and Maneuverability (No. 2021-01-0974), SAE Technical Paper.
- (11) Kritayakirana, K. and Gerdes, J. C., 2012, Autonomous vehicle control at the limits of handling. International Journal of Vehicle Autonomous Systems, Vol. 10, No. 4, pp. 271~296.
- (12) Joa, E., Park, K., Koh, Y., Yi, K., and Kim, K., 2018, A tyre slip-based integrated chassis control of front/rear traction distribution and four-wheel independent brake from moderate driving to limit handling, Vehicle system dynamics, Vol. 56, No. 4, pp. 579~603.
- (13) Cha, H., Hyun, Y., Yi, K., and Park, J., 2021, An integrated control of front in-wheel motors and rear electronic limited slip differential for high-speed cornering performance. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 095440702111045565.