

긴급 충돌 회피를 위한 비선형 모델 예측 제어 기반 조향 및 브레이크 통합 제어

김 승 택¹⁾ · 한 경 석²⁾ · 최 세 범¹⁾

한국과학기술원 기계공학과¹⁾ · 경북대학교 기계공학과²⁾

Nonlinear Model Predictive Control based Integrated Steer and Brake control for Emergency Collision Avoidance

Seungtaek Kim¹⁾ · Kyoungseok Han²⁾ · Seibum B. Choi^{*1)}

¹⁾Department of Mechanical Engineering, Korea Advanced Institute of Science and Technology, Daejeon 34141, Korea

²⁾Department of Mechanical Engineering, Kyungpook National University, Daegu 41566 Korea

Abstract : As the demand for active safety systems for vehicles increases, various driving assistance technologies have been developed for driving safety. In particular, collision avoidance systems that use braking and active steering to prevent vehicles from collapsing in emergencies are studied intensively. However, previous studies have a limitation in that the vehicle is controlled to follow a pre-determined collision-free path where vehicle dynamics are not considered, which stops the vehicle from making the most of the collision avoidance ability. Thus, this study presents an integrated steer and brake controller that optimizes the control input considering the vehicle dynamics for collision avoidance situations without a pre-determined collision-free path. A nonlinear model predictive control is utilized to handle the nonlinear vehicle model and optimize the control input for collision avoidance, satisfying constraints that guarantee vehicle stability. The proposed controller was verified through experiments and showed improved results in avoiding collision compared to other methods.

Key words : Collision avoidance(충돌 회피), Integrated steer and brake control(조향 및 브레이크 통합 제어), Nonlinear model predictive control(비선형 모델 예측 제어), Full car model(전차량 모델), Brush tire model(브러쉬 타이어 모델)

Nomenclature

| | |
|---|--|
| y : global y-direction position, m | l_f : length from CG point to front axle, m |
| ψ : yaw, rad | l_r : length from CG point to rear axle, m |
| β : slip angle, rad | w : half of the vehicle width, m |
| v_x : x-direction velocity, m/s | δ : steering angle, rad |
| a_x : x-direction acceleration, m/s ² | $F_{x,j}$: x-direction tire force, N |
| a_y : y-direction acceleration, m/s ² | $F_{y,j}$: y-direction tire force, N |
| m : vehicle mass, kg | $F_{z,j}$: z-direction tire force, N |
| I_z : vehicle z-direction moment of inertia, kgm ² | C_0 : normalized linear cornering stiffness, - |
| | α_j : slip angle for each tire |

- μ : road friction, -
- h_{cg} : height of CG point, m
- σ_f : front simplified coefficient of roll dynamics, -
- σ_r : rear simplified coefficient of roll dynamics, -
- N : prediction horizon
- T : sampling time
- Q_i, R_i : stage cost weight for i
- ξ : slack variable

Subscripts

- fl, fr, rl, rr : front left, front right, rear left, rear right
- p : path

1. 서론

차량에 대한 편의 기능과 더불어 능동 안전 시스템에 대한 수요가 증가하면서, 다양한 종류의 운전 보조 기술들이 최근 20년간 개발되어왔다. 최근 양산 차량에 탑재되는 차량 능동 안전 제어 시스템은 충돌 위험 상황에서 차량 제어를 통해 승객 안전 확보에 큰 역할을 하고 있다. 특히, 차량 전방 충돌을 현저히 줄이고자 자동 긴급 제동시스템(AEB)은 양산 차량에 대부분 적용되었으며, 더 나아가 조향 지원을 추가한 종/횡 방향 통합 제어를 통해 충돌 회피의 가능성을 더욱 높이는 연구가 진행되고 있다.^{1,2)}

기존의 종/횡 방향 통합 제어 알고리즘은 회피하는 상황에서 별도의 경로 생성 알고리즘이 요구된다. 사용되는 경로 생성 방식은 연구마다 다양하지만, 생성된 경로가 회피 결과의 큰 영향을 끼치는 것은 같다. 그런데, 기존 연구들에 쓰이는 경로 생성 알고리즘에는 차량의 물리적 모델이 고려되지 않은 것이 한계점이며, 이로 인해서 생성된 회피 경로를 추종하는 차량은 회피 능력을 최대한 발휘하지 못하는 것이 한계이다.^{3,4)}

따라서, 본 연구에서는 별도의 경로 생성과정이 필요하지 않음면서도 차량의 물리적 모델이 고려되어 차량의 충돌 회피 능력을 최대한 발휘할 수 있는 제어기에 대해서 제안한다. 제어 입력값으로는 차

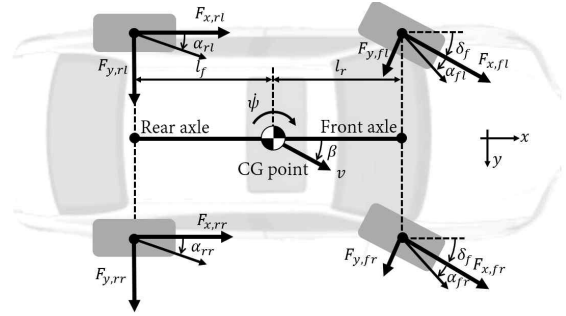


Fig. 1 전차량 모델

량의 조향 δ , 각 바퀴 브레이크를 $F_{x,j}$ 사용하며, 안전하다고 판단되는 구역으로 빠르게 대피하기 위한 제어 입력값이 계산된다. 차량의 움직임과 타이어와 노면 사이의 비선형성을 제어기에서 고려하기 위해 전차량 모델과 브러쉬 타이어 모델이 적용되었으며, 최종적으로 비선형 모델 예측 제어의 형태로 제어기가 설계된다.

2. 시스템 모델링

긴급 충돌 회피를 위해 사용되는 비선형 예측 제어기는 최적의 입력값을 계산하기 위해 제어 입력값에 따른 미래의 차량의 상태를 예측한다. 본 절에서는 차량의 상태를 예측하는 데 사용되는 시스템 모델을 소개한다.

2.1 차량 모델링

제어 입력값과 차량의 움직임 사이의 관계를 고려하기 위해 전차량 모델을 사용했다. 전차량 모델은 Fig. 1와 같이 차량, 네 바퀴에 작용하는 힘들을 모두 고려하는 모델이다. 전차량 모델에 작용하는 힘과 힘 모멘트 평형 방정식 그리고 속도와 위치 사이의 운동학적 관계를 활용하면 아래와 같은 관계식을 구할 수 있다.⁵⁾

$$\dot{y} = v_x \sin(\psi) \quad (1)$$

$$I_z \ddot{\psi} = l_f ((F_{y,fl} + F_{y,fr}) \cos(\delta) + (F_{x,fl} + F_{x,fr}) \sin(\delta)) - l_r (F_{y,rl} + F_{y,rr}) + w ((F_{y,fl} - F_{y,fr}) \sin(\delta)) + w ((F_{x,fl} - F_{x,fr}) \cos(\delta) + F_{x,rr} - F_{x,rl})$$

$$m a_x = (F_{x,fl} + F_{x,fr}) \cos(\delta) - (F_{y,fl} + F_{y,fr}) \sin(\delta) + F_{x,rl} + F_{x,rr}$$

* 한경석, E-mail: kyoungsh@knu.ac.kr

* 최세범, E-mail: sbchoi@kaist.ac.kr

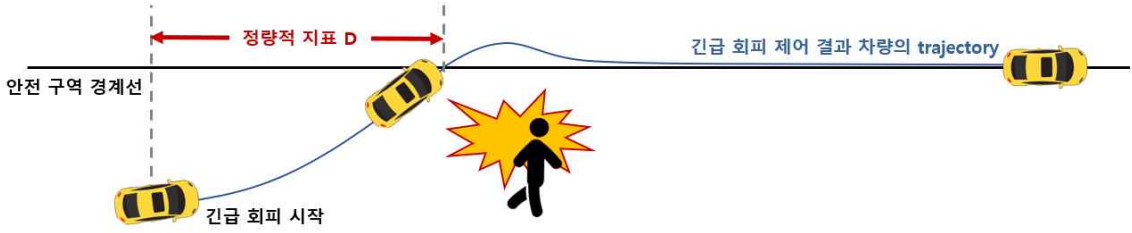


Fig. 2 차량의 긴급 회피 상황과 정량적 지표 D

$$ma_y = (F_{y,fl} + F_{y,fr})\cos(\delta) + (F_{x,fl} + F_{x,fr})\sin(\delta) + F_{y,rl} + F_{y,rr}$$

이때, a_x 와 a_y 는 차량의 회전 좌표계 변환을 통해 아래와 같이 전개된다.

$$\begin{aligned} a_x &= \dot{v}_x - v_x \beta \dot{\psi} \\ a_y &= v_x (\dot{\beta} + \dot{\psi}) \end{aligned} \quad (2)$$

2.2 타이어 모델링

각 타이어에 작용하는 힘 $F_{y,i}$ ($i = fl, fr, rl, rr$)은 브러쉬 타이어 모델을 통해 계산된다. 브러쉬 타이어 모델은 타이어의 힘이 타이어를 둘러싼 가상의 브러쉬들의 개별적인 힘의 합으로 설명되는 모델로, 타이어 힘을 선형구간을 넘어서 비선형 구간까지 잘 표현한다는 특징을 가진다.⁶⁾ 브러쉬 모델을 통해서 구한 각 네 바퀴의 타이어 힘은 아래와 같다.⁶⁾

$$F_{y,j} = C(\alpha_j, F_{z,j}) \quad \text{for } j = fl, fr, rl, rr \quad (3)$$

$$= \begin{cases} \text{for } |\alpha_j| \leq \tan^{-1}\left(\frac{3\mu F_{z,j}}{C_0}\right) \\ C_0 F_{z,j} \tan(\alpha_j) - \text{sgn}(\alpha_j) \frac{C_0^2 F_{z,j}}{3\mu} \tan^2(\alpha_j) \\ + \frac{C_0^3 F_{z,j}}{27\mu^2} \tan^3(\alpha_j) \\ \text{else} \\ \text{sgn}(\alpha_j) \mu F_{z,j} \end{cases}$$

이때, α_j ($j = fl, fr, rl, rr$)은 운동학 방정식을 활용해 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \alpha_{fl} &= \alpha_{fr} = \beta + \frac{l_f}{v_x} \dot{\psi} - \delta \\ \alpha_{rl} &= \alpha_{rr} = \beta - \frac{l_r}{v_x} \dot{\psi} \end{aligned} \quad (4)$$

그리고, 각 바퀴의 하중 $F_{z,j}$ ($j = fl, fr, rl, rr$)은 차량의 롤 움직임이 축약돼서 고려된 하중 이동 관계식을 사용하여 다음과 같이 계산할 수 있다.⁷⁾

$$\begin{aligned} F_{z,fl} &= \frac{l_r}{2L} mg - \frac{h_{cg}}{2L} ma_x + \sigma_f ma_y \\ F_{z,fr} &= \frac{l_r}{2L} mg - \frac{h_{cg}}{2L} ma_x - \sigma_f ma_y \\ F_{z,rl} &= \frac{l_f}{2L} mg + \frac{h_{cg}}{2L} ma_x + \sigma_r ma_y \\ F_{z,rr} &= \frac{l_f}{2L} mg + \frac{h_{cg}}{2L} ma_x - \sigma_r ma_y \end{aligned} \quad (5)$$

2.3 비선형 상태 방정식

최종적으로 2.1절에서 구한 차량 모델과 2.2절에서 구한 타이어 모델을 결합하여 다음과 같은 비선형 상태 방정식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= f(x(t), u(t)) \\ x &= [y, \psi, \dot{\psi}, \beta, vx]^T \\ u &= [F_{x,fl}, F_{x,fr}, F_{x,rl}, F_{x,rr}, \delta]^T \end{aligned} \quad (6)$$

해당 연속 비선형 상태 방정식은 오일러 방법을 통해서 아래와 같이 이산화되어 비선형 모델 예측 제어기에 사용된다.

$$\begin{aligned} x(k+1) &= f_d(x(k), u(k)) \\ &= I + f(x(k), u(k)) \Delta T \end{aligned} \quad (7)$$

3. 비선형 모델 예측 제어기

비선형 모델 예측 제어기는 비선형 상태 방정식을 사용하여 제어 입력값에 따른 미래의 차량 상태를 예측하는 과정을 반복하여 최적의 제어 입력값을 계산한다. 이를 수식적으로 표현하면, 아래와 같다.

$$\begin{aligned} \min_{U(k)} & \sum_{i=0}^{N-1} l(x(k+i|k), u(k+i|k)) & (8) \\ \text{s.t.} & x(k+i+1|k) = f_d(x(k+i|k), u(k+i|k)) \\ & \forall i \quad g(x(k+i|k), u(k+i|k)) \leq 0 \end{aligned}$$

이때, 최적화 변수인 $U(k)$ 는 다음과 같이 입력값들의 나열된 형태로 되어있다.

$$U(k) = [u(k|k), \dots, u(k+N-1|k)]^T \quad (9)$$

N 은 예측 구간, $\bullet(k+i|k)$ 은 k 스텝에서 계산한 $k+i$ 스텝에서의 예측값을 의미한다. 최종적으로, $U(k)$ 의 첫 번째 값인 $u(k|k)$ 가 실제 제어 입력값으로 적용되며, 해당 과정은 이동 구간 형태로 반복적으로 실행된다.

본 절에서는 제안한 비선형 모델 예측 제어기의 비용 함수와 제약 조건을 소개하며, 각각의 물리적 의미에 관해서 설명한다.

3.1 비용 함수

본 제어기의 목적은 차량이 장애물과 충돌할 수 있는 긴급 상황에서, 조향과 브레이크를 모두 사용하여 사고 회피의 가능성을 최대화하는 것이다. 그런데, Fig. 2에서 볼 수 있듯이, 사고 회피의 가능성을 최대화하는 것은 회피하는 과정에서 진행한 거리 D 를 최소화하는 것으로 해석될 수 있다.

따라서, 본 연구에서는 제어된 차량의 D 를 최소화하는 목적으로 아래와 같이 차량의 위치와 대피하고자 하는 구역의 경계선 y_{ref} 으로 이루어진 비용 함수를 설계했다.

$$\begin{aligned} l(x(k+i|k), u(k+i|k)) & & (10) \\ = & Q_y (y_{safe} - y(k+i|k))^2 + Q_\xi (\xi(k+i|k))^2 \\ & + R_u (u(k+i|k)) + R_{\Delta u} (\Delta u(k+i|k))^2 \end{aligned}$$

이때, $\Delta u(k+i|k)$ 는 입력값의 변화율에 해당하며 아래와 같이 계산된다.

$$\Delta u(k+i|k) = \begin{cases} \text{for } i=0 \\ u(k|k) - u(k-1) \\ \text{else} \\ u(k+i|k) - u(k+i-1|k) \end{cases} \quad (11)$$

비용 함수의 첫 번째 항은 차량의 위치가 안전한 구역으로 수렴하도록 하는 역할을 한다. 경계선의 위치를 의미하는 y_{safe} 는 차량과 장애물의 위치, 이동 속도 그리고 크기에 따라서 결정되며, 본 연구에

서는 기존 연구를 참조하며 해당 값은 제공된다고 가정했다. 두 번째 항은 슬랙 변수와 관련된 항으로 이에 대한 설명은 3.2.2절에 되어있다. 나머지 항들은 하위 제어기의 성능을 고려하여 과도한 크기 혹은 변화율을 가지는 입력값이 계산되는 것을 방지하는 역할을 한다.

위와 같은 비용 함수는 사고 회피를 위한 별도의 경로 생성과정이 필요가 없다는 점에서 의미가 있다. 안전한 구역의 경계선만 인식이 되면, 해당 구역까지 도달하기까지의 제어 입력값은 최적화 과정을 통해 바로 계산이 되기 때문에, 경로 생성의 과정이 비용 함수 안에 포함되어있다고 해석할 수 있다.

3.2 제약 조건

비용 함수만으로 구성된 비선형 모델 예측 제어기는 차량이 안전한 경계선으로 대피할 수 있는 제어 입력값을 계산해주지만, 차량 움직임의 안정성을 보장해주지는 못한다. 본 연구에서는 회피하는 과정에서 차량의 안정성을 보장하기 위한 2개의 제약 조건을 다음 수식과 같이 설계했다. 본 절에서는 각 제약 조건을 소개하며, 물리적 의미에 관해서 설명한다.

$$\begin{aligned} g(x(k+i|k), u(k+i|k)) & & (12) \\ = & \begin{bmatrix} g_\mu(x(k+i|k), u(k+i|k)) \\ g_y(x(k+i|k), u(k+i|k)) \end{bmatrix} \end{aligned}$$

3.2.1 노면 마찰계수

회피 과정에서 차량 움직임의 안정성을 보장하기 위해서는 첫 번째로 노면의 마찰계수가 고려되어야 한다. 차량의 각 타이어는 물리적으로 버티는 힘의 한계점은 노면 마찰계수에 의해서 결정되며 해당 힘 이상으로 타이어에 인가되면 힘은 포화가 되며 차량의 움직임은 불안정해진다.

따라서, 제안한 제어기에서는 차량의 각 타이어의 힘이 한계를 벗어나지 않도록 보장하기 위해 다음과 같은 제약 조건이 적용되었다.

$$\begin{aligned} g_\mu(x(k+i|k), u(k+i|k)) & & (13) \\ = & \begin{bmatrix} f_{\mu,fl}(x(k+i|k), u(k+i|k)) - 0.8\mu \\ f_{\mu,fr}(x(k+i|k), u(k+i|k)) - 0.8\mu \\ f_{\mu,rl}(x(k+i|k), u(k+i|k)) - 0.8\mu \\ f_{\mu,rr}(x(k+i|k), u(k+i|k)) - 0.8\mu \end{bmatrix} \end{aligned}$$

$$f_{\mu,j}(x(k+i|k), u(k+i|k)) = \frac{\sqrt{(F_{x,j}(k+i|k))^2 + (F_{y,j}(k+i|k))^2}}{F_{z,j}(k+i|k)}$$

for $j = fl, fr, rl, rr$

위의 식에서 확인할 수 있듯이, 각 타이어에 작용하는 힘은 노면 마찰계수를 고려한 한계값을 벗어나지 못하게 되며, 그 한계값은 실제 차량과 모델의 차이를 고려하여 수치상으로 20%만큼 보수적으로 설정되었다.

3.2.2 차량 위치

제안한 제어기의 비용 함수는 차량을 안전한 지역으로 대피시키지만, 차량의 급격한 선회로 인해서 안전한 지역을 벗어나 옆 차선을 침범하고 이는 2차 사고로 이어질 수 있다. 따라서, 본 제어기에서는 차량이 안전한 구역을 넘어서 옆 차선까지 침범하는 것을 방지하기 위한 제약 조건이 다음과 같이 적용되었다.

$$g_y(x(k+i|k), u(k+i|k)) = \begin{cases} \text{for } y_{ref} \geq y(k) \\ y(k+i|k) - y_{ref} + \xi(k+i|k) \\ \text{else} \\ y(k+i|k) - y_{ref} + \xi(k+i|k) \end{cases} \quad (14)$$

위의 식에서 확인할 수 있듯이, 해당 식은 차량의 위치가 안전 구역의 경계선 너머로 벗어나지 못하도록 보장한다. 이때, 위치에 대한 엄격한 제약 조건은 제어 입력값 계산을 불가능하게 할 수 있으므로, 이를 방지하기 위해 슬랙 변수 ξ 를 제약 조건과 비용 함수에 도입하여 부드러운 제약 조건 형태로 설계했다.

4. 실험

본 절에서는 제안한 제어기의 성능을 검증하기 위한 실험의 결과를 소개한다. 실험은 매틀랩 시뮬레이션 환경에서 진행되었고 차량 플랫폼은 2절에서 소개한 비선형 모델이 사용되었다. 제어기의 비선형 솔버로는 매틀랩에서 제공되는 `fmincon.m`의 sequential quadratic programming (SQP) 방식을 사용했다.

Table 1 차량 제원

| 변수 | 값 | 단위 |
|------------|------|---------|
| m | 1830 | kg |
| I_z | 3770 | kgm^2 |
| L | 3.05 | m |
| l_f | 1.64 | m |
| l_r | 1.41 | m |
| w | 0.94 | m |
| C_o | 18 | - |
| σ_f | 0.2 | - |
| σ_r | 0.2 | - |
| μ | 1 | - |

Table 1 제어기에 사용된 변수

| 변수 | 값 |
|----------------|---|
| N | 20 |
| T | 0.05 |
| Q_y | 10 |
| Q_ξ | 100 |
| R_u | $\text{diag}([10^{-6}, 10^{-6}, 10^{-6}, 10^{-6}])$ |
| $R_{\Delta u}$ | $\text{diag}([10^{-8}, 10^{-8}, 10^{-8}, 10^{-8}])$ |

4.1 실험 구성

실험에서 차량은 시속 80km/h로 직진하고 있고 장애물을 회피하기 위해 진행 방향의 수직으로 4m 떨어진 안전한 구역의 경계선으로 대피하는 시나리오를 따른다. 회피를 시작하는 기준은 차량의 x 위치가 0m가 되는 지점이며, 해당 지점을 기준으로 제안한 알고리즘이 적용되고 차량이 안전한 구역의 경계선에 도달하여 충분히 대피 되었다고 판단되는 시점까지 적용된다.

제어기의 성능을 평가하기 위한 정량적 지표로는 3.1절에서 언급한 D 를 계산하여 분석했다. D 의 크기가 짧게 나올수록 사고 회피의 가능성이 크게 해석되며 두 가지의 비교군과 함께 제안한 제어기의 성능이 분석되었다. 실험에 사용된 차량 제원은 Table 1와 같고, 제어기에 사용된 변수는 Table 2와 같다.

4.1.1 비교군 1

첫 번째 비교군은 사고 회피 과정에서 각 바퀴 브

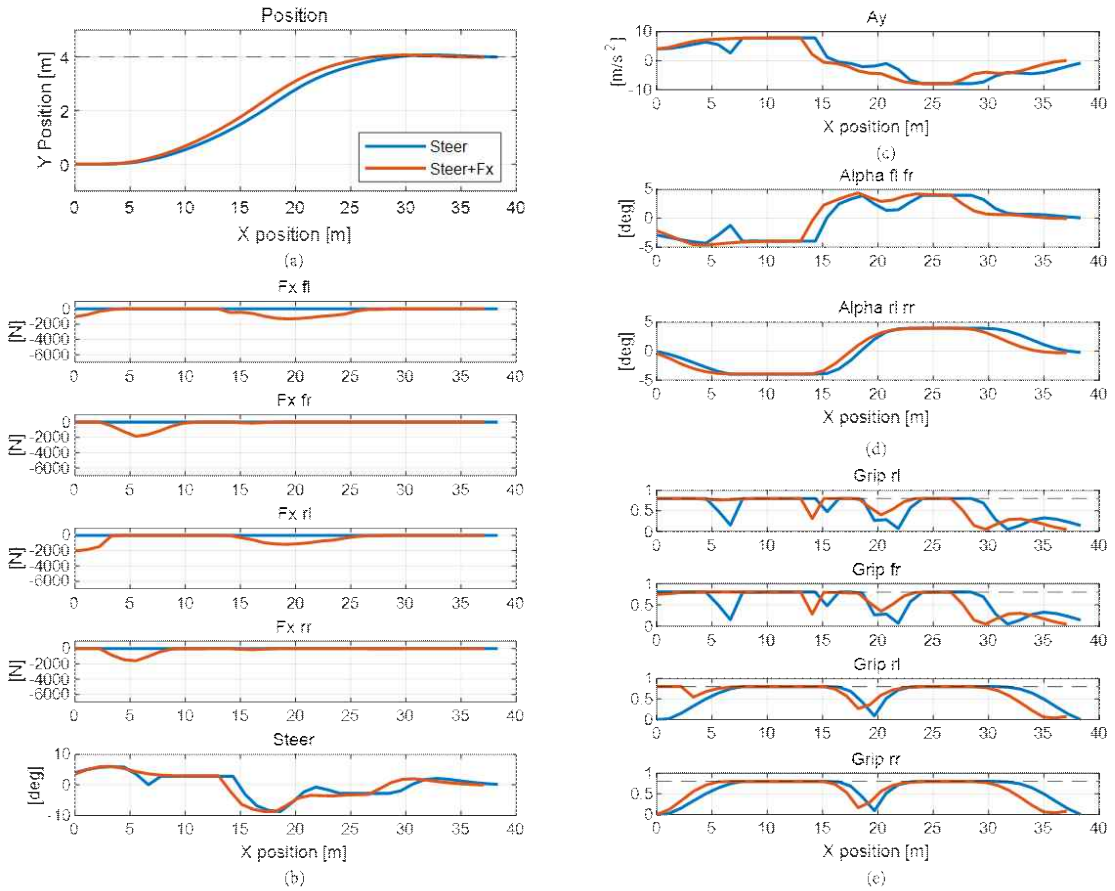


Fig. 3 실험 결과: 비교군1 (a) 차량 위치 (b) 제어 입력값 (c) 차량 횡 방향 가속도 (d) 타이어 슬립 앵글 (e) 타이어 그림

레이크의 역할과 효과에 대해서 분석하기 위한 것이다. 제안한 제어기의 브레이크 효과를 분석하기 위한 비교군으로는 아래 수식과 같이 오직 조향만이 제어 입력값으로 설정된 형태이며, 비용 함수와 제약 조건의 형태는 같게 설정되었다.

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= f(x(t), u(t)) \\ x &= [y, \psi, \dot{\psi}, \beta, vx]^T \\ u &= [\delta]^T \end{aligned} \quad (15)$$

4.1.2 비교군 2

두 번째는 제안한 제어기의 회피 성능 향상 정도를 분석하기 위한 비교군이다. 사고 회피를 위한 별도의 경로 생성과정과 경로 추종제어 과정이 필요

한 기존의 연구를 대표하여, 해당 연구들에서 주로 사용되는 다항함수 형태로 생성된 경로를 비교군으로 설정했다. 다항함수 형태의 경로 y_{path} 는 현재 차량의 위치와 도달하고자 하는 위치가 적용된 경계 조건을 만족하고 경로의 곡률반지름이 노면 마찰계수가 고려된 일정 값 이상을 넘지 않도록 생성된다. 이를 수식으로 표현하면 아래와 같다.⁸⁾

$$y_p(x_p) = ax_p^3 + bx_p^2 + cx_p + d \quad (16)$$

$$\text{curvature} : \frac{d^2 y_p / dx_p^2}{(1 + (dy_p / dx_p)^2)^{3/2}} < 0.8 \frac{\mu g}{v_x^2}$$

$$y_p(0) = y(k), y_p(\text{end}) = 4$$

본 연구에서는 제안한 제어기가 위의 경로와 비

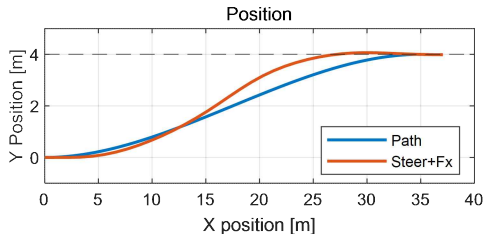


Fig. 4 실험 결과: 비교군 2

고하여 정량적 지표인 D 의 관점에서 회피 성능이 분석되었다.

4.3 실험 결과

Fig. 3과 Fig. 4은 실험 결과를 나타내며, Fig. 3은 제안한 제어기와 비교군 1을, Fig. 4은 제안한 제어기와 비교군 2를 비교한 결과이다.

먼저, Fig. 3(a)에서 확인할 수 있듯이, 조향만을 제어 입력으로 고려한 비교군 1과 비교해서 제안한 제어기의 결과에서 D 가 약 1.7m 줄어들었고 상대적으로 회피 성능이 향상됨을 확인할 수 있다.

제안한 제어기의 브레이크 역할의 효과는 Fig. 3(e)에서 뒷바퀴 타이어의 포화가 시작되는 시점에서 확인할 수 있다. 해당 시점에서 뒷바퀴 타이어의 포화를 막기 위해 차량의 요레이트를 감소시켜야 하는데, 비교군 1의 경우 조향을 감소시켜 요레이트를 감소시켰고 결과적으로 회피 성능저하가 발생했다. 반면, 제안한 제어기의 경우 각 바퀴 브레이크의 조합으로 이를 대신하여 회피 성능이 상대적으로 높게 나온 것을 볼 수 있다. 이는 Fig. 3(c)에서 횡방향 가속도 a_y 가 조향각도 줄인 비교군 1에서 상대적으로 낮게 발생한 것으로도 확인할 수 있다. 이로써, 제어 입력값들이 제어 목표에 맞게 계산되는 것이 검증되었고, 각 바퀴의 브레이크는 타이어의 포화를 방지하기 위해 추가적인 요레이트를 생성하는 것을 확인할 수 있다. 또한 Fig. 3(a)와 Fig. 3(d)를 보면 차량 안정성을 위한 제약 조건들이 제어과정 동안 만족하는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 4에서 확인할 수 있듯이 제안한 제어기는 비교군 2와 비교해서 회피하면서 이동한 거리가 상당히 감소하여 회피 성능이 향상된 것을 확인할 수 있다. 이는 차량의 물리적 모델이 고려되지 않은 기준

의 경로 생성 방법과 대비해서, 제안한 제어기에서는 비용 함수에 전차량 모델이 고려되었기 때문에 제안한 제어기가 차량 움직임에 최적화된 회피 결과를 가질 수 있게 된 것으로 해석할 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 긴급 충돌 회피를 위한 비선형 모델 예측 제어 기반 조향 및 브레이크 통합 제어기가 제안되었다. 전차량 모델과 브러쉬 타이어 모델을 결합한 시스템 모델, 안전 구역 대피를 위한 비용 함수 그리고 차량 안정성을 위한 제약 조건이 고려된 비선형 예측 제어기가 설계되었다. 제안한 제어기는 별도의 경로 생성과정이 필요하지 않다는 의미가 있으며, 차량 움직임에 최적화된 회피 제어 입력값이 계산되는 것이 특징이다. 실험을 통해서 제안한 제어기의 제어 결과에 대해서 비교군과 함께 비교 분석되었으며 성능이 검증되었다.

후기

이 연구는 교육부 및 한국연구재단의 4단계두뇌한국21 사업(4단계 BK21 사업) 연구비 지원, 산업기술혁신사업 캐빈교체형 자율셔틀 공용새시플랫폼 기술 개발 연구비 지원(20014983), 자기강화원리를 이용한 초고효율 동력전달장치의 기계특성기반 고효율 변속 제어기 및 고성능 상태 추정기 개발연구비 지원(2020R1A2B5B01001531), 2021년도 산업통상자원부 및 산업기술평가관리원(KEIT) 연구비 지원(20010263), 정부(산업통상지원부 및 산업기술평가관리원)의 재원으로 자율주행기술개발혁신사업단의 지원(20018181), 2021년도 산업통상자원부 및 한국산업기술평가관리원(KEIT) 연구비 지원(20014121)에 의한 연구임.

References

- 1) Hajiloo, Reza, et al. "Integrated steering and differential braking for emergency collision avoidance in autonomous vehicles." *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems* 22.5 (2020): 3167-3178.
- 2) Katriniok, Alexander, et al. "Optimal vehicle

- dynamics control for combined longitudinal and lateral autonomous vehicle guidance." 2013 European Control Conference (ECC). IEEE, 2013.
- 3) Hu, Xuemin, et al. "Dynamic path planning for autonomous driving on various roads with avoidance of static and moving obstacles." *Mechanical systems and signal processing* 100 (2018): 482-500.
 - 4) Ji, Jie, et al. "Path planning and tracking for vehicle collision avoidance based on model predictive control with multiconstraints." *IEEE Transactions on Vehicular Technology* 66.2 (2016): 952-964.
 - 5) Rajamani, Rajesh. *Vehicle dynamics and control*. Springer Science & Business Media, 2011.
 - 6) Pacejka, Hans. *Tire and vehicle dynamics*. Elsevier, 2005.
 - 7) Lee, Jonghyup, and Seibum Choi. "NONLINEAR MODEL PREDICTIVE CONTROL FOR PATH TRACKING IN HIGH-SPEED CORNER ENTRY SITUATIONS." *International Journal of Automotive Technology* 23.5 (2022): 1373-1381.
 - 8) Lee, Hwangjae, and Seibum Choi. "Development of Collision Avoidance System in Slippery Road Conditions." *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems* (2022).