

고속 세그웨이의 곡선 운동에서의 안정성 향상

Safety Improvement in the Curvature Motion of a High Speed Segway

김지현¹·방진욱²·이장명[†]

Jihyeon Kim¹, Jinuk Bang², Jangmyung Lee[†]

Abstract: In this paper, the slope of the footplate is adjusted to compensate for the centrifugal force with a series elastic actuator (SEA) attached to the Segway's body to improve the cornering characteristics during turning. To ensure Segway's driving safety in the curvature motion, it is necessary to compensate for the centripetal force by tilting the footplate to generate inward force from gravity. When the footplate is tilted under the control of SEA, the vertical load on both wheels has been changed accordingly. The frictional force of the wheel has been changed by the change of the vertical force, which requires adjustment of driving torque to keep the curvature trajectory. That is, the driving torque has been controlled to keep the curvature trajectory considering the frictional force caused by the turning motion. Four SEAs are attached to the footplate to control the slope of the footplate and the real curvature motion has been demonstrated to verify the effects of SEAs in the high-speed curvature motion.

Keywords: Segway, Torque Control, SEA (Series Elastic Actuator), Curvature Motion

1. 서론

최근 1인 가구의 급증으로 Personal Mobility (PM)는 기존 대중교통과 비교하였을 때 높은 접근성과 전기 동력에 의한 친환경성이라는 큰 장점을 가지고 있어 전 세계적으로 각광받고 있다. PM은 전기 구동 방식의 소형 전기 자동차, 세그웨이, 전기 자전거 등을 포함하는 개인이 이동하는데 쓰일 수 있는 모든 교통수단을 의미한다. 이 중, 세그웨이는 2개의 바퀴와 Inertial Measurement Unit (IMU)센서를 이용하여 자체적으로 균형을 유지하며, 핸들의 움직임을 이용하여 주행 방향과 가속 및 정지 운동을 제어할 수 있는 PM이다. 이러한 직관적인 제어 방식은 초보자도 쉽게 적응하여 운전할 수 있는 장점

이 있으며, 도심 주행에 적합하고 최대 속도 20 km/h 이상의 고속 주행이 가능하다. 이러한 특징 때문에 직진 주행 시 가/감속 성능이 매우 우수하다^[1]. 하지만 세그웨이는 양바퀴가 병렬로 위치하고 있어 Roll 방향에 비해 Pitch 방향에 대한 자세 불안정성을 갖고 있다.

탑승자가 왼쪽 방향으로 선회주행을 한다고 가정을 했을 때 탑승자가 세그웨이 핸들을 왼쪽방향으로 움직이면서 탑승자의 무게중심은 왼쪽으로 이동한다. 하지만 이와 반대방향으로 원심력이 발생하여 사람의 무게 중심이 바깥쪽으로 쏠리게 된다. 이처럼 선회 주행 시 발생하는 탑승자의 무게 중심의 변화는 불안정한 주행을 유발하고 전복 사고의 위험성이 증가한다.

자동차의 경우 충돌이나 사고가 발생했을 때 피해를 경감시켜주는 Passive Safety 기술뿐만 아니라 사고가 일어나지 않도록 미연에 방지하는 기술인 Active Safety 기술이 요구되어 ESP (Electronic Stability Program)^[2], AFS (Active Front Steering)^[3], ARS (Active Rear Steering)^[4] 등이 적용되고 있다. 하지만 세그웨이 경우 주행 시 안전모 및 보호대를 착용하는 Passive Safety 기술에 대해서만 요구되고 있으며 위험한 상황이나 불안정한 주행에 대한 제어 개입이 없어 탑승자의 주행안전성을 보장하지 못한다.

Received : Oct. 29. 2019; Revised : Jan. 29. 2020; Accepted : Feb. 3. 2020

※ This material is based upon work supported by the Ministry of Trade, Industry & Energy (MOTIE, Korea) under Industrial Technology Innovation Program. No. 10062443 '40km/h of balancing robot with active suspension'

1. MS student, Pusan National University, Busan, Korea (jihyeon1696@pusan.ac.kr)

2. PhD student, Pusan National University, Busan, Korea (jinuk1696@pusan.ac.kr)

† Professor, Corresponding author: Electrical Engineering, Pusan National University, Busan, Korea (jlee@pusan.ac.kr)

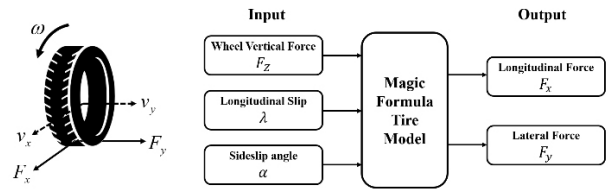
이전 연구에서 세그웨이의 발판에 4개의 SEA (Series Elastic Actuator, 직렬 탄성 액츄에이터)를 장착하여 Full-active suspension 시스템을 구성하고 SEA의 높낮이를 조절하여 발판의 기울기를 조절하는 Roll, Pitch 운동 Mechanism을 도입하였다^[5,6]. 이를 통해 급가감속 시 발생하는 관성과 선회주행 시 발생하는 원심력을 보상해주어 고속 주행 시 주행 안정성을 향상시켰다. 하지만 선회 주행 시 발생하는 원심력을 보상해주기 위해 SEA를 제어하여 발판의 기울기를 조절하면 양 바퀴에 가해지는 수직하중이 변하게 된다. 바퀴에 가해지는 수직하중의 변화는 바퀴의 접지력과 비례하기 때문에 각 바퀴의 접지력에 영향을 준다^[7,8]. 이는 세그웨이의 주행에 영향을 미쳐 탑승자가 원하는 주행 경로가 아닌 다른 경로로 주행을 하게 되어 불안정한 주행을 하게 된다.

본 논문에서는 선회 주행 시 발생하는 원심력을 보상해주기 위해 선회 주행 시 발생하는 하중 이동을 분석하고, 발판의 기울기를 조절하여 양 바퀴에 가해지는 수직하중이 균일하도록 한다. 그리고 발판의 기울기 제어로 인해 발생하는 바퀴의 마찰력 변화를 파악하고 바퀴의 마찰력 변화만큼 바퀴의 토크를 제어하여 탑승자가 원하는 주행 궤적으로 주행할 수 있도록 하는 선회 주행 알고리즘을 제안한다. 선회 주행 시 발생하는 하중 이동은 원심력과 사람의 움직임으로 인한 발판의 기울임으로 인해 발생한다^[8]. 발판의 기울임으로 인한 하중 변화량과 원심력에 의한 하중 변화량이 같아지도록 세그웨이 발판의 각 모서리 부분에 부착된 4개의 SEA의 높낮이를 제어하여 발판의 기울기를 조절한다. 이를 통해 탑승자가 원심력으로 인해 한쪽 방향으로 쏠리는 것을 예방한다. 그리고 발판의 기울기를 조절함으로써 발생하는 타이어의 마찰력의 변화를 파악하고 이에 해당하는 만큼 바퀴의 토크를 제어하여 탑승자가 의도하는 궤적으로 정밀하게 주행하도록 한다.

본 논문의 구성은 총 7장으로 되어 있다. 2장에서는 발판 기울기 제어로 인해 발생하는 타이어의 마찰력을 파악하기 위한 Magic formula 타이어 모델을 설명한다. 3장에서는 세그웨이와 타이어의 모델을 분석하고 4장에서는 선회 주행 시 발생하는 하중 변화에 대해 분석한다. 5장에서는 정밀한 선회 주행을 위한 알고리즘을 제안한다. 6장에서는 선회 주행 실험을 통해 알고리즘의 성능을 확인하고 7장에는 연구의 결론을 도출한다.

2. Magic formula of a tire model

발판의 기울기 제어로 인해 발생하는 타이어의 마찰력을 파악하기 위해 Magic Formula (MF) tire model을 이용한다. 이 모델은 HB Pacejka 교수가 제안한 모델로써 실험 데이터를 기반으로 하는 Empirical 모델로서 정밀하고 간결하여 타이어가 정확한 동작을 하게끔 하기 때문에 차량 동역학의 연구에 광



[Fig. 1] MF tire model

범위하게 적용되고 있다^[9-11]. [Fig. 1]과 같이 주행방향 Slip, Sideslip angle과 Vertical force가 기본요소가 되고 이들 변화에 대한 주행방향, 횡방향 힘을 구하고자 한다.

MF tire model에 대한 기본 방정식은 식 (1)과 같다^[9-11].

$$F = D \cdot \sin \left\{ C \cdot \arctan \left[B \cdot (X + S_h) - E \cdot \left(\frac{B \cdot (X + S_h)}{\arctan \cdot B \cdot (X + S_h)} \right) \right] \right\} + S_v \quad (1)$$

여기서, F 는 주행방향 힘(F_x) 또는 횡방향 힘(F_y), X 는 주행방향 Slip(λ) 또는 Sideslip angle(α), D 는 Peak value, B 는 Stiffness factor, E 는 Curvature factor, C 는 Shape factor, S_v 는 Vertical shift, 그리고 S_h 는 Horizontal shift를 나타낸다. MF tire model의 기본 방정식인 식 (1)을 이용하여 바퀴에 발생하는 각 축 방향의 힘을 구하고자 한다. 이 때 Segway는 휘어짐이 발생하지 않는 두 개의 바퀴로 구성되어 있기 때문에 Vertical shift와 Horizontal shift를 고려하지 않는다.

2.1 주행 방향 힘 (Longitudinal force)

타이어에 가해지는 Vertical force, 주행방향 slip ratio를 고려한 주행방향 힘은 식 (2)와 같이 계산할 수 있다^[9-11].

$$F_x^i = \frac{\sigma_x^i}{\sigma^i} D_x^i \cdot \sin \left\{ C_x \cdot \arctan \left[B_x^i \cdot \lambda^i - E_x^i \cdot \left(\frac{B_x^i \cdot \lambda^i}{\arctan \cdot B_x^i \cdot \lambda^i} \right) \right] \right\} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} B_x^i &= G_x^i / C_x D_x^i \\ C_x &= 1.65 \\ D_x^i &= a_1 (F_z^i)^2 + a_2 (F_z^i) \\ E_x^i &= a_6 (F_z^i)^2 + a_7 F_z^i + a_8 \\ G_x &= a_3 \sin [a_4 \arctan (a_5 F_z^i)] \\ \sigma^i &= \sqrt{\sigma_x^i^2 + \sigma_y^i^2} \\ \sigma_x^i &= (\lambda^i / (1 + \lambda^i)) \\ \sigma_y^i &= (\tan \alpha^i / (1 + \lambda^i)) \end{aligned}$$

여기서, i (=L,R)는 왼쪽 또는 오른쪽 바퀴, σ^i 는 Theoretical slip vector의 크기를 의미하며 $a_1 \sim a_8$ 은 타이어의 모델의 특성을 정의하기 위한 fitting parameter이다.

세그웨이가 주행할 때 타이어에 주행방향과 횡방향으로 slip이 발생한다. 이를 고려하기 위해 주행방향 힘에 theoretical slip인 σ_x^i / σ^i 를 곱해준다. λ^i 는 주행방향으로 발생하는 slip으로

식 (3)과 같이 구할 수 있고, α^i 는 Sideslip angle를 의미하며 식 (4)와 같이 구할 수 있다.

$$\lambda^i = \frac{v_w^i - v_v}{V_v} \quad (3)$$

여기서 v_w^i 는 각 바퀴의 속도, v_v 는 세그웨이의 속도를 의미한다.

$$\alpha^i = \arctan\left(\frac{v_y^i}{v_x^i}\right) \quad (4)$$

여기서 v_x^i 는 각 바퀴의 주행방향 속도이며 v_y^i 는 각 바퀴의 횡방향 속도를 의미한다.

2.2 횡방향 힘(Lateral force)

타이어의 Vertical force와 Sideslip angle에 따른 횡방향 힘은 식 (5)와 같이 정의한다⁹⁻¹¹.

$$\begin{aligned} B_y^i &= G_y^i / C_y D_y^i \\ C_y &= 1.3 \\ D_x^i &= b_1(F_z^i)^2 + b_1 F_z^i \\ E_y^i &= b_6(F_z^i)^2 + b_7 F_z^i + b_8 \\ G_y^i &= b_3 \sin [b_4 \arctan (b_5 F_z^i)] \end{aligned} \quad (5)$$

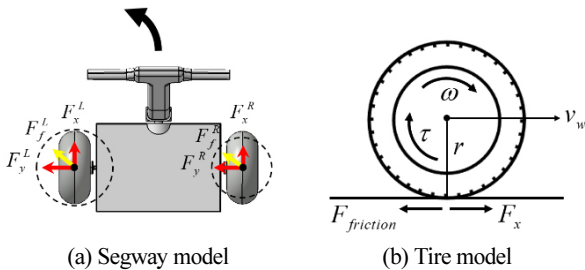
여기서, $b_1 \sim b_8$ 은 fitting parameter이다.

3. Segway tire 운동방정식

[Fig. 2]의 (a)는 세그웨이 model을 나타낸 것이며¹² 왼쪽 방향으로 선회 주행한다고 가정한다. 선회 주행 시 하중 변화에 따른 발판의 기울기 제어로 인해 양 바퀴에 가해지는 Vertical force의 변화가 발생하며 이는 식 (6), 식 (7)과 같다.

$$F_z^L = \frac{W_s}{2} + F_W^L \quad (6)$$

$$F_z^R = \frac{W_s}{2} + F_W^R \quad (7)$$



[Fig. 2] Segway model

여기서 F_z^L 은 왼쪽 바퀴에 가해지는 힘, F_z^R 은 오른쪽 바퀴에 가해지는 힘, W_s 는 세그웨이의 무게, F_W^L 은 하중 변화에 의해 왼쪽 바퀴에 가해지는 힘, F_W^R 은 하중 변화에 의해 오른쪽 바퀴에 가해지는 힘이다.

마찰계수는 Vertical force와 타이어의 주행방향 힘에 의해 다음과 같이 정의된다.

$$\mu^i = \frac{F_f^i}{F_z^i} \quad (8)$$

여기서 μ^i 는 마찰계수, F_f^i 는 타이어의 마찰력이며 다음과 같이 정의된다.

$$F_f^i = \sqrt{(F_x^i)^2 + (F_y^i)^2} \quad (9)$$

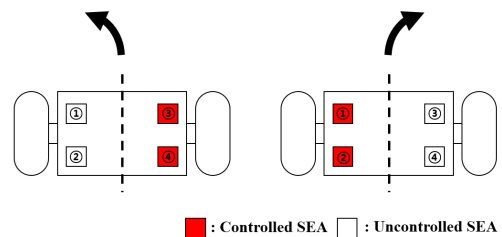
Vertical force의 변화는 타이어와 노면 사이의 마찰특성에 영향을 주므로 타이어의 운동방정식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} J_w \cdot \dot{\omega} &= \tau^i - r \cdot F_f^i \\ &= \tau^i - r \cdot (\mu^i \cdot F_z^i) \end{aligned} \quad (10)$$

여기서 J_w 은 모터의 관성, r 은 바퀴의 반지름, τ^i 는 바퀴의 토크이며 $\dot{\omega}$ 는 각가속도이다.

4. SEA를 이용한 발판 기울기 제어

탑승자가 왼쪽 방향으로 선회 주행을 하기 위해 핸들을 왼쪽으로 움직이면 탑승자의 무게 중심이 왼쪽으로 이동한다. 하지만 오른쪽 방향으로 발생하는 원심력으로 인해 탑승자의 무게 중심은 오른쪽으로 이동하려고 한다. 이러한 무게중심의 변화로 인해 하중 이동이 발생하여 탑승자의 불안정한 주행을 유발한다. 선회 주행 안정성을 향상시키기 위해 하중 이동이 최소화 되도록 [Fig. 3]과 같이 발판에 부착된 4개의 SEA를 제어하고자 한다. SEA는 세그웨이의 중심을 기준으로 좌우로 나누어 제어한다. 원심력에 의한 탑승자의 하중 이동을 발판의 기울임으로 보상하여 양 바퀴에 걸리는 수직하중을 균일하게 해준다.



[Fig. 3] Tilt control of the footplate using SEA

4.1 원심력에 의한 하중 변화

원심력에 의한 하중 이동은 선회주행 시 탑승자의 무게중심이 원심력으로 인해 바깥쪽으로 쏠리는 것을 의미한다. 본 논문에서는 왼쪽 방향으로 선회 주행을 한다고 가정을 한다. [Fig. 4]는 원심력에 의해 발생하는 하중 이동에 대한 세그웨이의 Free Body Diagram을 나타낸 것이다.

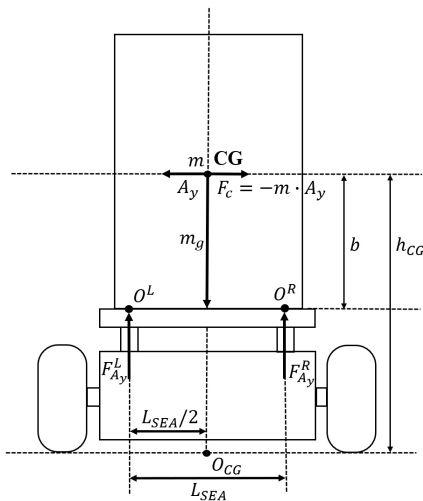
왼쪽방향으로 선회 주행을 한다고 가정하면 탑승자의 무게중심에서 구심력이 발생하는 방향으로 가속도가 발생하며 이를 횡 가속도(Lateral acceleration), A_y 라고 한다.

$F_{A_y}^L$ 은 왼쪽 발판에 가해지는 수직 하중이고 $F_{A_y}^R$ 은 오른쪽 발판에 가해지는 수직하중을 나타낸다. 가속도를 가지고 운동하는 물체와 그 물체에 작용하는 관성력은 d'Alembert's principle에 의하여 정역학적으로 해석할 수 있다^[13]. 따라서 발판에 가해지는 모든 방향에서의 힘과 모멘트의 총합은 각각 0 과 같다. 왼쪽 발판의 기준점인 O_L 에 대한 모든 모멘트의 합은 0이며 아래의 수식이 성립된다.

$$-m \cdot A_y \cdot b + F_{A_y}^R \cdot L_{SEA} - m_g \cdot \frac{L_{SEA}}{2} = 0 \quad (11)$$

여기서 m 은 탑승자의 질량, m_g 는 탑승자의 무게중심에서 작용하는 수직하중, b 는 발판으로부터 무게중심까지의 높이, 그리고 L_{SEA} 는 좌우 SEA간의 거리이다. 식(11)로부터 $F_{A_y}^R$ 이 구해진다.

$$\begin{aligned} F_{A_y}^R &= \frac{m_g}{2} + \frac{m \cdot A_y \cdot b}{L_{SEA}} \\ &= \frac{m_g}{2} + V W_{A_y} \end{aligned} \quad (12)$$



[Fig. 4] Segway free body diagram for left and right weight transfer by centrifugal force

즉, 오른쪽 바퀴에 수직 하중이 ΔW_{A_y} 만큼 증가하게 된다.

4.2 발판 기울임으로 인한 하중 이동

사람의 움직임으로 인해 기울어진 발판과 탑승자에 대한 Free body diagram을 [Fig. 5]와 같이 표현된다.

오른쪽 발판의 기준점인 O_R 에 대한 모든 모멘트와 힘의 합은 0이므로 식 (13)이 성립된다.

$$-F_p^L \cdot L_{SEA} + m_g \cdot \sin\theta \cdot \frac{L_{SEA}}{2} + m \cdot \cos\theta \cdot b = 0 \quad (13)$$

여기서 F_p^L 왼쪽 바퀴에 가해지는 수직 하중을 나타내고 θ 는 발판의 기울어진 각도를 나타낸다.

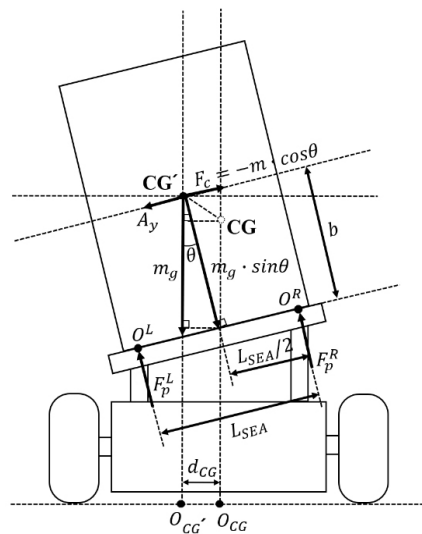
식 (13) 으로부터 F_p^L 이 구해진다.

$$\begin{aligned} F_p^L &= \frac{m_g \cdot \sin\theta}{2} + \frac{m \cdot \cos\theta \cdot b}{L_{SEA}} \\ &= \frac{m_g \cdot \sin\theta}{2} + V W_p \end{aligned} \quad (14)$$

식 (14)에서 구한 ΔW_p 는 왼쪽 바퀴에 증가한 수직 하중을 나타내며 이는 오른쪽 바퀴의 수직 하중의 감소량과 동일하다. 따라서, 이 값을 식 (12)에서 구한 ΔW_{A_y} 와 동일하게 하는 조건으로 기울임 각도가 다음과 같이 구해진다.

$$\theta = \cos^{-1}\left(\frac{v_v^2}{R}\right) \quad (15)$$

여기서 θ 는 발판의 기울기이며 R 은 선회반경이다.



[Fig. 5] Segway free body diagram for tilted footplate

선회 반경은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$R = \frac{L(v_w^R + v_w^L)}{2|(v_w^R - v_w^L)|} \quad (16)$$

여기서 v_w^R 는 오른쪽 바퀴의 속도이며 v_w^L 은 왼쪽 바퀴의 속도이다.

5. 정밀한 선회 주행을 위한 주행 알고리즘

[Fig. 6]는 정밀한 선회 주행을 위한 주행 알고리즘 블록도이다. 주행 알고리즘 블록도는 Wheel Control 부분과 SEA Control 부분으로 나뉜다.

SEA Control 부분은 발판에 부착된 4개의 SEA 제어가 이루어진다. 양 바퀴의 각속도를 이용하여 4개의 SEA에 가해진 외력에 의해 압축된 길이 x_i^l ($i = 1, 2, 3, 4$)를 각각 구하여 제어 변수로 변환시킨다. 제어 변수와 식 (5)를 통해 구한 발판의 제어 각도를 이용하여 각각의 SEA 제어량을 구하여 일정한 발판의 기울기를 유지할 수 있도록 한다. 발판의 기울기 제어로 인해 양 바퀴에 가해지는 Vertical force의 변화가 발생한다. 이는 타이어와 노면사이의 마찰특성의 변화가 생겨 타이어의 접지력에 영향을 주어 바퀴에 인가된 토크가 노면으로 완전히 전달되지 못하고 바퀴가 미끄러져 탑승자가 원하는 주행경로가 아닌 다른 경로로 주행을 하게 한다.

Wheel Control 부분은 바퀴에 인가된 토크가 노면으로 완전히 전달되어 바퀴의 미끄러짐 없이 탑승자가 원하는 주행 경로로 주행을 하도록 양 바퀴를 제어한다. SEA Controller를 통해 구한 Vertical force의 변화량과 양 바퀴의 각속도 ω^L, ω^R 을 이용하여 바퀴의 주행방향, 횡방향 힘의 수를 구한다. MF tire model을 이용하여 구한 주행방향 힘, F_x^i 과 횡방향 힘, F_y^i 은

Friction model인 식 (9)를 이용하여 각 바퀴의 타이어 마찰력 F_f^L, F_f^R 을 구한다. 이렇게 구한 타이어의 마찰력을 이용하여 Torque Compensator인 식 (17)과 같이 현재 주행 상태의 토크값을 구한다. 주행 상태의 토크값과 지령 토크값을 비교하여 두 값의 오차만큼 보상해줌으로서 외력의 변화와 상관없이 일정한 토크로 주행할 수 있도록 한다.

현재 주행 상황에서의 토크는 식 (9)와 식 (10)을 이용하여 아래와 같이 구할 수 있다.

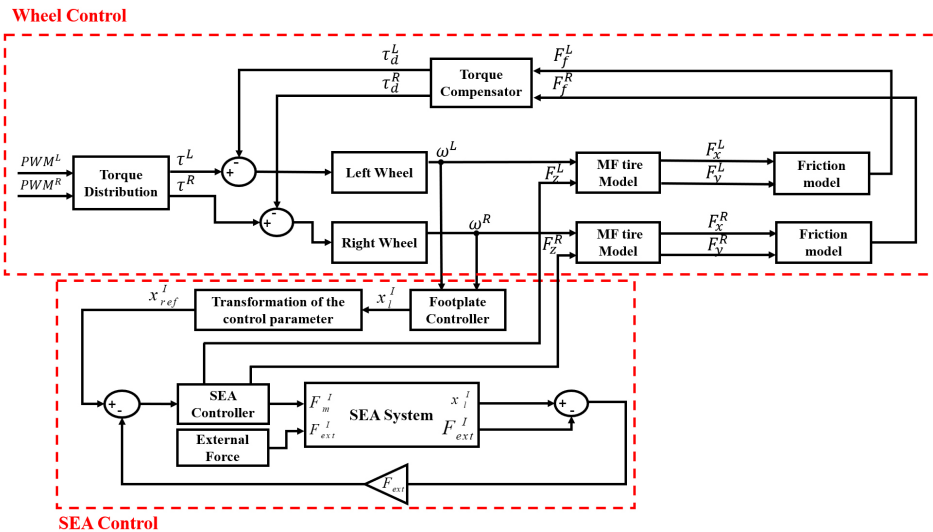
$$\begin{aligned} \tau_d^i &= J_w \cdot \dot{\omega}_w^i + \frac{v_w^i}{\omega_w^i} \cdot F_f^i \\ &= J_w \cdot \dot{\omega}_w^i + \frac{v_w^i}{\omega_w^i} \cdot \mu^i \cdot F_z^i \end{aligned} \quad (17)$$

6. 실험

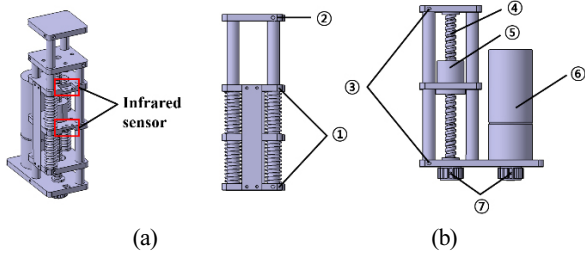
6.1 SEA가 부착된 세그웨이

6.1.1 SEA (Series Elastic Actuator)

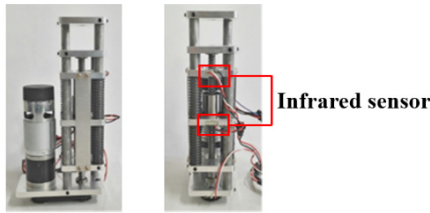
[Fig. 7]은 CATIA를 이용하여 그린 SEA 그림이다. [Fig. 7]의 (a)는 SEA의 전체적인 모습이며, (b)는 SEA의 Load plate에 힘이 가해졌을 때 Spring이 압축되는 부분(좌측)과 SEA에 가해진 힘에 상응되어 적절한 힘을 출력하고 보상해주는 모터부(우측)로 나눈 것이다. Spring은 상단부와 하단부로 나뉜다. SEA의 Load plate에 힘이 가해졌을 때 상단부 Spring은 압축되고 하단부 Spring은 인장된다. [Fig. 7]의 (a)와 같이 상단 스프링의 양 끝단에 부착된 적외선센서를 통해 Load plate에 가해지는 힘에 의해 압축된 Spring 길이를 알 수 있다. Load plate에 가해진 힘은 Hook의 법칙에 의해 Spring 상수와 스프링 길이의 변화량의 곱으로 구할 수 있다. Load plate에 가해지는 힘에



[Fig. 6] Driving algorithm block diagram for precise turning drive



[Fig. 7] SEA (1) ① Compression spring fixed plate, ② Load plate, ③ Ballscrew fixed plate, ④ Ballscrew, ⑤ Ball nut, ⑥ DC motor, ⑦ Pulley



[Fig. 8] SEA (2)

상응되는 힘을 모터로 제어하며 모터의 회전운동은 Pulley와 Pulley에 부착된 Timing-belt와 Ballscrew에 의해 직선운동으로 변환되어 액츄에이터의 동작을 수행한다.

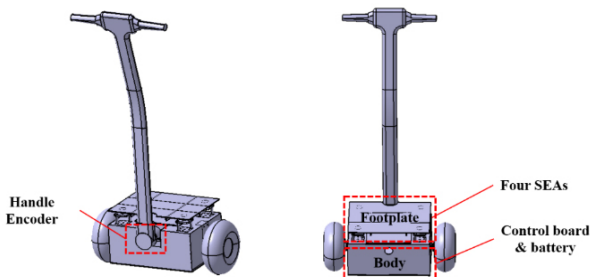
[Fig. 8]은 [Fig. 7]의 설계를 바탕으로 제작된 SEA이다.

6.1.2 SEA가 부착된 Segway

[Fig. 9]는 직접 설계하고 제작한 세그웨이이다. 제작한 세그웨이 발판의 각 모서리에 4개의 SEA가 부착되어 있다. 세그웨이 바디에는 제어보드와 배터리가 들어있으며 바퀴는 Direct Drive방식의 In-Wheel모터를 사용하였다. 핸들은 가공의 어려움으로 인해 시중에 나와있는 세그웨이의 핸들을 이용하였다. 세그웨이의 동작은 핸들의 엔코더의 데이터에 따라 주행 방향을 결정하고 가속, 감속 동작을 수행한다.

6.2 하중이동에 대한 발판 제어

SEA를 이용하여 발판의 기울기를 제어하고 이로 인해 발생하는 바퀴의 미끄러짐을 억제시키기 위해 각 바퀴의 토크를



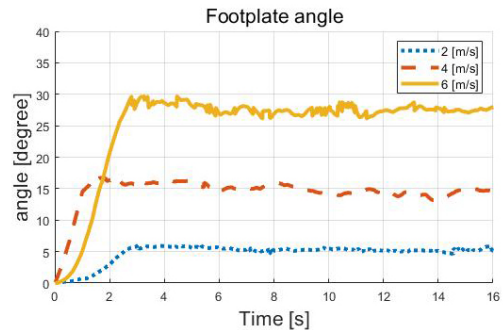
[Fig. 9] Segway with SEA

제어함으로써 정확한 선회반경으로 주행하는지에 대한 선회주행 실험을 진행하였다.

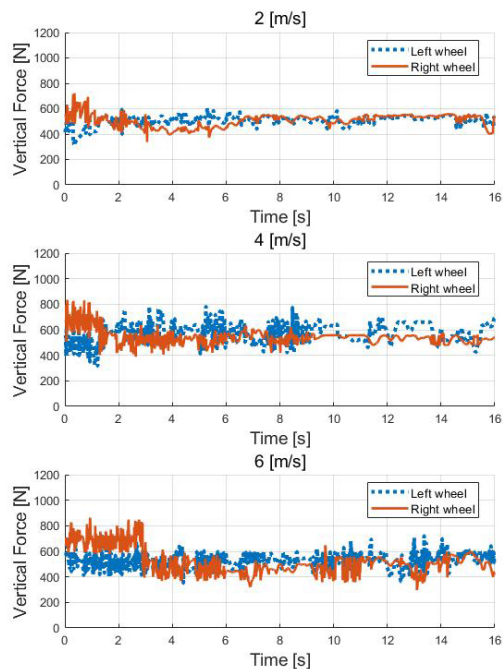
2 m/s, 4 m/s, 6 m/s의 속도로 0.5 m의 회전 반경으로 선회주행하도록 실험을 진행하였다. 먼저 각각의 속도로 주행할 때 4개의 SEA를 제어하여 적절한 발판의 기울기 제어를 하는지 확인하였다.

[Fig. 10]은 각각의 속도에 대한 발판의 기울기 제어를 나타낸 것이다. 약 0~2초동안 선회주행을 하기 위해 서서히 속도를 증가시키고 이후 일정한 속도로 선회주행을 하였다. 사람의 움직임으로 인해 미세한 떨림이 있지만 2 m/s의 속도에서는 약 5.6°, 4 m/s의 속도에서는 약 14.9°, 6 m/s의 속도에서는 27.7°의 각도를 유지한 채 주행하는 것을 확인하였다.

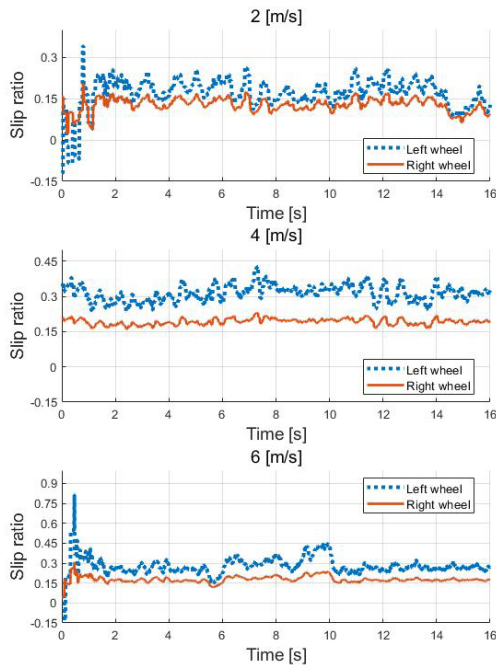
[Fig. 11]은 2 m/s, 4 m/s, 6 m/s의 속도로 선회 주행을 할 때 발판의 기울기 제어로 인해 사람의 무게중심이 이동하여 발생하는 양 바퀴에 가해지는 수직하중의 변화를 측정된 것이다. 약 2초동안은 선회 주행을 하기 위해 서서히 속도를 올리고 있는 상황이기 때문에 양바퀴에 가해지는 수직하중의 변화가 발



[Fig. 10] Tilt control of footplate using SEA



[Fig. 11] Both wheel's vertical force after tilt control



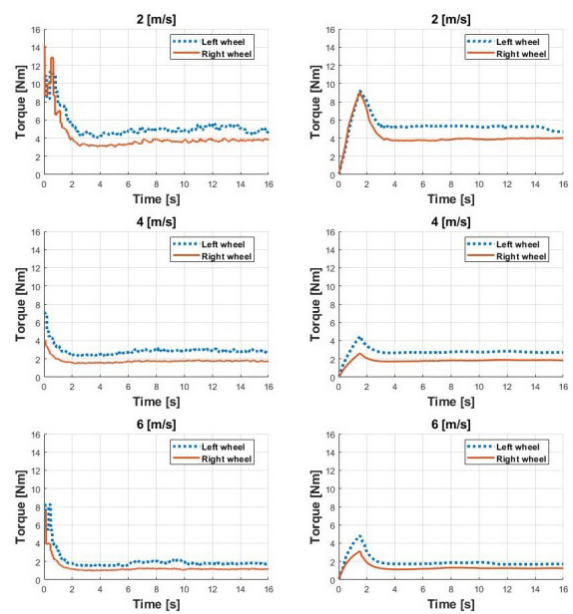
[Fig. 12] Slip caused by changes in vertical force on both wheels

생한다. 약 2초 후부터 양 바퀴에 가해지는 수직하중은 2 m/s의 속도일 때 약 508 N, 506 N, 4 m/s의 속도일 때 약 571 N, 541 N, 6 m/s일 때 약 528 N, 519 N이다. [Fig. 11]를 통해 원심력에 의한 탑승자의 하중 이동을 발판의 기울임으로 보상하여 양 바퀴에 걸리는 수직하중을 균일하게 해준다는 것을 알 수 있다. 이때 발생하는 떨림은 노면상태, 사람의 움직임 등에 의해 발생하는 잡음이다. 양 바퀴에 가해지는 수직하중의 변화는 바퀴와 노면의 마찰 특성에 영향을 준다. 이로 인해 각 바퀴에 발생하는 접지력의 차이는 바퀴의 미끄러짐을 발생시킨다.

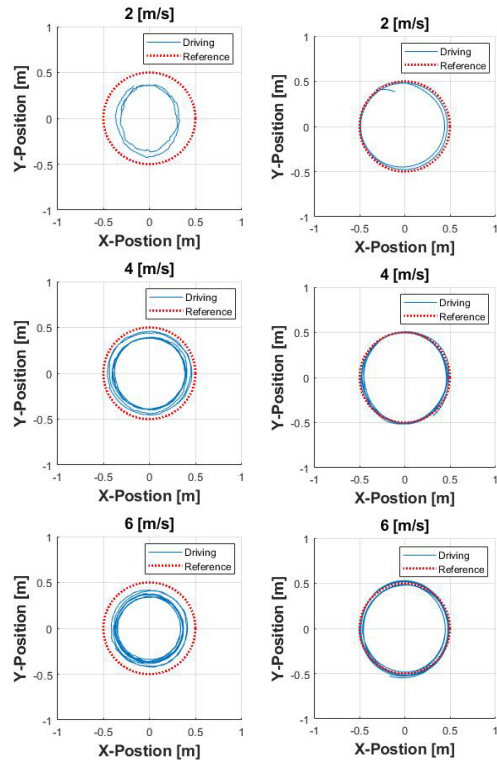
[Fig. 12]는 양 바퀴에 가해지는 수직하중의 변화로 발생하는 slip ratio이다. 이러한 바퀴의 미끄러짐은 탑승자가 주행하고자 하는 궤적으로 주행하고자 하는데 방해요소가 된다. 0~2초 동안 바퀴의 미끄러짐은 2 m/s의 속도에서 0.3, 0.2, 4 m/s의 속도에서 0.41, 0.19, 6 m/s에서 0.81, 0.31로 순간적으로 크게 증가한다. 이처럼 하중의 변화에 대한 발판의 기울기를 조절함으로써 발생하는 바퀴의 수직력 변화를 파악하고 이로 인해 미끄러짐이 발생하는 것을 확인하였다. 정밀한 선회 주행을 위해 타이어의 마찰력 변화에 해당하는 바퀴의 토크값을 구하고 지령 토크값과 비교하여 차이를 보상해주어 탑승자가 의도하는 궤적으로 정밀하게 주행하도록 한다.

[Fig. 13]의 (a)는 양바퀴의 토크를 제어하기 전, (b)는 양바퀴의 토크를 제어한 후이다. 주행 상황에서의 토크가 지령한 토크에 수렴할 수 있도록 [Fig. 6]의 알고리즘을 적용하여 바퀴를 제어하였다.

그 결과 [Fig. 14]의 (b)와 같이 약 0.5 m의 선회 반경을 유지한 채 주행하는 것을 확인할 수 있었다.



(a) without controller (b) with controller
[Fig. 13] Torque control of wheels for precise turning



[Fig. 14] Comparison of turning radius

7. 결론

본 논문에서 SEA를 세그웨이에 부착하여 선회 주행 시 Cornering 성능을 향상시키기 위해 발판의 기울기를 제어하고 이로 인해 발생하는 바퀴의 마찰력 변화를 보상하여 탑승자가 원하는 주행 궤적으로 안정적으로 주행할 수 있도록 하는 주

행 알고리즘을 제안하였다. 선회 주행 시 발생하는 하중 이동에 대해 분석하고 적절한 발판의 기울기를 유지하도록 SEA를 제어하였다. 그리고 발판의 기울기 제어로 인해 양 바퀴에 가해지는 수직하중 변화를 파악하고 바퀴의 마찰력에 해당하는 토크를 보상하여 탑승자가 의도하는 궤적으로 정밀하게 주행하는 것을 확인할 수 있었다. 추후 탑승자의 핸들 조작에 즉각적인 반응을 하여 제동을 하는 전자식 braking 시스템에 대해 연구를 진행할 계획이다^{[14],[15]}.

References

[1] L. J. Pinto, D.-H. Kim, J. Y. Lee, and C.-S. Han, "Development of a Segway robot for an intelligent transport system," *IEEE/SICE International Symposium on System Integration (SII)*, Fukuoka, Japan, pp. 710-715, 2012, DOI: 10.1109/SII.2012.6427308.

[2] J. He, D. A. C. M. Levesley, and W. J. Manning, "Coordination of active steering, driveline, and braking for integrated vehicle dynamics control," *Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 220, no. 10, pp. 1401-1420, 2006, DOI: 10.1243/09544070JAUTO265.

[3] A. Tavasoli, M. Naraghi, and H. Shakeri, "Optimized coordination of brakes and active steering for a 4WS passenger car," *ISA transactions*, vol. 51, no. 5, pp. 573-583, Sept. 2012, DOI: 10.1016/j.isatra.2012.05.002.

[4] J. He, D. A. Crolla, M. C. Levesley, and W. J. Manning, "Integrated active steering and variable torque distribution control for improving vehicle handling and stability," *SAE transactions*, pp. 638-647, 2004, DOI: 10.4271/2004-01-1071.

[5] H.-N. Yoon, J.-U. Bang, J.-H. Kim, and J.-M. Lee, "Driving Stability Improvement of High Speed Segway with The Series Elastic Actuator," *Journal of The Institute of Electronics and Information Engineers*, vol. 56, no. 4, pp. 101-109, Apr., 2019, DOI: 10.5573/ieie.2019.56.4.101.

[6] J. Bang, M. Choi, D. Lee, J. Park, E. Park, G. Lee, and J. Lee, "Variable Stiffness Series Elastic Actuator Design for Active Suspension," *Journal of Korea Robotics Society*, vol. 14, no. 2, pp. 131-138, June., 2019, DOI: 10.7746/jkros.2019.14.2.131.

[7] A. Nizard, B. Thuilot, and R. Lenain, "Tire longitudinal grip estimation for improved safety of vehicles in off-road conditions," *2015 IEEE International Conference on Robotics and Automation (ICRA)*, Seattle, WA, USA, pp. 3368-3373, 2015, DOI: 10.1109/ICRA.2015.7139664.

[8] J. Kim, J. Lee, and S. H. Joo, "Design of Lateral Force Estimation Model for Rough Terrain Mobile Robot and Improving Estimation Reliability on Friction Coefficient," *Journal of Korea Robotics Society*, vol. 13, no. 3, pp. 174-181, Aug. 2018, DOI: 10.7746/jkros.2018.13.3.174.

[9] H. B. Pacejka and E. Bakker, "The magic formula tyre model," *International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, vol. 21, pp. 1-18, 1992, DOI: 10.1080/00423119208969994.

[10] J. Spike, "Adaptive Tire Model For Dynamic Tire-Road

Friction Force Estimation," *Jonathan Spike*, 2013, [Online], <http://hdl.handle.net/10012/7983>.

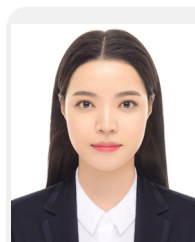
[11] K. B. Singh and S. Sivaramakrishnan, "An adaptive tire model for enhanced vehicle control systems," *SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems*, vol. 8, no. 1, pp. 128-145, 2015, DOI: 10.4271/2015-01-1521.

[12] A. Castro, "Modeling and dynamic analysis of a two-wheeled inverted-pendulum," M.S thesis dissertation, Georgia Institute of Technology, Atlanta, USA, 2012, [Online], <http://hdl.handle.net/1853/44897>

[13] C. Fraser, "D'Alembert's principle: The original formulation and application in Jean D'Alembert's *Traité de dynamique* (1743)," *Centaurus*, vol. 28, no. 1, pp. 31-61, 1985, DOI: 10.1111/j.1600-0498.1985.tb00801.x.

[14] Y. Gao and M. Ehsani, "Electronic Braking System of EV And HEV-Integration of Regenerative Braking, Automatic Braking Force Control and ABS," *JOURNAL OF PASSENGER CARS: ELECTRONIC AND ELECTRICAL SYSTEMS*, Vol. 110. Sec. 7, pp. 576-582, 2001, DOI: 10.4271/2001-01-2478.

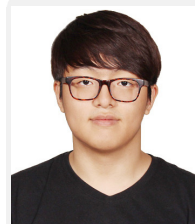
[15] H. Zheng, S. Ma, L. Fang, W. Zhao, and T. Zhu, "Braking intention recognition algorithm based on electronic braking system in commercial vehicles," *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, vol. 26, no. 3-4, pp. 268-290, 2019, DOI: 10.1504/IJHVS.2019.10022761.



김지현

2018 경남과학기술대학교 전자공학과(학사)
2018~현재 부산대학교 전기전자컴퓨터공학과
(석사)

관심분야: 모터 제어, 마이크로 프로세서 응용



방진욱

2017 신라대학교 전자공학과(학사)
2019 부산대학교 전기전자컴퓨터공학과(석사)
2019~현재 부산대학교 전기전자컴퓨터공학과
(박사)

관심분야: 모터제어, 센서 제어, 주행 로봇



이장명

1980 서울대학교 전자공학과(학사)
1982 서울대학교 전자공학과(석사)
1990 미국 남가주대학교 전자공학과(박사)
1992~현재 부산대학교 전자공학과 교수

관심분야: 특수환경 Navigation and Localization, 지능로봇시스템 설계 및 마이크로프로세서 응용