

# 시뮬레이션 모델을 활용한 4WID (4륜 독립구동) E-axle 기반 전기 트랙터의 성능 분석

## Performance Analysis of a 4WID (4 Wheel Independent Driving) E-axle based Electric Tractor using a Simulation Model

백승윤<sup>1,3</sup> · 백승민<sup>1,3</sup> · 전현호<sup>2</sup> · 김용주<sup>1,2,3\*</sup>

Seung Yun Baek, Seung Min Baek, Hyeon Ho Jeon and Yong Joo Kim

Received: 18, Nov. 2024, Accepted: 24, Nov. 2024

**Key Words** : 4WID (4륜 독립구동), Electric Tractor (전기구동 트랙터), Simulation Model (시뮬레이션 모델), Performance Analysis (성능 분석), E-axle (E-액슬)

**Abstract:** This study aimed to evaluate the performance of an electric tractor equipped with an E-axle system through simulations in a MATLAB/Simulink environment. Travel speed conditions were set at 5 km/h and 7 km/h, which reflected typical speeds for plow tillage. The analysis focused on comparing performances of key components and the overall vehicle under these conditions. Results showed that reducing the travel speed decreased slip and improved tractive efficiency. At a travel speed of 5 km/h, the maximum slip of the front E-axle was reduced by 35% with average slip reduced by 45%. For the rear E-axle, the maximum and average slips were reduced by 85% and 78%, respectively. In addition, the average tractive efficiency increased to 85.1% at 5 km/h, which was approximately 14% higher than that at 7 km/h. The reduction in initial slip also improved energy efficiency. The average traction force was consistent over 26.6 kN for both speed conditions, demonstrating that similar traction could be maintained even at a reduced travel speed. These findings suggest that optimizing the travel speed of E-axle based electric tractors can significantly enhance operational efficiency and energy management. This study provides essential data for developing slip control algorithms for E-axle systems and electric tractors. Future studies need to be conducted for experimental validation and further analysis to support these findings.

### 기호 설명

$e_{ds}^e$  : d-axis stator electromotive-induced force (V)

$e_{qs}^e$  : q-axis stator electromotive-induced force (V)

$e^{j\theta e}$  : rotation matrix

$e^{-j\theta e}$  : rotation matrix inversion

$i_{dr}^e$  : d-axis rotor current (A)

$i_{qr}^e$  : q-axis rotor current (A)

$i_{ds}^e$  : d-axis stator current (A)

$i_{qs}^e$  : q-axis stator current (A)

$J_s$  : moment of inertia (kgm<sup>2</sup>)

$K_{psc}$  : proportional gains of the speed controller

$K_{isc}$  : Integral gains of the speed controller

$K_T$  : torque constant (Nm/A)

$K_{pfc}$  : proportional gains of the flux controller

\* Corresponding author: babina@cnu.ac.kr

1 Department of Biosystems Machinery Engineering, Chungnam National University, Daejeon 34134, Korea

2 Department of Smart Agriculture Systems, Chungnam National University, Daejeon 34134, Korea

3 Eco-friendly Hydrogen Electric Tractor & Agricultural Machinery Institute, Chungnam National University, Daejeon 34134, Korea

Copyright © 2024, KSFC

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

- $K_{ifc}$  : Integral gains of the flux controller
- $L_m$  : magnetizing inductances (H)
- $L_r, L_s$  : rotator, and stator inductances (H)
- $P_t$  : traction power (kW)
- $P_w$  : wheel driving power (kW)
- $R$  : winding resistance ( $\Omega$ )
- $R_r$  : rotor resistance ( $\Omega$ )
- $R_s$  : stator resistance ( $\Omega$ )
- $s$  : slip (%)
- $TE$  : tractive efficiency (%)
- $V_{ds}^e$  : d-axis stator voltage (V)
- $V_{qs}^e$  : q-axis stator voltage (V)
- $V_{th}$  : theoretical travel speed (km/h)
- $V_a$  : actual travel speed (km/h)
- $\lambda_{dr}^e$  : d-axis rotor flux (Wb)
- $\lambda_{qr}^e$  : q-axis rotor flux (Wb)
- $\sigma$  : leakage factor
- $\omega_e$  : stator angular velocity (rad/s)
- $\omega_r$  : rotor angular velocity (rad/s)
- $\omega_{sl}$  : slip angular velocity (rad/s)
- $\omega_{cc}$  : cut-off frequency (rad/s)

## 1. 서론

최근 다양한 환경 문제로 인해 석유 의존성 및 배출량 저감과 관련된 글로벌 정책이 큰 주목을 받고 있다.<sup>1,3)</sup> 농업 및 건설용 오프로드 차량 분야는 전기 구동 시스템을 적용하여 디젤 엔진을 대체하기 위한 다양한 연구가 수행되고 있다. 트랙터와 같은 농업 기계는 보조 부품(펌프, 팬, 냉각 시스템 등)의 전동화가 이루어지고 있지만<sup>4)</sup>, 동력전달장치의 전동화는 초기 단계에 머물러 있고 상용화된 제품은 극히 드물다.<sup>5)</sup> 현재 전기 트랙터 구동 시스템에 대한 연구는 1) 기존의 구동 형태와 구조를 기반으로 하여 디젤 엔진을 전기 모터로 대체한 "단일 모터 + 다단 변속기"로 구성된 단일 모터 시스템<sup>6)</sup>, 2) 하이브리드 트랙터와 같이 두 가지 동력원을 사용하는 듀얼 구동 시스템에 대해 주로 수행되고 있다.<sup>7)</sup> 단일 모터 시스템은 다양한 부하와 속도를 처리해야 하는 동력전달 장치의 필요성 때문에 완전한 전동화를 구현하기 어렵다. 또한, 대형 마력급 농업 기계의 전동화는 고부하를 고려한 전기 시스템 설계가 요구되는 어려움이

있다.<sup>8)</sup> 듀얼 구동(하이브리드) 시스템은 직렬 또는 병렬로 분류된다. 직렬 하이브리드는 고토크 모터 구동 기술이 필요하며, 병렬 하이브리드는 농작업 중 지속적으로 발생하는 고부하를 적절히 대응하지 못하는 한계가 있다.

최근에는 기존 전기 구동 기술의 한계를 극복하기 위해 각 축에 모터, 감속기, 휠 세트를 포함하는 axle 타입의 시스템에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. Axle 타입의 시스템은 비교적 작은 토크 용량을 가진 상용 전기 모터를 각 축에 적용 가능하며, 별도의 변속 시스템이 필요하지 않다. 이러한 시스템은 각 축을 독립적으로 제어함으로써 고효율의 작업을 수행할 수 있으며, 모터를 동시에 구동하여 높은 견인력을 얻을 수 있다. 또한, 전기 모터를 통해 구동축을 작동시키는 경우 사용자 친화적인 자동 변속 시스템으로 사용할 수 있다.<sup>9)</sup> 최근 농업 분야 또한 각 휠에 독립적으로 전기 모터 기반 axle 타입의 시스템을 적용하는 연구가 활발히 수행되고 있다.

Zhou and Zhou (2021)는 다양한 농작업을 수행할 수 있는 소형 운반 플랫폼을 개발하였으며, 전기 농업 차량의 구동 및 구조적 특성을 활용하여 주행 자세 및 구동 협조 제어 시스템을 개발하였다.<sup>10)</sup>

Xu et al. (2021)은 선형 추적 오류를 줄이고 차량의 측면 안정성을 보장할 수 있는 4륜 독립 전방향 조향 농업 플랫폼을 개발하였다.<sup>11)</sup>

Bak and Jakobsen (2004)은 밭의 잡초 분포를 매핑하기 위해 4개의 동일한 휠 모듈로 구성된 로봇 플랫폼을 개발하였으며, 이를 통해 4륜 조향과 구동을 가능하게 하였다.<sup>12)</sup>

그러나, 대부분 소형 모터를 기반으로한 IWM (In-wheel motor) 시스템을 채택하고 있으며, 주로 운송, 해충 방제, 잡초 제거와 같은 작업에 사용되는 소형 농업 기계에 적용되고 있다. IWM 시스템은 모터와 감속기를 휠 내부에 구성해야 하므로 공간 제한으로 인해 고부하를 처리하는 데 어려움이 있다.<sup>13)</sup> 그로 인해 IWM 시스템은 트랙터와 같은 고풍력 농업 기계에 적용하는데 어려움이 있으므로 고부하를 대응 가능한 axle 타입의 시스템이 필요하다. 따라서 본 논문은 모터, 감속기, 휠이 단일 축에 통합된 E-axle 시스템을 제안하며, 동일한 4개의 시스템으로 구성된 4WID E-axle 기반의 전기 트랙터에 대한 연구를 수행하였다. 4WID E-axle 트랙터는 상용 사례가 존재하지 않기 때문에 성능을 평가하는 과정이 필요하다. 전기 트랙터에 대한 성능 평가의 경우, 시뮬레

이선 환경에서 우선적으로 수행되고 있으며<sup>14,15)</sup>, E-axle의 주요 부품 (전기 모터, 인버터) 성능 평가 또한 시뮬레이션을 통해 수행하는 것이 적합하다. 또한, 시뮬레이션 모델은 다양한 조건에서 시스템의 특성과 한계를 분석할 수 있으며<sup>16)</sup>, 시험 환경의 구성 및 수행에 의해 발생하는 시간 및 비용 소모를 최소화할 수 있는 장점이 있다.<sup>17)</sup> 따라서, 본 연구는 시뮬레이션을 기반으로 다양한 조건에서 E-axle 시스템 및 트랙터의 성능 예측을 위해 수행되었으며, 1) MATLAB/Simulink 환경에서 E-axle 시스템이 적용된 전기 트랙터 시뮬레이션 모델을 개발하고, 2) 토양 및 부하 조건에 따른 E-axle 시스템의 시뮬레이션 해석을 수행하고, 3) 주요 부품 및 차량 관점에서 E-axle 시스템에 대한 시뮬레이션 해석 결과를 분석하기 위해 수행되었다.

## 2. 재료 및 방법

### 2.1 E-axle 동력전달시스템

본 연구에서 사용된 E-axle의 동력전달시스템은 Fig. 1과 같이 전기 모터, 두 개의 감속기(헬리컬기어 감속기 및 유성기어 감속기), 그리고 휠로 구성된다. E-axle의 주요 부품은 AC 유도 모터(HPEVS AC-34, Hi Performance Electric Vehicle Systems, Ontario, CA, USA) 및 인버터(Curtis 1238 series, Curtis Instruments, Inc., Mount Kisco, NY, USA)이며, 네 개의 동일한 E-axle이 각각의 차축에 적용되었다. 모터 최대 토크는 공급 전류에 따라 119.7 Nm (@550 A) 및 143.9 Nm (@650 A)이다. 각 모터의 정격 출력은 25 kW이며, 4개의 동일 시스템을 사용하여 100 kW급 트랙터와 유사한 성능을 가지도록 구성하였다.

헬리컬기어 감속기(기어비 4.3)와 유성기어 감속기(기어비 12.05)는 각 모터 출력축에 장착되어 작업 중 휠에서 발생하는 구동 토크를 대응한다. 기어비는 실작업 조건에서의 차량 구동 토크 및 모터의 출력 토크를 고려하여 선정하였다. 유성기어 감속기는 기존 대형 마력급 트랙터의 앞바퀴에 장착된 너클암을 활용하였으며, 타이어 장착의 용이성을 확보하고 최종 감속기로서의 역할을 할 수 있도록 구성하였다. E-axle은 380/85R24 R-1W 농업용 타이어(AGRIMAX RT 855, BKT, Mumbai, India)를 사용하였으며, 동일한 크기의 타이어 네 개를 사용하여 하중 분포를 최적화하고 모터의 균일한 구동 성능을 확보하였다.

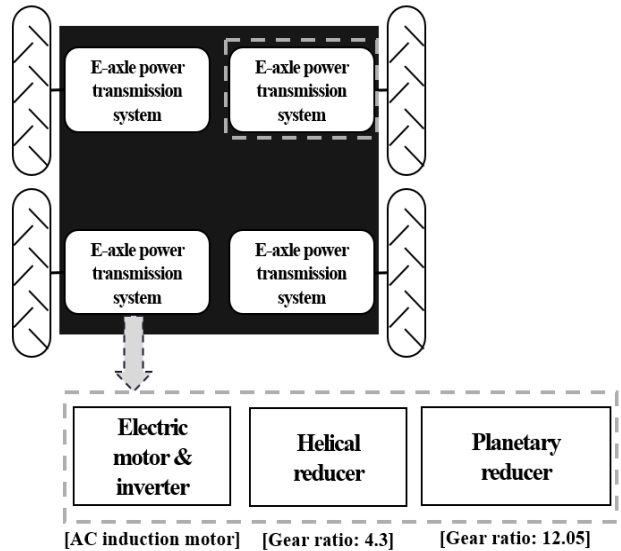


Fig. 1 Schematic of the power transmission system of the 4WID E-axle tractor

### 2.2 E-axle 전기시스템

Fig. 2는 E-axle의 전기시스템을 나타낸다. E-axle의 모터는 각각의 리튬 인산철(LiFePO<sub>4</sub>) 배터리로부터 전력을 공급받아 구동되며, 배터리 용량은 14.6 kWh이다. 총 4개의 배터리가 사용되어 총 용량은 58.4 kWh이며, 정격 전압은 70.4 V, 방전율(C-rate)은 2 C (30분 방전)이다. 고부하 조건의 농작업은 순간적으로 높은 전류를 요구하므로, 배터리 손상을 방지하고 토크 요구를 충족하기 위해 적절한 C-rate를 선택하였다. DC-DC 컨버터(70.4 V→12 V)는 컨트롤러 전원 공급을 위해 배터리 중 하나에 설치되었으며, 컨트롤러의 요구 전류는 약 0.4 A로 E-axle의 작동 시간에 미치는 영향은 미미하다. 인버터는 입력 DC 전압을 3상 AC 전압으로 변환하여 AC 유도 모터에 전달하며, 발전기와 배터리에서 전력을 공급받는다. 13.5 kW급 발전기 2대(GENEX ST15000, Honda, Tokyo, Japan)는 가솔린 엔진으로 구동되며 전후륜 구동 배터리에 연결되어 전기 모터에 전력을 공급하도록 구성되었다. 4WID E-axle 트랙터는 배터리에 저장된 에너지를 기반으로 농작업을 수행하며, 배터리 잔량이 부족하거나 농업 작업 중 배터리 에러가 발생할 경우 임시로 에너지를 공급하기 위해 발전기를 사용한다. 배터리는 220 V 콘센트와 호환되는 충전기를 통해 충전되며, 충전기의 최대 출력 전류는 배터리 충전 안전성을 위해 50 A로 설정되었다. E-axle 전기 시스템의 세부 사양은 Table 1과 같다.

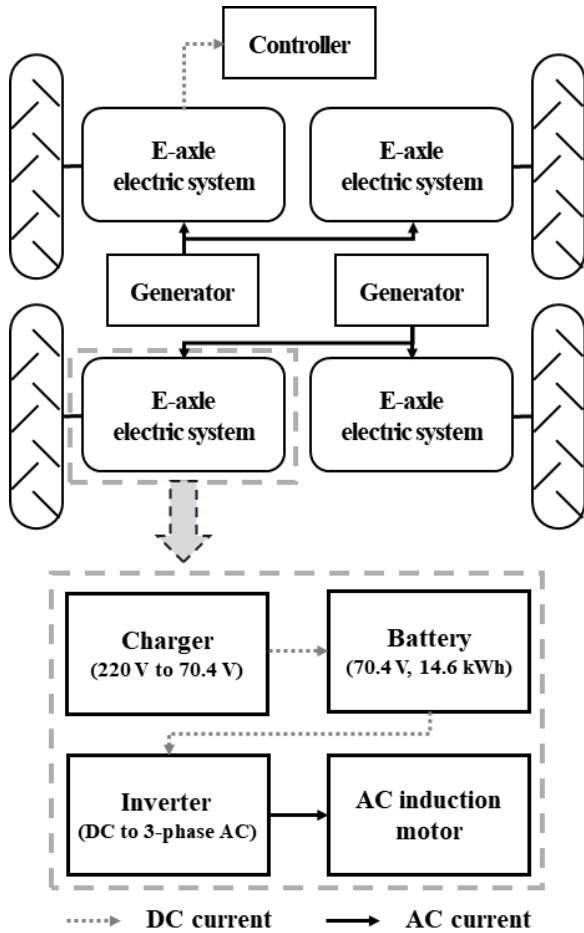


Fig. 2 Schematic of electrical systems of the E-axle tractor

Table 1 Specifications of the electrical systems of the E-axle

Item	Specifications	
Electric motor	Type	AC induction
	Max. torque (Nm)	119.7 Nm (@550 A) 143.9 Nm (@650 A)
	Rated power (kW)	25
Battery	Capacity (kWh)	14.6
	Type	LiFePO <sub>4</sub>
	Voltage (V)/C-Rate (C)	70.4/2
Generator	Rated power (kW)	13.5
Charger	Max. output current (A)	50
	Voltage (V)	220

### 2.3 시뮬레이션 모델

#### 2.3.1 모터 모델

모터 모델은 Fig. 3과 같이 MATLAB/Simulink 환경에서 direct-quadrature (d-q) 동기 좌표계에서의 방정식을 기반으로 개발되었다. 모터 모델은 3상 전압 입력과 회전자 전기 각속도를 기반으로 모터의 전류, 토크 및 전기각을 출력하도록 구성하였다. 모터 모델의 주요 파라미터는 제조사가 제공한 데이터시트를 기반으로 Table 2와 같이 입력하였다.

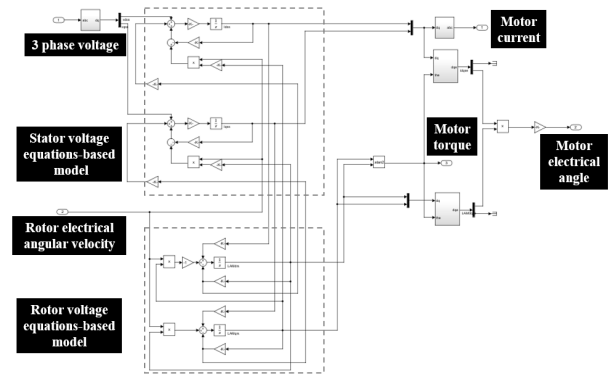


Fig. 3 Induction motor model in the MATLAB/Simulink environment

Table 2 Parameters of the induction motor model

Item	Value
Number of poles	4
Stator resistance ( $m\Omega$ )	11.24
Rotor resistance ( $m\Omega$ )	4.86
Mutual inductance ( $mH$ )	1.2
Stator leakage inductance ( $mH$ )	0.009
Rotor leakage inductance ( $mH$ )	0.009

모터 모델은 유도 모터의 회전자 및 고정자의 d-q 동기 좌표계에서의 전압 방정식인 식 (1) 및 (2)를 기반으로 개발되었다.

$$0 = R_r i_{dr}^e + \frac{d\lambda_{dr}^e}{dt} - \omega_{sl} \lambda_{qr}^e \quad (1)$$

$$0 = R_r i_{qr}^e + \frac{d\lambda_{qr}^e}{dt} - \omega_{sl} \lambda_{dr}^e \quad (2)$$

유도 모터의 회전자 전압은 이론적으로 0이지만, 실제 운전 중에는 회전자 코일에 유도되는 전압 항

을 고려해야 한다. 유도 모터 고정자의 d-q 동기 좌표계 전압 방정식은 식 (3) 및 (4)와 같다.

$$V_{ds}^e = (R_s + R_r \frac{L_m^2}{L_r})i_{ds}^e + \sigma L_s \frac{di_{ds}^e}{dt} - \omega_e \sigma L_s i_{qs}^e - R_r \frac{L_m}{L_r} \lambda_{dr}^e - \omega_r \frac{L_m}{L_r} \lambda_{qr}^e \quad (3)$$

$$V_{qs}^e = (R_s + R_r \frac{L_m^2}{L_r})i_{qs}^e + \sigma L_s \frac{di_{qs}^e}{dt} - \omega_e \sigma L_s i_{ds}^e - \omega_r \frac{L_m}{L_r} \lambda_{dr}^e - R_r \frac{L_m}{L_r} \lambda_{qr}^e \quad (4)$$

본 연구에서는 유도 모터가 회전자 자속 기반의 벡터 제어를 사용하므로  $\lambda_{qr}^e$  을 0으로 가정하였다. 이에 따라, 유도 모터 고정자의 동기 좌표계 d-q 축 전압 방정식은 최종적으로 식 (5) 및 (6)과 같이 나타낼 수 있다.

$$V_{ds}^e = (R_s + R_r \frac{L_m^2}{L_r})i_{ds}^e + \sigma L_s \frac{di_{ds}^e}{dt} - \omega_e \sigma L_s i_{qs}^e - R_r \frac{L_m}{L_r} \lambda_{dr}^e \quad (5)$$

$$V_{qs}^e = (R_s + R_r \frac{L_m^2}{L_r})i_{qs}^e + \sigma L_s \frac{di_{qs}^e}{dt} - \omega_e \sigma L_s i_{ds}^e - \omega_r \frac{L_m}{L_r} \lambda_{dr}^e \quad (6)$$

### 2.3.2 인버터 모델

인버터 모델은 Fig. 4와 같이 속도 제어기, 자속 제어기, 전류 제어기, 그리고 자속 추정기로 구성되어 있다. 속도 및 자속 제어기는 d축 및 q축의 고정자 전류를 생성하며, 해당 값은 전류 제어기의 입력으로 사용된다. 전류 제어기는 입력 전류 신호를 기반으로

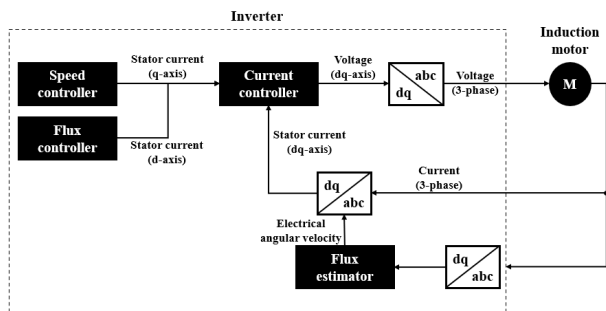


Fig. 4 Schematic of the inverter model and main output data

d축 및 q축 전압을 생성한다. 자속 추정기는 전기 각 속도 신호를 생성하고 이를 전류 제어가 사용될 수 있도록 고정자 전류 신호로 변환하도록 구성하였다.

속도 제어기는 PI 제어기와 저역 통과 필터를 사용하여 각속도를 전류 값( $i_e$ )으로 변환한다. 전류 값은 토크 상수와 부하를 기반으로 출력 토크로 계산되며, 출력 토크는 관성 모멘트와 피드백을 활용하여 각속도 변화로 변환된다. 속도 제어기의 전달 함수는 식 (7)과 같으며, 출력 토크, d축 회전자 자속( $\lambda_{dr}^e$ ), 그리고 토크 상수를 기반으로 q축 고정자 전류( $i_{qs}^e$ )를 계산하도록 구성하였다.

$$G_{sc}(s) = (K_{psc} + \frac{K_{isc}}{s}) \cdot (\frac{\omega_{cc}}{s + \omega_{cc}}) \cdot \frac{K_T}{J_s} \quad (7)$$

유도 전동기의 자속 제어기는 정상 상태의 자기 자속을 식 (8)과 같이 나타낼 수 있다. 자속 제어기 모델은 PI 제어기를 통해 구현되며, 동기 좌표계의 d축 고정자 전류(제어기의 출력)를 사용하여 d축 회전자 자속을 제어하도록 설계되었다. d축 회전자 자속은 저항과 인덕턴스의 관계를 기반으로 계산되며 피드백 신호로 사용된다. d축 회전자 자속의 기준값과 실제값 간의 전달 함수는 식 (9)와 같이 표현된다.

$$\lambda_{dr}^e = L_m i_{ds}^e \quad (8)$$

$$\frac{\lambda_{dr}^e(s)}{\lambda_{dr}^{e*}(s)} = \frac{R_r \frac{L_m}{L_r} (K_{pfc}s + K_{ifc})}{s^2 + \frac{R_r}{L_r} (1 + L_m K_{pfc})s + R_r \frac{L_m}{L_r} K_{ifc}} \quad (9)$$

전류 제어기는 식 (10) 및 (11)에 제시된 d축 및 q축 전압 방정식을 기반으로 모델링되었다. 전류 제어기는 입력 전류를 바탕으로 모터에 인가할 전압 ( $V_{ds}^e, V_{dq}^e$ )을 결정하도록 구성되었다. d축 및 q축 고정자 전압은 회전 행렬( $e^{j\theta_e}$ )을 통해 제어기 출력 전압( $V_{dqs}^e$ )로 변환되며, 이는 PWM 제어기를 통해 보정된 전압( $V_{ds}^e$ )으로 출력된다. 보정된 전압은 회전 행렬의 역변환( $e^{-j\theta_e}$ )을 통해 각 축의 전압으로 변환되어 피드백 신호로 활용된다.

$$V_{ds}^e = R i_{ds}^e + L \frac{di_{ds}^e}{dt} - \omega_e L i_{qs}^e + e_{ds}^e \quad (10)$$

$$V_{qs}^e = R i_{qs}^e + L \frac{di_{qs}^e}{dt} - \omega_e L i_{ds}^e + e_{qs}^e \quad (11)$$

### 2.3.3 차량 모델

Fig. 5는 4WID E-axle 트랙터의 작업 부하와 토양 조건을 구현하기 위해 MATLAB/Simulink 환경에서 개발된 차량 모델이다. 차량 모델은 E-axle의 모터 출력 토크를 기반으로 조건에 따라 휠 속도와 각속도를 피드백하며, 주요 시뮬레이션 결과(휠 토크, 슬립, 견인력, 견인 효율, 변위)를 출력한다. 슬립 및 견인 효율은 각각 식 (12) 및 (13)을 통해 계산된다. 차량 모델은 차량 후방에서 작용하는 견인 부하를 구현할 수 있으며, Magic formula (Pacejka and Bakker, 1992)를 기반으로한 타이어 모델이 구성되어 있다.<sup>18)</sup>

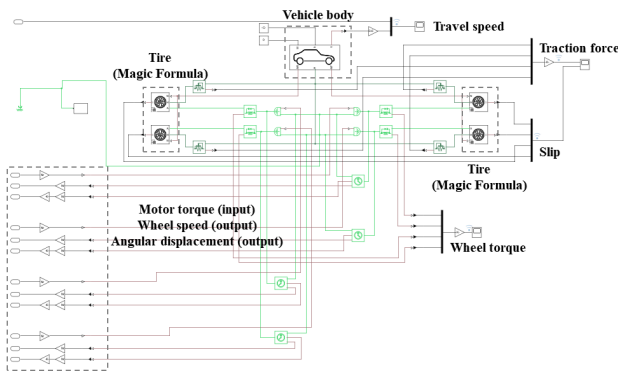


Fig. 5 Vehicle model of the E-axle tractor in the MATLAB/Simulink environment

$$s = \frac{V_{th} - V_a}{V_{th}} \times 100(\%) \quad (12)$$

$$TE = \frac{P_t}{P_w} \times 100(\%) \quad (13)$$

Magic formula는 계수 B, C, D, E를 사용하여 타이어와 도로 간 상호작용을 고려하여 타이어의 종방향 힘을 계산하며, 이는 식 (14)와 같이 표현된다. 그러나 토양 환경에서 트랙터의 종방향 힘을 계산하기 위한 계수는 정의되어 있지 않다. 토양 조건에서의 견인력은 Brixius 모델(Al-Hamed et al., 1994)을 기반으로 계산되었으며<sup>19)</sup>, 종방향 견인력을 비교함으로써 토양 조건에 따른 Magic formula 계수를 추정하였다.

$$F = D \sin[C \arctan(Bx) - E(Bx - \arctan(Bx))] \quad (14)$$

Fig. 6은 연질 토양(사양토, sandy loam) 조건에서의 Brixius 모델과 Magic formula의 그래프 개형을 나타낸다. Magic formula 계수는 두 방정식의 슬립에 따른 총 견인 비율(Gross traction ratio, GTR)과 유사하

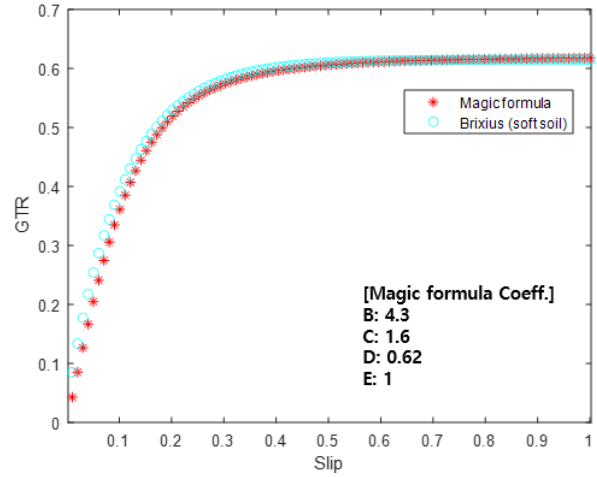


Fig. 6 GTR based on slip calculated from Brixius model equation and Magic formula in soft soil condition

도록 선정하였다. Magic formula의 계수 B, C, D, E는 연질 토양 조건에서 각각 4.3, 1.6, 0.62, 1로 선정하였다.

### 2.4 시뮬레이션 해석 조건

시뮬레이션은 차량 모델에 작용하는 종방향 힘과 Magic Formula 계수를 설정하여 농작업 환경과 유사한 조건을 구현하였다. 차량의 부하율은 플라우 경우와 같은 고부하 작업을 구현하기 위해 50-70%로 설정하였으며, 부하는 시뮬레이션 동안 차량 후방에 지속적으로 작용하도록 설정하였다. 토양 조건은 Brixius 방정식과 Magic Formula의 관계에서 도출된 계수를 사용하여 구현되었으며, 연질 토양 조건에서 해석을 수행하였다. 시뮬레이션은 연질 토양 조건에서 고부하 작업이 주행 속도에 미치는 영향을 분석하기 위해 플라우 경우 작업이 주로 수행되는 5 km/h와 7 km/h 조건에서 수행되었다.

## 3. 결과 및 고찰

### 3.1 E-axle 주요 부품 해석 결과

#### 3.1.1 모터 회전속도

Fig. 7은 주행 속도에 따른 전방 및 후방 E-axle의 모터 회전속도 시뮬레이션 결과를 나타낸다. E-axle의 좌우측 해석결과는 동일하게 나타남에 따라 전·후방 각각 하나의 E-axle에 대한 해석 결과를 제시하였다. 회전속도는 7 km/h 조건에서 속도 커맨드로부터 평균 21%의 오차를 보였으나, 5 km/h에서는 약 3-5초 동안 소폭의 오버슈트가 발생한 뒤 속도 커맨드를 정확히 추종하는 결과를 보였다.



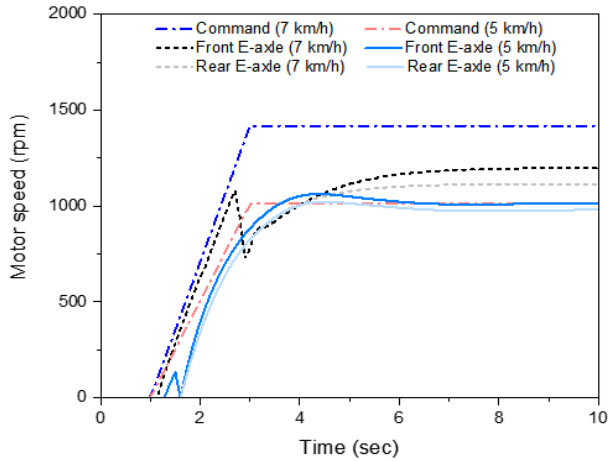


Fig. 7 Comparison of simulation results for front and rear E-axis motors rotational speed according to travel speed

### 3.1.2 모터 토크

Fig. 8은 주행 속도에 따른 전방 및 후방 E-axis의 모터 토크 시뮬레이션 결과이다. 전방 E-axis 모터의 최대 토크는 7 km/h 조건에서 92.9 Nm로 나타났으며, 5 km/h 조건에서는 약 15% 증가한 108.9 Nm로 나타났다. E-axis 모터의 주행 속도에 따른 최대 및 평균 토크는 Table 3과 같으며, 전방 및 후방 E-axis 모두 낮은 주행 속도에서 토크가 상대적으로 높게 나타났다. 주행 속도 감소에 따른 토크 증가는 휠의 접지력이 증가하여 상대적으로 높은 토크 출력이 가능해졌기 때문으로 판단된다. 시뮬레이션 결과, E-axis은 주행 속도를 감소시키면 모터의 속도 커맨드 추종 성능이 향상되고, 휠의 접지력이 증가함에 따라 요구 토크를 보다 효과적으로 출력할 수 있는 것으로 확인된다.

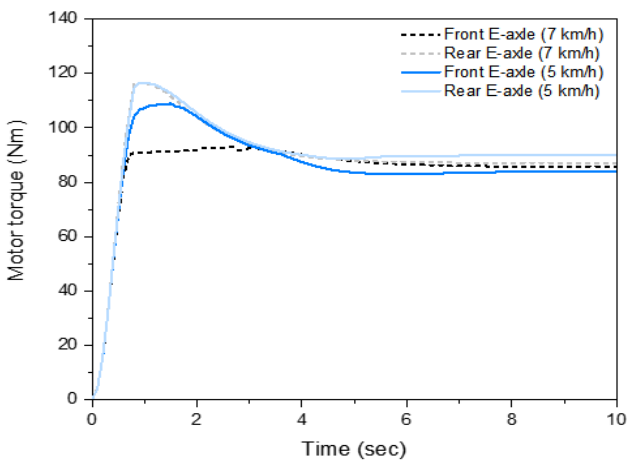


Fig. 8 Comparison of simulation results for front and rear E-axis motors torque according to travel speed

Table 3 Simulation results for the front and rear E-axis motor torque according to travel speed

Item	Travel speed condition	Max. torque (Nm)	Avg. torque (Nm)
Front E-axis	5 km/h	108.9	86.5
	7 km/h	92.9	85.6
Rear E-axis	5 km/h	116.4	91.1
	7 km/h	116.4	90.0

### 3.2 E-axis 차량 해석 결과

#### 3.2.1 슬립 및 견인력

Fig. 9는 전방 및 후방 E-axis의 슬립을 비교한 결과이며, 낮은 주행 속도에서 슬립이 감소하는 경향을 보인다. 최대 슬립과 평균 슬립은 5 km/h 조건에서 각각 36.0% 및 18.9% (전방 E-axis), 9.3% 및 8.9% (후방 E-axis)로 나타났으며, 7 km/h 조건에서는 각각 55.8% 및 34.5% (전방 E-axis), 60.8% 및 39.9% (후방 E-axis)로 나타났다. 주행 속도를 감소시켰을 때, 전방 E-axis의 최대 슬립은 35%, 평균 슬립은 45% 감소하였으며, 후방 E-axis의 최대 슬립은 85%, 평균 슬립은 78% 감소하였다. 주행 속도에 따른 최대, 평균 슬립 및 감소율은 Table 4와 같으며, 주행 속도가 감소됨에 따라 슬립 또한 감소되는 것으로 나타났다.

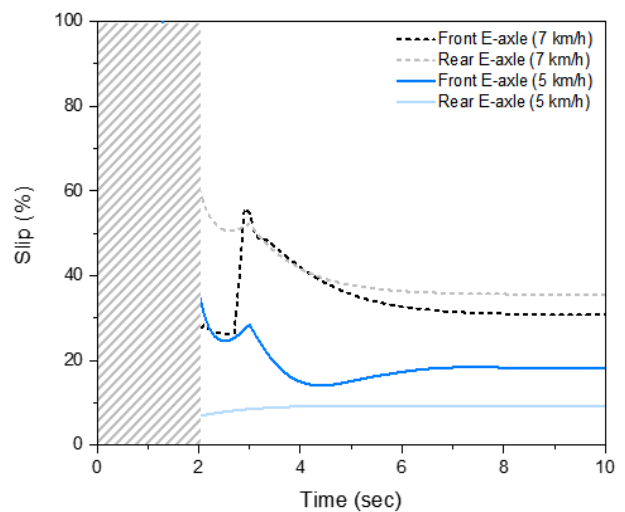


Fig. 9 Comparison of simulation results for slip of front and rear E-axis according to travel speed

Table 4 Simulation results for slip of the front and rear E-axle according to travel speed

Item	Travel speed condition	Max. slip (%)	Avg. slip (%)
Front E-axle	5 km/h	36.0	18.9
	7 km/h	55.8	34.5
Decrease rate (%)		35	45
Rear E-axle	5 km/h	9.3	8.9
	7 km/h	60.8	39.9
Decrease rate (%)		85	78

Fig. 10은 주행 속도에 따른 전방 및 후방 E-axle의 견인력 시뮬레이션 결과이다. 전방과 후방 E-axle의 최대 견인력은 5 km/h 조건에서 각각 8.5 kN과 9.1 kN으로 나타났다. 전방 E-axle의 최대 견인력은 7 km/h 조건에 비해 약 16% 증가하였으며, 이는 휠의 접지력이 향상됨에 따라 증가된 출력 토크와 관련된 것으로 판단된다. E-axle의 주행 속도에 따른 견인력은 Table 5와 같이 나타났으며, 차량 견인력의 평균값은 5 km/h와 7 km/h 모두에서 26 kN 이상으로 나타났다. 결론적으로, E-axle은 주행 속도 감소에 따라 슬립 또한 감소되며, 유사한 수준의 견인력을 유지하며 작업을 수행할 수 있는 것으로 확인된다.

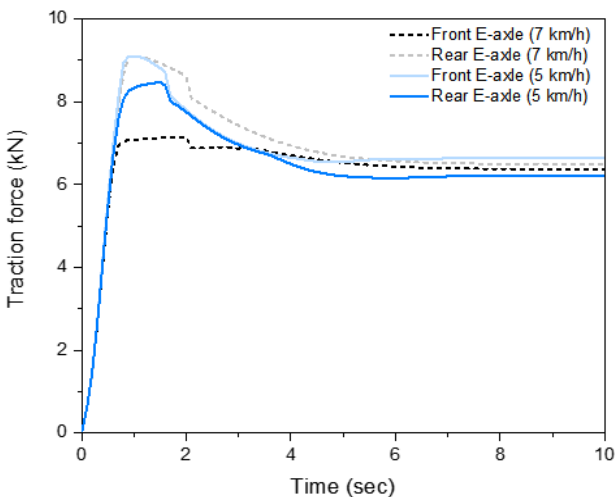


Fig. 10 Comparison of simulation results for traction force of front and rear E-axle according to travel speed

Table 5 Simulation results for traction force of the front and rear E-axle according to travel speed

Item	Travel speed condition	Max. traction force (kN)	Avg. traction force (kN)
Front E-axle	5 km/h	8.5	6.5
	7 km/h	7.2	6.4
Rear E-axle	5 km/h	9.1	6.8
	7 km/h	9.1	6.8

3.2.2 견인효율 및 슬립 구간

주행 속도에 따른 4WID E-axle 트랙터의 평균 견인 효율은 Fig. 11과 같이 5 km/h에서 85.1%, 7 km/h에서 72.9%로 나타났다. 평균 견인 효율은 주행 속도가 감소하여 슬립이 낮아져 약 14% 증가하는 것으로 나타났다.

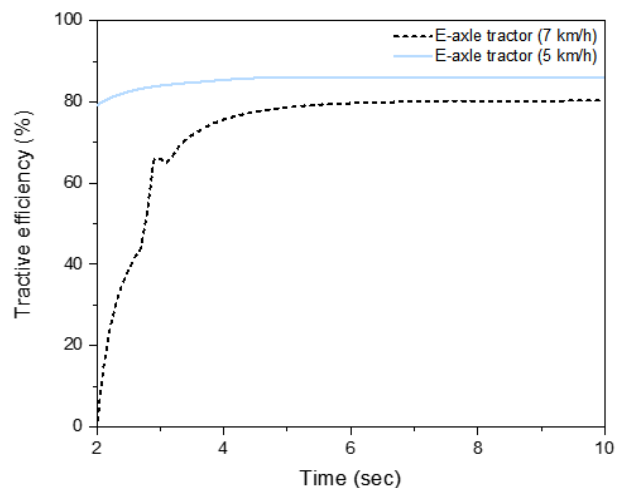


Fig. 11 Comparison of simulation results for tractive efficiency of E-axle tractor according to travel speed

Fig. 12는 주행 속도에 따른 4WID E-axle 트랙터의 슬립 구간을 분석하기 위한 차량의 이동 변위 시뮬레이션 결과를 보여준다. 슬립이 발생하는 시간은 약 22% 감소하였으며, 7 km/h 주행 속도 조건에서 초기 구동 시 약 4.5초, 5 km/h 주행 속도 조건에서 약 3.5초 동안 슬립이 발생하였다. 초기 슬립의 감소는 차량이 더 적은 에너지로 목적지까지 이동할 수 있음을 나타낸다. 견인 효율 및 슬립 구간에 대한 주요 결과는 Table 6에 요약되어 있다. 시뮬레이션 결과,



적절한 주행 속도의 감소는 견인 효율을 증가시킬 수 있으며, 초기 슬립 구간 감소로 인해 에너지 효율을 높일 수 있음을 확인하였다.

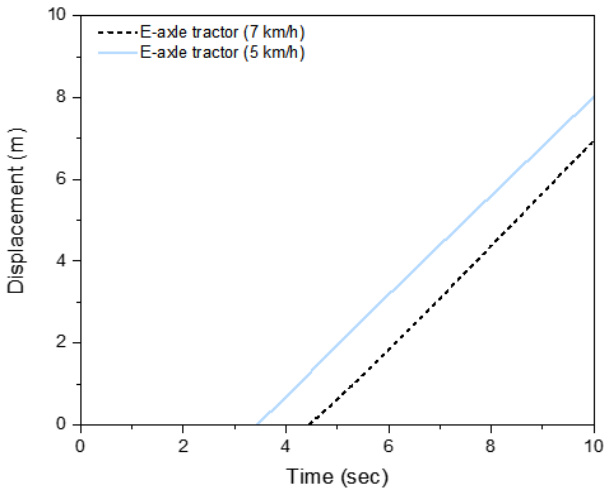


Fig. 12 Comparison of simulation results for displacement of E-axle tractor according to travel speed

Table 6 Simulation results for tractive efficiency and slip duration of the E-axle tractor according to travel speed

Travel speed condition	Avg. tractive efficiency (%)	Slip duration (s)
5 km/h	85.1	3.5
7 km/h	72.9	4.5

### 5. 결론

본 연구는 MATLAB/Simulink 환경에서 E-axle 시스템이 적용된 전기 트랙터의 시뮬레이션 해석 및 성능 평가를 위해 수행되었다. 동일한 토양 환경에서 주행 속도 조건을 5 km/h, 7 km/h로 각각 설정 하였을 때의 주요 부품 및 차량의 해석 결과를 비교하였으며, 주요 결과는 다음과 같다.

- 1) 모터 회전속도는 7 km/h 조건에서 평균 21%의 오차를 보였으나, 5 km/h에서는 약 3-5초 동안 소폭의 오버슈트가 발생한 뒤 속도 커맨드를 정확히 추종하는 결과를 보였다.
- 2) 모터 토크는 전방 및 후방 E-axle 모두 주행 속도 5 km/h 조건에서 상대적으로 높게 나타났으며, 주행 속도 감소에 따른 토크 증가는 휠의 접지력이 증

가하였기 때문으로 판단된다.

3) 주행 속도를 5 km/h로 감소하였을 때, 전방 E-axle의 최대 슬립은 35%, 평균 슬립은 45% 감소하였으며, 후방 E-axle의 최대 슬립은 85%, 평균 슬립은 78% 감소하는 것으로 나타났다.

4) 차량 견인력의 평균값은 5 km/h와 7 km/h 모두에서 26 kN 이상으로 나타났으며, 주행 속도가 변화하더라도 유사한 수준의 견인력을 유지하며 작업을 수행 가능한 것으로 나타났다.

5) 차량의 평균 견인 효율은 주행 속도 5 km/h 조건에서 7 km/h 조건 대비 약 14% 증가하는 것으로 나타났다.

6) 차량의 초기 슬립 구간은 주행 속도 5 km/h 조건에서 감소하였으며, 이를 통해 에너지 효율을 높일 수 있음을 확인하였다.

따라서, E-axle 시스템이 적용된 전기 트랙터는 작업 속도 범위 내에서 주행 속도를 감소함에 따라 작업 능력 및 에너지 효율 향상을 기대할 수 있을 것으로 판단된다. 또한 트랙터의 지표 중 하나인 견인 효율의 향상을 확인하였으며, E-axle의 관점에서 슬립의 유의미한 개선을 확인하였다. 향후 연구에서는 본 연구 결과에 대한 검증은 수행하고, 이를 바탕으로 E-axle 시스템 및 전기 트랙터의 슬립 제어 알고리즘 개발 관련 연구를 수행할 예정이다.

### 후 기

본 결과물은 농림축산식품부의 재원으로 농림식품기술기획평가원의 친환경동력원적용농기계기술개발사업의 지원을 받아 연구되었음(322046-03)

### 이해관계(CONFLICT OF INTEREST)

저자는 이 논문과 관련하여 이해관계 충돌의 여지가 없음을 명시합니다.

### References

1) S. Lebedevas, V. Makareviciene, E. Sendzikiene, and J. Zaglinskis, "Oxidation stability of biofuel containing Camelina sativa oil methyl esters and its impact on energy and environmental indicators of diesel engine," *Energy Convers. Manag.* Vol.65, pp.33-40, 2013.

- 2) G. Szendro, M. Csete, and A. Torok, "Unbridgeable gap between transport policy and practice in Hungary," *J. Environ. Eng. Landsc. Manag.*, Vol.20, No.2, pp.104-109, 2012.
- 3) S. Ushakov, H. Valland, and V. Aesoy, "Combustion and emissions characteristics of fish oil fuel in a heavy-duty diesel engine," *Energy Convers. Manag.*, Vol.65, pp.228-238, 2013.
- 4) J. Barthel, D. Görges, M. Bell, and P. Münch, "Energy management for hybrid electric tractors combining load point shifting, regeneration and boost," 2014 IEEE Veh. Power Propuls. Conf. VPPC 2014, 2014.
- 5) M. Brenna, F. Foiadelli, C. Leone, M. Longo, and D. Zaninelli, "Feasibility Proposal for Heavy Duty Farm Tractor," 2018 Int. Conf. Electr. Electron. Technol. Automotive, Automot. 2018, pp.1-6, 2018.
- 6) S. Y. Baek, S. M. Baek, H. H. Jeon, J. H. Lee, W. S. Kim, and Y. J. Kim, "Design Verification of an E-driving System of a 44 kW-class Electric Tractor using Agricultural Workload Data," *J. Drive Control*, Vol.19, No.4, pp.36-45, 2022.
- 7) C. K. Wen, S. L. Zhang, B. Xie, Z. H. Song, T. H. Li, F. Jia, and J. G. Han, "Design and verification innovative approach of dual-motor power coupling drive systems for electric tractors," *Energy*, Vol.247, pp.123538-123559, 2022.
- 8) J. Y. Kim and Y. Il Park, "Analysis of Agricultural Working Load Experiments for Reduction Gear Ratio Design of an Electric Tractor Powertrain," *Trans. Korean Soc. Automot. Eng.*, Vol.20, No.5, pp.138-144, 2012.
- 9) S. Y. Baek et al., "Development of a Simulation Model for an 80 kW-class Electric All-Wheel-Drive (AWD) Tractor using Agricultural Workload," *J. Drive Control*, Vol.17, No.1, pp.27-36, 2020.
- 10) X. Zhou and J. Zhou, "Optimization of autonomous driving state control of low energy consumption pure electric agricultural vehicles based on environmental friendliness," *Environ. Sci. Pollut. Res.*, Vol.28, No.35, pp.48767-48784, 2021.
- 11) Q. Xu, H. Li, Q. Wang, and C. Wang, "Wheel Deflection Control of Agricultural Vehicles with Four-Wheel Independent Omnidirectional Steering," *Actuators*, Vol.10, No.12, pp.334-352, 2021.
- 12) T. Bak and H. Jakobsen, "Agricultural Robotic Platform with Four Wheel Steering for Weed Detection," *Biosyst. Eng.*, Vol.87, No.2, pp.125-136, 2004.
- 13) M. Ali, M. R. Karim, H. Eliezel, M. A. Gulandaz, M. R. Ali, H. S. Lee, S. O. Chung, and S. J. Hong, "Evaluation of gear reduction ratio for a 1.6 kW multi-purpose agricultural electric vehicle platform based on the workload data," *Korean J. Agric. Sci.*, Vol.51, No.2, pp.133-146, 2024.
- 14) W. Zhang, M. Liu, L. Xu, X. Zhao, and X. Fu, "Simulation of Hydraulic Suspension System of Electric Tractor Based on Matlab-AMESim," *J. Phys. Conf. Ser.*, Vol.1903, No.1, 2021.
- 15) Y. Chen, B. Xie, Y. Du, and E. Mao, "Powertrain parameter matching and optimal design of dual-motor driven electric tractor," *Int. J. Agric. Biol. Eng.*, Vol.12, No.1, pp.33-41, 2019.
- 16) M. J. Park, H. H. Jeon, S. Y. Baek, S. M. Baek, S. Y. Yoon, J. Y. Choi, R. G. Lim, and Y. J. Kim, "Development of threshing cylinder simulation model of combine harvester for high-speed harvesting operation," *Korean J. Agric. Sci.*, Vol.50, No.3, pp.499-510, 2023.
- 17) M. A. Son, H. H. Jeon, S. Y. Baek, S. M. Baek, W. S. Kim, Y. S. Kim, D. Y. Shin, R. G. Lim, and Y. J. Kim, "Development and performance evaluation of lateral control simulation-based multi-body dynamics model for autonomous agricultural tractor," *Korean J. Agric. Sci.*, Vol.50, No.4, pp.773-784, 2023.
- 18) H. B. Pacejka and E. Bakker, "The magic formula tyre model," *Veh. Syst. Dyn.*, Vol.21, No.1, pp.1-18, 1992.
- 19) S. A. Al-Hamed, R. D. Grisso, F. M. Zoz, and K. Von Bargen, "Tractor performance spreadsheet for radial tires," *Comput. Electron. Agric.*, Vol.10, No.93, pp.45-62, 1994.