

УДК 621.331

DOI: 10.31498/2225-6733.53.2.2026.359912

МОДУЛЬНА ІМІТАЦІЙНА МОДЕЛЬ ЕЛЕКТРОМОБІЛЯ З ПРОТИБУКСУВАЛЬНИМ КЕРУВАННЯМ

- Нестеренко О.Г.** аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, ORCID: <https://orcid.org/0009-0005-0226-1153>, e-mail: Oleksandr.Nesterenko@iee.khpi.edu.ua;
- Кунченко Т.Ю.** канд. техн. наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, ORCID: <https://orcid.org/0009-0002-2462-1509>, e-mail: Tetiana.Kunchenko@khpi.edu.ua

Дослідження алгоритмів керування індивідуальним електроприводом електромобіля потребує використання цілісної імітаційної моделі, у якій узгоджено відтворюються динаміка коліс, рух кузова, перерозподіл реакцій і робота протибуксувального контуру. Метою статті є розроблення та опис модульної імітаційної моделі електромобіля з двоконтурним індивідуальним електроприводом і протибуксувальним керуванням. Для досягнення поставленої мети використано декомпозицію складної динамічної системи на взаємопов'язані підсистеми ведучих і ведених коліс, кузова, шасі та регулятора тягового моменту. Базою для побудови моделі стали рівняння позовжньої динаміки колеса, емпірична залежність між коефіцієнтом зчеплення та буксуванням, рівняння плоского руху кузова автомобіля та правила формування обмежувальної моментної дії в контурі протибуксувального керування. У результаті сформовано дворівневу модульну структуру моделі, що включає підсистеми динаміки передніх ведучих і задніх ведених коліс, підсистему плоского руху кузова, підсистему динамічного перерозподілу нормальних і бокових реакцій та підсистему регулювання крутних моментів передніх коліс. Визначено склад вхідних і вихідних сигналів модулів, описано їх інформаційні зв'язки та забезпечено можливість моделювання руху зі змінною швидкістю, в дорожньому циклі, на ухилі, за різних типів дорожнього покриття та в режимах ковзання і буксування. Наукова новизна роботи полягає у формалізації програмно інтегрованої модульної структури імітаційної моделі електромобіля, у якій підсистеми динаміки коліс, кузова, шасі та протибуксувального керування узгоджені через визначені сигнальні зв'язки. Практична цінність полягає у можливості використання розробленої моделі як базової платформи для налагодження, верифікації та порівняння алгоритмів керування індивідуальним електроприводом до переходу до віртуально-фізичних і стендових випробувань.

Ключові слова: електромобіль; протибуксувальне керування; коефіцієнт буксування; імітаційна модель; позовжня динаміка; керування тяговим моментом; індивідуальний привід коліс.

Постановка проблеми

Для дослідження алгоритмів керування індивідуальним електроприводом електромобіля необхідна цілісна імітаційна модель, у якій узгоджено відтворюються динаміка ведучих і ведених коліс, плоский рух кузова, динамічний перерозподіл нормальних і бокових реакцій, а також робота протибуксувального контуру керування. У практичних задачах недостатньо ізольовано розглядати лише рівняння окремого колеса, кузова або регулятора, оскільки реальна поведінка транспортного засобу визначається їхньою взаємодією в єдиному обчислювальному середовищі. Особливої актуальності це набуває під час аналізу руху за змінних дорожніх умов, у режимах розгону, руху по ухилу, в дорожніх циклах, а також у випадках ковзання і буксування ведучих коліс. За таких умов науково-практичну проблему становить побудова модульної імітаційної моделі електромобіля, придатної для відтворення типових і граничних режимів руху та для подальшого налагодження, верифікації й порівняння алгоритмів керування індивідуальним електроприводом.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

Фундаментальні засади моделювання динаміки автомобіля, властивостей шин і взаємодії колеса з

опорною поверхнею викладено у класичних працях, присвячених динаміці транспортних засобів і процесам кочення еластичного колеса [1-4]. Ці джерела формують теоретичну основу для опису позовжньої динаміки коліс, реакцій у плямі контакту, впливу вертикального навантаження та параметрів руху автомобіля на реалізацію тягових і гальмівних режимів.

Подальший розвиток досліджень пов'язаний із моделями електромобілів з індивідуальним або розподіленим приводом коліс, для яких важливими є не лише властивості шини, а й координація моментів окремих електроприводів, перерозподіл реакцій між колесами та інтеграція контурів керування рухом у єдину систему [5]. У таких роботах показано, що ефективність і стійкість електромобіля значною мірою залежать від якості узгодження між підсистемами динаміки коліс, кузова та алгоритмами керування тяговим моментом.

Окремий напрям становлять праці, присвячені протибуксувальному керуванню та регулюванню крутного моменту в електромобілях. У них розглядаються підходи до traction control, адаптивного обмеження моменту, ковзного режиму, модельно-прогнозного керування та інтегрованого керування стійкістю електромобіля [6-10]. Ці дослідження підтверджують, що обмеження буксування ведучих коліс є однією з

ключових умов підвищення ефективності реалізації тягових властивостей електромобіля, особливо за змінних дорожніх умов.

Суттєва увага в сучасних роботах приділяється також задачам оцінювання коефіцієнта буксування та коефіцієнта зчеплення шини з дорогою. Для цього застосовуються оцінювачі на основі моменту та кутової швидкості колеса, UKF-підходи, моделі оцінювання дорожнього коефіцієнта зчеплення та адаптивні алгоритми, орієнтовані на електромобілі з розподіленим приводом [11-15]. Саме ці дослідження є особливо важливими для побудови достовірних імітаційних моделей, у яких необхідно не лише відтворити динамічні процеси, а й забезпечити коректну взаємодію між математичним описом об'єкта та логікою системи керування.

Разом із тим аналіз наявних публікацій показує, що в більшості з них основну увагу зосереджено або на окремих математичних моделях динаміки колеса і кузова, або на синтезі алгоритмів протибуксувального керування. Питання ж програмної інтеграції цих підходів у єдину модульну дворівневу імітаційну структуру, придатну для відтворення дорожніх сценаріїв, ковзання, буксування, руху на ухилі та в циклічних режимах, висвітлено недостатньо. Саме ця обставина визначає доцільність розроблення модульної імітаційної моделі електромобіля з протибуксувальним керуванням як основи для подальшого дослідження алгоритмів індивідуального електроприводу.

Мета статті

Метою статті є розроблення та опис модульної імітаційної моделі електромобіля з двоконтурним індивідуальним електроприводом і протибуксувальним керуванням, придатної для відтворення типових і граничних режимів руху за змінних умов зчеплення.

Матеріали та методи

Об'єктом дослідження є процеси функціонування електромобіля з двоконтурним індивідуальним електроприводом у тяговому режимі за змінних умов зчеплення коліс із дорожнім покриттям. Предметом дослідження є модульна імітаційна модель електромобіля та сигнальні зв'язки між її підсистемами, що забезпечують відтворення динаміки руху та роботи протибуксувального контуру керування.

Реалізацію моделі виконано в середовищі MATLAB/Simulink із використанням дворівневого принципу побудови. Методологічною основою дослідження є декомпозиція складної динамічної системи на взаємопов'язані функціональні підсистеми, кожна з яких відповідає окремому фізичному елементу або процесу в структурі електромобіля [1-5]. До складу моделі входять підсистеми динаміки лівого і правого ведучих коліс передньої осі, підсистеми динаміки лівого і правого ведених коліс задньої осі, підсистема плоского руху кузова, підсистема динамічного

перерозподілу нормальних і бокових реакцій та підсистема протибуксувального регулювання крутних моментів передніх коліс.

При побудові моделі використано рівняння позовжньої динаміки колеса, співвідношення для визначення коефіцієнта буксування, емпіричну залежність між коефіцієнтом зчеплення та буксуванням, а також рівняння плоского руху кузова автомобіля [1-4], [13-15]. Для організації взаємодії між модулями визначено склад вхідних і вихідних сигналів кожної підсистеми та реалізовано їх обмін у межах єдиного обчислювального середовища. Окремо передбачено контур формування моментних команд для передніх ведучих коліс на основі аналізу кутових швидкостей коліс.

Запропонована модель придатна для дослідження руху зі змінною швидкістю, у дорожньому циклі, по ухилу, на покриттях із різними зчепними властивостями, а також у режимах ковзання і буксування. Така побудова забезпечує можливість подальшої верифікації окремих підсистем і порівняння алгоритмів керування без перебудови загальної структури моделі.

Виклад основного матеріалу

Реалізацію імітаційної моделі електромобіля виконано за дворівневим принципом, що забезпечує розділення загальної структури системи та внутрішньої логіки окремих функціональних модулів. Такий підхід дозволяє зберегти наочність моделі на верхньому рівні, спростити налагодження окремих підсистем і забезпечити можливість подальшої модифікації алгоритмів керування без зміни всієї обчислювальної схеми. Для дослідження процесів руху електромобіля в моделі узгоджено відтворюються динаміка ведучих і ведених коліс, плоский рух кузова, перерозподіл нормальних і бокових реакцій та формування крутних моментів у контурі протибуксувального керування [1-5], [13-15].

На верхньому рівні моделі розміщено основні функціональні підсистеми, що відповідають окремим фізичним компонентам електромобіля та елементам системи керування. До складу моделі входять підсистеми динаміки лівого і правого ведучих коліс передньої осі Rx11 і Rx12, підсистеми динаміки лівого і правого ведених коліс задньої осі Rx21 і Rx22, підсистема плоского руху кузова BODY, підсистема динамічного перерозподілу нормальних і бокових реакцій CHASSIS та підсистема протибуксувального регулювання крутних моментів передніх коліс «ASR system front wheels». Така структура відображає прийнятну декомпозицію моделі та забезпечує організацію обміну сигналами між колесами, кузовом, шасі та контуром керування.

Функціональна взаємодія підсистем верхнього рівня побудована таким чином, щоб у кожному такті моделювання враховувалися поточні значення швидкостей коліс, позовжнього та поперечного прискорень кузова, нормальних і бокових реакцій, а також моментних команд, що формуються в контурі

протибуксувального керування. Підсистеми коліс передають до кузова й шасі інформацію про реакції в зоні контакту, а підсистеми BODY та CHASSIS формують сигнали, необхідні для уточнення поточного навантаження на кожне колесо. Підсистема «ASR system front wheels» використовує сигнали кутових швидкостей коліс для формування керувальних впливів на передні

ведучі колеса. Завдяки цьому на верхньому рівні моделі забезпечується замкнений контур взаємодії між механічною частиною електромобіля та алгоритмом керування.

Загальний вигляд верхнього рівня модульної імітаційної моделі електромобіля в середовищі MATLAB/Simulink наведено на рис. 1.

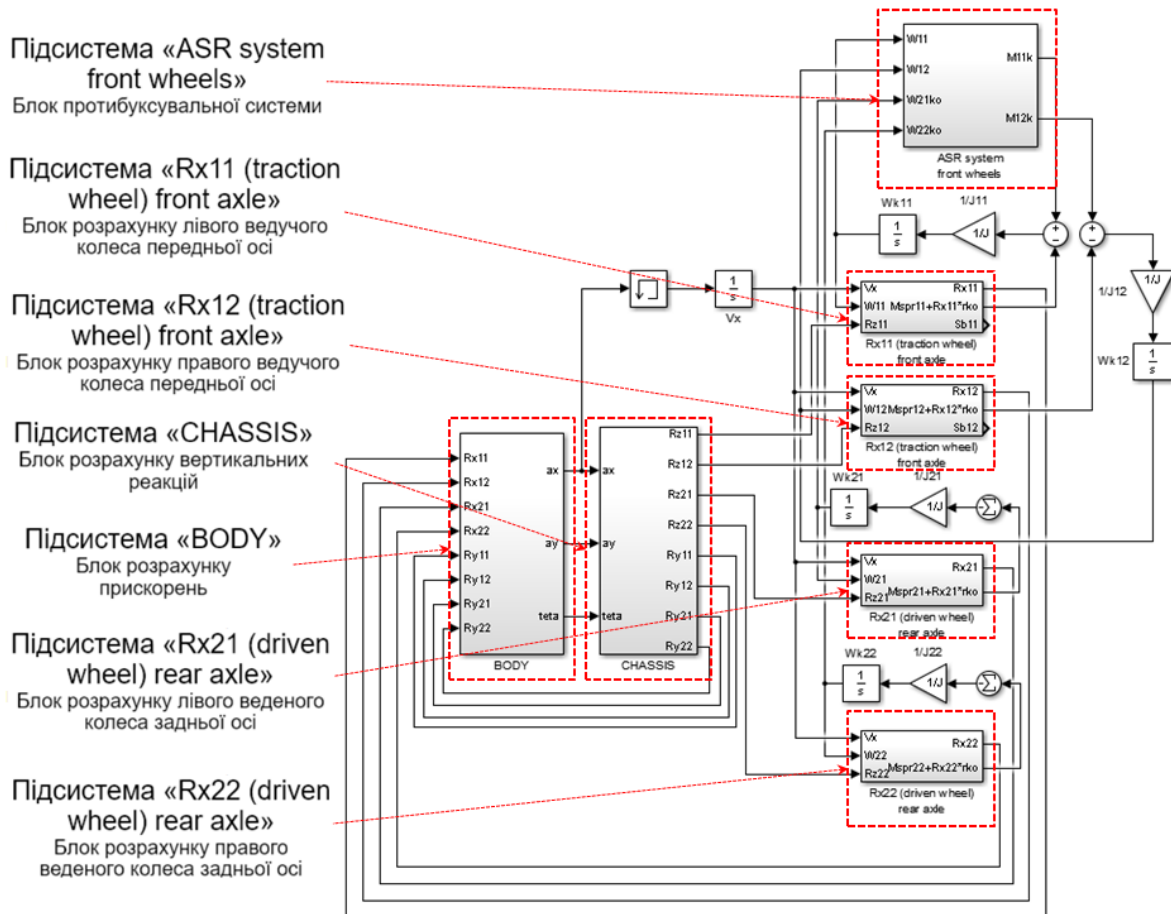


Рис. 1 – Верхній рівень модульної імітаційної моделі електромобіля в середовищі MATLAB/Simulink

Підсистеми Rx11 і Rx12 призначені для відтворення динаміки лівого та правого ведучих коліс передньої осі електромобіля. Кожна з них реалізує розрахунок дотичної реакції в зоні контакту колеса з дорогою, моменту опору коченню, сумарного моментного навантаження на колесо та коефіцієнта буксування. Така побудова дає змогу безпосередньо пов'язати кутову швидкість ведучого колеса, лінійну швидкість автомобіля, поточне вертикальне навантаження та формований крутний момент із процесами реалізації тягового зусилля [1–4], [14], [15].

На входи підсистем Rx11 і Rx12 подаються лінійна швидкість автомобіля V , кутова швидкість відповідного ведучого колеса ω_{11} або ω_{12} , а також нормальна реакція R_{z11} або R_{z12} , що припадає на колесо. На виходах формуються дотична реакція R_{x11} або R_{x12} , сума моменту опору та добутку дотичної реакції на

динамічний радіус кочення, а також коефіцієнт буксування відповідного колеса. Отримані сигнали використовуються для подальшого узгодження з підсистемами кузова, шасі та протибуксувального керування.

Коефіцієнт буксування ведучого колеса визначається співвідношенням

$$s_i = \frac{r_d \omega_i - V}{r_d \omega_i}, \quad (1)$$

де r_d – динамічний радіус колеса; ω_i – кутова швидкість колеса; V – лінійна швидкість автомобіля.

Для опису взаємодії колеса з дорожнім покриттям використовується залежність дотичної реакції від нормального навантаження та коефіцієнта зчеплення

$$R_{xi} = \varphi_i R_{zi}, \quad (2)$$

де φ_i – коефіцієнт зчеплення; R_{zi} – нормальна реакція на i -му колесі.

Коефіцієнт зчеплення в моделі задається як функція коефіцієнта буксування

$$\varphi_i = f(s_i), \quad (3)$$

Момент опору коченню визначається виразом

$$M_{fi} = f_r R_{zi} r_d, \quad (4)$$

де f_r – коефіцієнт опору коченню; r_d – динамічний радіус колеса; R_{zi} – нормальна реакція на i -му колесі.

Рівняння обертального руху ведучого колеса має вигляд

$$J_w \dot{\omega}_i = M_i - R_{xi} r_d - M_{fi}, \quad (5)$$

де J_w – момент інерції колеса; $\dot{\omega}_i$ – кутове прискорення; M_i – крутний момент, підведений до i -го ведучого колеса.

Наведені співвідношення реалізовано в підсистемах нижнього рівня для кожного з передніх ведучих коліс. Завдяки цьому забезпечується відтворення зміни дотичної реакції, навантаження на колесо та коефіцієнта буксування в процесі розгону, руху за змінного коефіцієнта зчеплення та роботи протибуксувального контуру.

Загальний вигляд підсистем динаміки ведучих коліс у середовищі MATLAB/Simulink наведено на рис. 2.

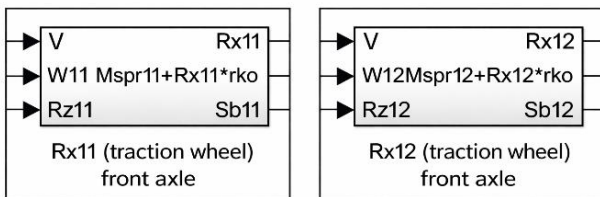


Рис. 2 – Підсистеми динаміки ведучих коліс Rx11 і Rx12 у середовищі MATLAB/Simulink

Підсистеми Rx21 і Rx22 призначені для відтворення динаміки лівого та правого ведених коліс задньої осі електромобіля. На відміну від ведучих коліс, ці підсистеми не формують тягового моменту, а використовуються для визначення реакцій у зоні контакту, моменту опору коченню та опорних параметрів руху, необхідних для узгодження роботи всієї моделі. Саме сигнали від ведених коліс можуть бути використані як опорні при оцінюванні поздовжнього ковзання ведучих коліс у контурі протибуксувального керування [1–4, 11, 15].

На входи підсистем Rx21 і Rx22 подаються лінійна швидкість автомобіля V , кутова швидкість відповідного веденого колеса ω_{21} або ω_{22} , а також нормальна реакція R_{z21} або R_{z22} , що припадає на колесо. На виходах формуються дотична реакція R_{x21} або R_{x22} та сума моменту опору і добутку дотичної реакції на динамічний радіус кочення. Отримані сигнали передаються до інших підсистем моделі та використовуються для узгодження плоского руху кузова, перерозподілу реакцій і формування керувальних впливів у контурі ASR.

Для веденого колеса дотична реакція в зоні контакту також визначається залежністю (2), а момент опору коченню – виразом (4).

Рівняння обертального руху веденого колеса може бути подане у вигляді

$$J_w \dot{\omega}_i = R_{xi} r_d - M_{fi}, \quad (6)$$

де J_w – момент інерції колеса; $\dot{\omega}_i$ – кутове прискорення веденого колеса.

Наведені співвідношення реалізовано в підсистемах нижнього рівня для задніх коліс, що дає змогу відтворювати зміну реакцій у плямі контакту та кутових швидкостей ведених коліс залежно від швидкості руху автомобіля, поточного навантаження і дорожніх умов. Завдяки цьому підсистеми Rx21 і Rx22 виконують не лише функцію динамічного опису задніх коліс, а й роль джерела опорної інформації для інших функціональних блоків моделі.

Загальний вигляд підсистем динаміки ведених коліс у середовищі MATLAB/Simulink наведено на рис. 3.

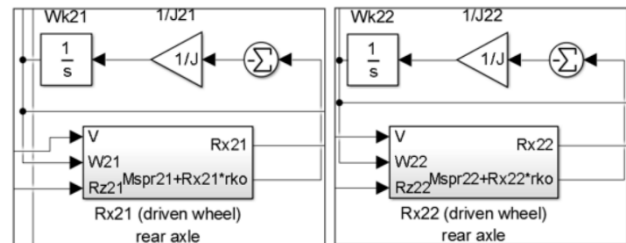


Рис. 3 – Підсистеми динаміки ведених коліс Rx21 і Rx22 у середовищі MATLAB/Simulink

Підсистема BODY призначена для відтворення плоского руху корпусу електромобіля та формування узагальнених кінематичних параметрів, необхідних для узгодження роботи всіх інших модулів моделі. Саме в цій підсистемі на основі реакцій, що надходять від коліс, визначаються поздовжнє і поперечне прискорення кузова, а також координата кута повороту рухомої системи координат, жорстко пов'язаної з автомобілем. Така побудова дає змогу пов'язати процеси, що відбуваються в зоні контакту окремих коліс з дорогою, із загальною динамікою транспортного засобу [1–4].

На входи підсистеми BODY подаються нормальні реакції R_{z11} , R_{z12} , R_{z21} , R_{z22} , а також бокові реакції R_{y11} , R_{y12} , R_{y21} , R_{y22} , що діють на відповідні колеса. На виході формуються поздовжнє прискорення автомобіля a_x , поперечне прискорення a_y , та координата кута повороту θ . У межах загальної структури моделі ці сигнали використовуються підсистемою CHASSIS для динамічного перерозподілу навантажень і частково визначають поточні умови реалізації тягового моменту на ведучих колесах.

У спрощеному вигляді поздовжня динаміка кузова описується рівнянням

$$m a_x = \sum R_{xi} - F_{ax} - G_x, \quad (7)$$

де m – маса автомобіля; $\sum R_{xi}$ – сума поздовжніх реакцій коліс; F_{ax} – складова аеродинамічного опору в поздовжньому напрямку; G_x – складова сили ваги, зумовлена поздовжнім нахилом дороги.

Поперечна динаміка кузова може бути подана виразом

$$ma_y = \sum R_{yi} - F_{ay} - G_y, \quad (8)$$

де $\sum R_{yi}$ – сума бокових реакцій коліс; F_{ay} – складова аеродинамічного опору в поперечному напрямку; G_y – складова сили ваги, зумовлена поперечним нахилом дороги.

Для опису кутового руху кузова відносно вертикальної осі використовується рівняння моментів

$$J_z \ddot{\theta} = \sum M_z, \quad (9)$$

де J_z – момент інерції автомобіля відносно вертикальної осі; $\ddot{\theta}$ – кутове прискорення; $\sum M_z$ – сумарний момент сил, прикладених до кузова у площині руху.

Наведені співвідношення в підсистемі BODY реалізуються у вигляді сукупності сигнальних і обчислювальних блоків, що забезпечують узгоджений розрахунок прискорень кузова на кожному кроці моделювання. Це дозволяє враховувати вплив зміни реакцій у плямі контакту коліс, умов руху та дорожнього профілю на динамічний стан автомобіля в цілому. Таким чином, підсистема BODY виконує роль центрального динамічного модуля, який пов'язує локальні процеси взаємодії окремих коліс із загальною кінематикою та динамікою руху електромобіля.

Загальний вигляд підсистеми BODY у середовищі верхнього та нижнього рівнів наведено на рис. 4.

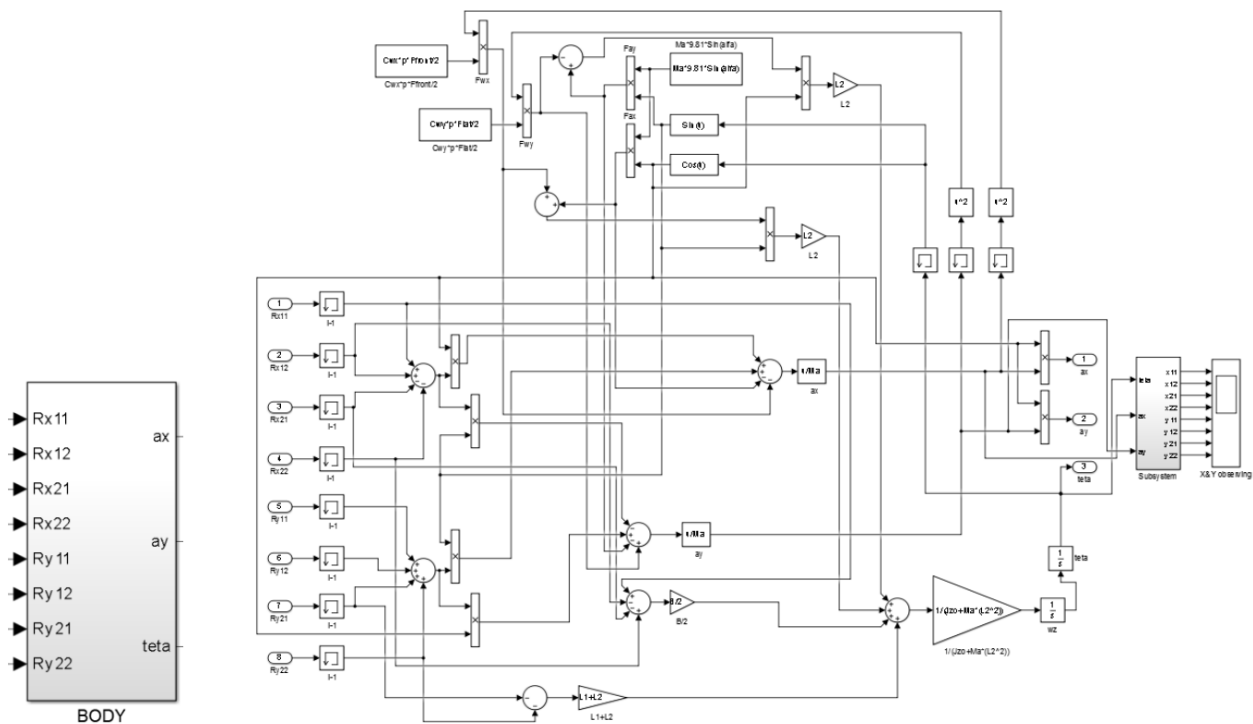


Рис. 4 – Підсистема BODY у середовищі верхнього та нижнього рівнів

Підсистема CHASSIS призначена для динамічного перерозподілу нормальних і бокових реакцій між колесами електромобіля залежно від поточного динамічного стану кузова. Її функціональне призначення полягає в узгодженні поздовжнього та поперечного перенесення навантаження з реакціями в зоні контакту коліс із дорожнім покриттям. Саме через цю підсистему у моделі враховується вплив прискорень кузова та зміни просторового положення автомобіля на величини реакцій, що припадають на кожне колесо [1–5].

На входи підсистеми CHASSIS подаються поздовжнє прискорення автомобіля a_x , поперечне прискорення a_y та координата кута повороту θ , сформовані в

підсистемі BODY. На виходах підсистеми формуються нормальні реакції $R_{z11}, R_{z12}, R_{z21}, R_{z22}$, а також бокові реакції $R_{y11}, R_{y12}, R_{y21}, R_{y22}$, які надалі використовуються у підсистемах коліс і кузова. Таким чином, CHASSIS забезпечує сигнальний зв'язок між динамікою кузова та локальними умовами реалізації сил у контакті кожного колеса з дорогою.

У загальному випадку нормальні реакції на колесах визначаються з урахуванням статичного розподілу маси та динамічного перенесення навантаження. У спрощеному вигляді для передньої та задньої осей це може бути подано як

$$R_{zf} = R_{zf0} + \Delta R_x + \Delta R_y, \quad (10)$$

$$R_{zr} = R_{zr0} - \Delta R_x + \Delta R_y, \quad (11)$$

де R_{zr0} і R_{zr} – статичні нормальні реакції на передній та задній осях; ΔR_x – зміна нормального навантаження, обумовлена поздовжнім прискоренням; ΔR_y – зміна навантаження, обумовлена поперечним прискоренням.

Поздовжнє перенесення навантаження визначається співвідношенням

$$\Delta R_x = \frac{m a_x h_c}{L}, \quad (12)$$

де m – маса автомобіля; h_c – висота центра мас; L – колісна база.

Поперечне перенесення навантаження може бути подане виразом

$$\Delta R_y = \frac{m a_y h_c}{B}, \quad (13)$$

де B – колія автомобіля.

Наведені співвідношення в межах підсистеми CHASSIS використовуються для формування сигналів

поточних реакцій, що припадають на окремі колеса. Завдяки цьому модель враховує, що під час розгону, уповільнення або зміни напрямку руху умови контакту різних коліс із дорогою не залишаються сталими. Це має принципове значення для оцінювання можливості реалізації тягового моменту на ведучих колесах, оскільки саме нормальна реакція визначає допустимий рівень дотичної сили в контакті.

Отже, підсистема CHASSIS виконує роль проміжного динамічного модуля, який перетворює інтегральні параметри руху кузова на локальні навантаження окремих коліс. Її наявність у структурі моделі забезпечує більш адекватне відтворення процесів взаємодії електромобіля з дорожнім покриттям у режимах зі змінним поздовжнім і поперечним навантаженням.

Загальний вигляд підсистеми CHASSIS у середовищі верхнього та нижнього рівнів наведено на рис. 5.

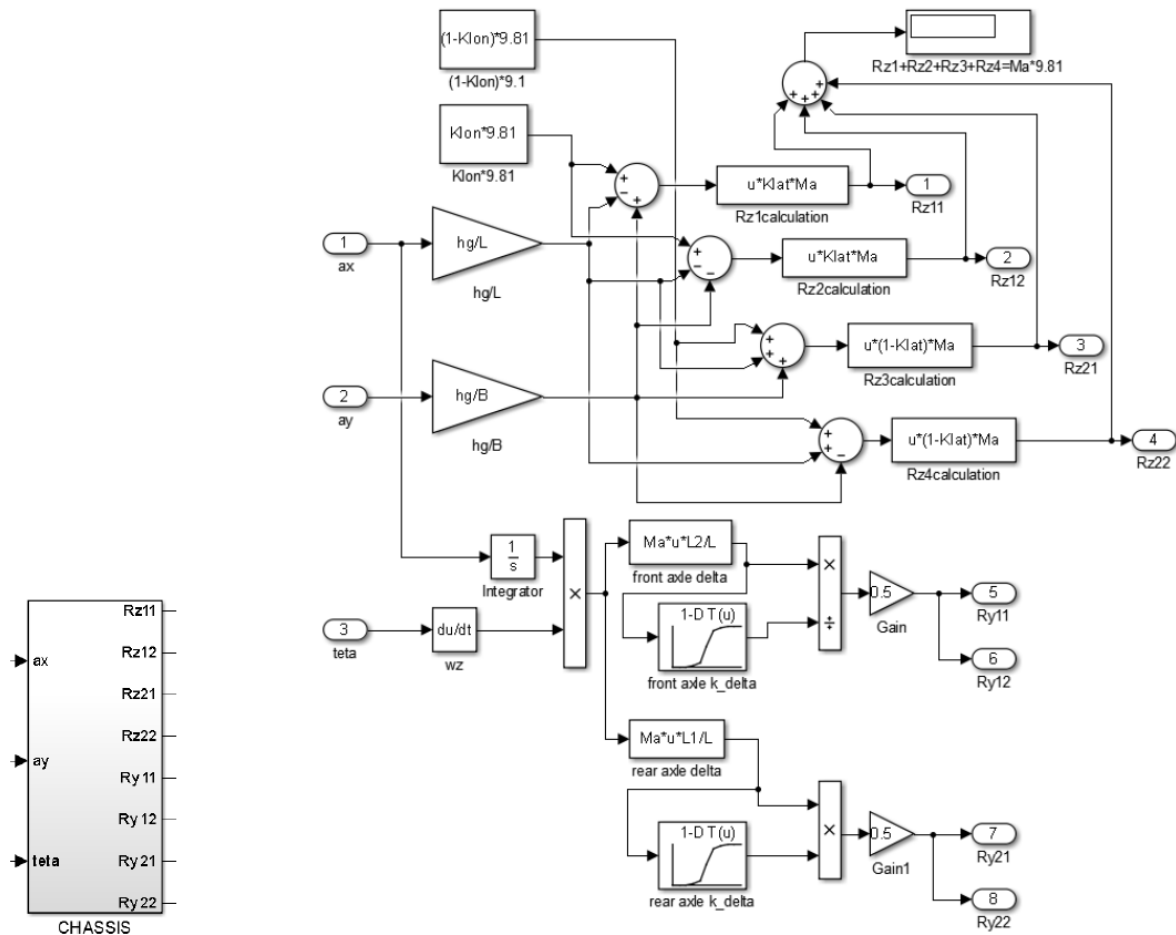


Рис. 5 – Підсистема CHASSIS для динамічного перерозподілу нормальних і бокових реакцій

Підсистема «ASR system front wheels» призначена для формування керувальних моментних впливів на передні ведучі колеса з метою обмеження позитивного поздовжнього ковзання та стабілізації тягового

режиму електромобіля. На відміну від підсистем BODY і CHASSIS, що описують динамічний стан об'єкта, цей модуль реалізує алгоритмічну частину моделі, тобто безпосередньо формує сигнали керування

електроприводами передніх коліс. Наявність окремої підсистеми протибуксувального регулювання дає змогу змінювати або вдосконалювати закон керування без перебудови всієї структури моделі, що є важливою перевагою модульного підходу [6–10], [14], [15].

На входи підсистеми «ASR system front wheels» подаються кутові швидкості передніх ведучих коліс ω_{11} , ω_{12} і задніх ведених коліс ω_{21} , ω_{22} . На її виходах формуються моментні команди M_{11k} і M_{12k} , які надалі подаються на відповідні підсистеми ведучих коліс Rx11 і Rx12. Структурно підсистема містить два однотипні модулі нижнього рівня – ASR11 і ASR12, кожен з яких реалізує формування керувального впливу для відповідного переднього колеса.

У межах прийнятої структури моделі швидкості ведених коліс використовуються як опорні сигнали для оцінювання поздовжнього ковзання ведучих коліс. Середня опорна кутова швидкість може бути визначена як

$$\omega_{ref} = \frac{\omega_{21} + \omega_{22}}{2}, \quad (14)$$

де ω_{21} та ω_{22} – кутові швидкості задніх ведених коліс.

На цій основі сигнал ковзання для кожного переднього ведучого колеса подається у вигляді

$$\Delta\omega_i = \omega_i - \omega_{ref}, \quad (15)$$

де ω_i – кутова швидкість відповідного ведучого колеса; $\Delta\omega_i$ – відхилення від опорного значення.

У більш загальному вигляді коефіцієнт буксування, який використовується для формування коригувальної дії, може бути визначений співвідношенням

$$s_i = \frac{r_d \omega_i - r_d \omega_{ref}}{r_d \omega_i}, \quad (16)$$

де r_d – динамічний радіус колеса.

Формування моментної команди в підсистемах ASR11 і ASR12 здійснюється відповідно до закону обмеження або корекції тягового моменту залежно від поточного рівня ковзання. У загальному вигляді це можна подати як

$$M_{ik} = f(s_i, \omega_i, \omega_{ref}). \quad (17)$$

Конкретна реалізація цієї залежності визначається внутрішньою логікою підсистем нижнього рівня та може бути змінена без порушення загальної архітектури моделі.

Такий підхід забезпечує симетричне регулювання лівого і правого передніх коліс, дозволяє використовувати інформацію про швидкості задніх коліс як опорну базу для оцінювання буксування та створює умови для подальшого порівняння різних алгоритмів формування моментних команд. Завдяки цьому підсистема «ASR system front wheels» виконує ключову функцію в моделі, замикаючи контур взаємодії між динамікою об'єкта та алгоритмом керування.

Загальний вигляд підсистеми «ASR system front wheels» у середовищі верхнього та нижнього рівнів наведено на рис. 6, а структура підсистеми нижнього рівня ASR11 (ASR12) – на рис. 7.

Запропонована модульна структура імітаційної моделі не обмежується відтворенням окремого режиму прямолінійного розгону. Завдяки зміні початкових умов, параметрів дорожнього покриття та конфігурації функціональних блоків модель придатна для дослідження руху зі змінною швидкістю, в типовому дорожньому циклі, по ухилу, а також за різних зчипних властивостей опорної поверхні. Окремо може бути реалізоване моделювання режимів позитивного поздовжнього ковзання і буксування ведучих коліс, що є принципово важливим для налагодження та оцінювання ефективності підсистеми "ASR system front wheels" [5], [14], [15].

Суттєвою перевагою побудованої моделі є можливість варіювання умов контакту для окремих коліс, що дозволяє відтворювати не лише симетричні, а й асиметричні дорожні сценарії. У таких умовах стає можливим аналіз впливу нерівномірного коефіцієнта зчеплення на перерозподіл реакцій, величину коефіцієнта буксування та характер формування крутних моментів на лівому і правому ведучих колесах. Це розширює дослідницькі можливості моделі та робить її придатною для порівняння різних стратегій керування індивідуальним електроприводом [6-11].

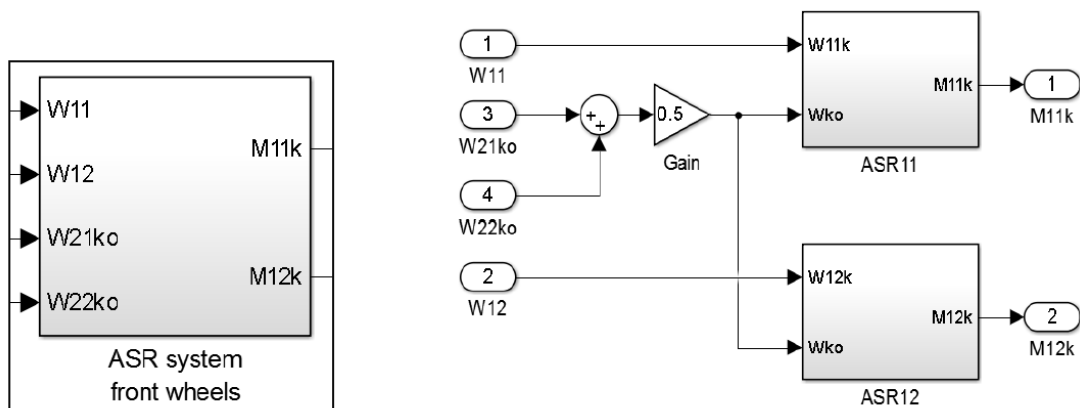


Рис. 6 – Підсистема «ASR system front wheels» у середовищі верхнього та нижнього рівнів

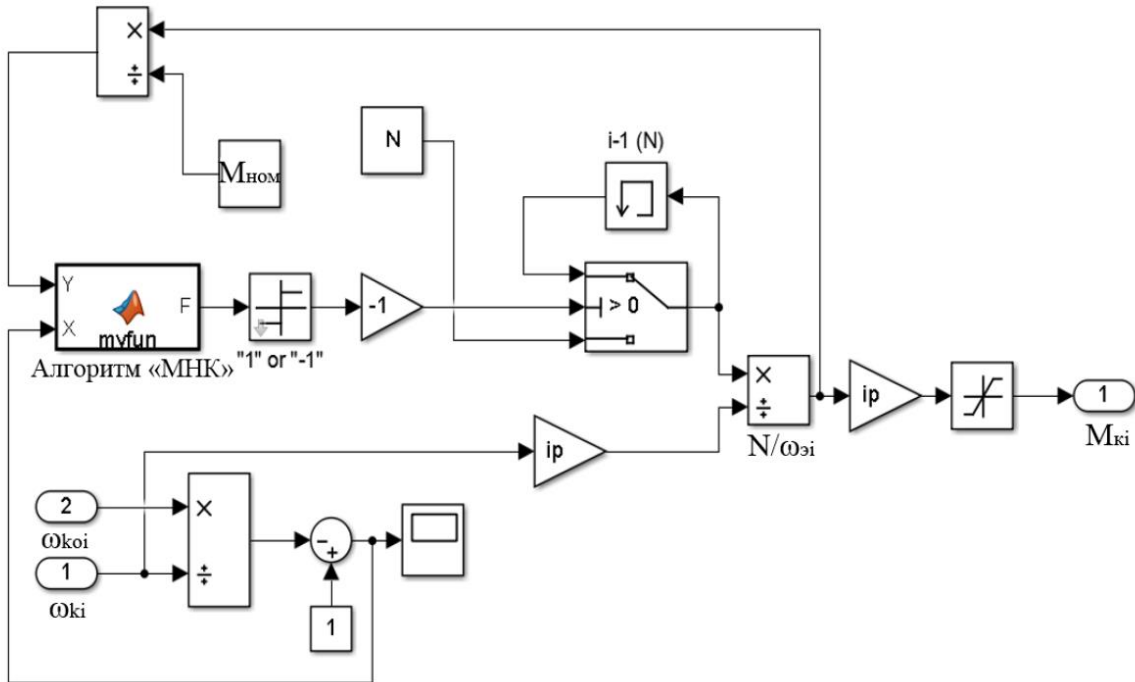


Рис. 7 – Підсистема нижнього рівня ASR11 (ASR12) для стабілізації позитивних поздовжніх ковзань

Модульна організація моделі є зручною також з позицій подальшої верифікації. Кожна підсистема може бути протестована окремо, а в подальшому, за потреби, спрощені математичні описи можуть бути замінені деталізованішими моделями шини, електромашини або силової електроніки без порушення загальної архітектури обчислювальної схеми. Таким чином, розроблена структура може розглядатися як базова програмна платформа для дослідження, налагодження та порівняльної оцінки алгоритмів керування двоконтурним індивідуальним електроприводом електромобіля.

Результати та їх обговорення

У результаті проведеної роботи сформовано дворівневу модульну імітаційну модель електромобіля, у якій узгоджено підсистеми динаміки ведучих і ведених коліс, плоского руху кузова, динамічного перерозподілу реакцій і протибуксувального регулювання крутних моментів. На відміну від підходів, у яких окремо розглядаються лише математична модель колеса, модель кузова або алгоритм тягового керування, запропонована структура забезпечує їх спільне функціонування в єдиному обчислювальному середовищі та дозволяє досліджувати взаємний вплив цих підсистем у процесі руху електромобіля [5, 10, 13-15].

Отримана модель забезпечує можливість відтворення типових і граничних режимів руху за змінних дорожніх умов, що підтверджує її придатність для подальшого використання як інструмента налагодження та перевірки алгоритмів керування. Практичне значення такого підходу полягає в тому, що він дозволяє

перейти від ізольованого аналізу окремих динамічних процесів до комплексного дослідження взаємодії між об'єктом керування та контуром ASR. Це створює передумови для подальшого порівняння різних законів формування моментних команд, а також для інтеграції моделі у віртуально-фізичні та стендові випробування.

Для перевірки працездатності розробленої модульної імітаційної моделі було проведено віртуальні випробування в середовищі MATLAB/Simulink з порівнянням п'яти алгоритмів керування індивідуальним електроприводом. Як оціночний критерій використано сумарний середній ККД колеса в тяговому режимі за цикл. Порівняння алгоритмів виконувалося у віртуальних випробуваннях у типовому міському дорожньому циклі в комбінації з імовірнісним розподілом типів дорожніх покриттів.

За результатами моделювання найвищу ефективність показав адаптивний алгоритм регулювання крутних моментів, для якого середнє значення $\eta_{\Sigma k}$ становило 0,96, тоді як для алгоритму за принципом вільного симетричного диференціала, алгоритмів за принципом диференціала підвищеного тертя з постійним і змінним тертям та алгоритму індивідуального регулювання за зчіпними властивостями отримано відповідно 0,79, 0,90, 0,90 і 0,85.

Висновки

У статті розроблено та описано модульну імітаційну модель електромобіля з двоконтурним індивідуальним електроприводом і протибуксувальним керуванням, реалізовану за дворівневим принципом у середовищі MATLAB/Simulink.

Визначено склад, функціональне призначення та сигнальні зв'язки підсистем верхнього і нижнього рівнів, зокрема модулів динаміки ведучих і ведених коліс, плоского руху кузова, динамічного перерозподілу нормальних і бокових реакцій та формування моментних команд у контурі ASR, що забезпечує узгоджену взаємодію між динамікою коліс, кузова, шасі та алгоритмом протибуксувального керування в межах єдиного обчислювального середовища.

Практичну цінність одержаних результатів підтверджено результатами віртуального моделювання, які показали придатність розробленої моделі до порівняльної оцінки алгоритмів керування індивідуальним електроприводом, причому найвищу ефективність продемонстрував адаптивний алгоритм регулювання крутних моментів, для якого середнє значення $\eta_{\Sigma k}$ становило 0,96.

Перелік використаних джерел

- [1] Pacejka H. B. *Tire and Vehicle Dynamics*. 3rd ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2012. 632 p. DOI: <https://doi.org/10.1016/C2010-0-68548-8>.
- [2] Gillespie T. D. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Revised ed. Warrendale, PA: SAE International, 2021. 512 p. DOI: <https://doi.org/10.4271/R-506>.
- [3] Rajamani R. *Vehicle Dynamics and Control*. 2nd ed. New York: Springer, 2012. 498 p. DOI: <https://doi.org/10.1007/978-1-4614-1433-9>.
- [4] Wong J. Y. *Theory of Ground Vehicles*. 5th ed. Hoboken, NJ: John Wiley & Sons, 2022. 560 p. DOI: <https://doi.org/10.1002/9781119719984>.
- [5] Zhang X. *Modeling and Dynamics Control for Distributed Drive Electric Vehicles*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2021. 208 p. DOI: <https://doi.org/10.1007/978-3-658-32213-7>.
- [6] Fujimoto H., Amada J., Maeda K. Review of traction and braking control for electric vehicle. *2012 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*, Seoul, Korea, 09-12 October 2012. Pp. 1292–1299. DOI: <https://doi.org/10.1109/VPPC.2012.6422491>.
- [7] Hu J.-S., Yin D., Hori Y. Fault-tolerant traction control of electric vehicles. *Control Engineering Practice*. 2011. Vol. 19, no. 2. Pp. 204–213. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2010.11.012>.
- [8] Electric vehicle traction control: A new MTTE methodology / Hu J.-S., Yin D., Hori Y., Hu F.-R. *IEEE Industry Applications Magazine*. 2012. Vol. 18, no. 2. Pp. 23–31. DOI: <https://doi.org/10.1109/MIAS.2011.2175519>.
- [9] de Castro R., Araújo R. E., Freitas D. Wheel slip control of EVs based on sliding mode technique with conditional integrators. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*. 2013. Vol. 60, no. 8. Pp. 3256–3271. DOI: <https://doi.org/10.1109/TIE.2012.2202357>.
- [10] Integrated stability and traction control for electric vehicles using model predictive control / Jalali M., Khajepour A., Chen S.-K., Litkouhi B. *Control Engineering Practice*. 2016. Vol. 54. Pp. 256–266. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2016.06.005>.
- [11] Boisvert M., Micheau P. Estimators of wheel slip for electric vehicles using torque and encoder measurements. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2016. Vol. 76–77. Pp. 665–676. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2016.02.017>.
- [12] Heidfeld H., Schünemann M., Kasper R. UKF-based state and tire slip estimation for a 4WD electric vehicle. *Vehicle System Dynamics*. 2020. Vol. 58, no. 10. Pp. 1479–1496. DOI: <https://doi.org/10.1080/00423114.2019.1648836>.
- [13] Tire Road Friction Coefficient Estimation: Review and Research Perspectives / Y. Wang et al. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*. 2022. Vol. 35. Article 6. DOI: <https://doi.org/10.1186/s10033-021-00675-z>.
- [14] Slip Ratio Adaptive Control Based on Wheel Angular Velocity for Distributed Drive Electric Vehicles / Kang S., Chen J., Qiu G., Tong H. *World Electric Vehicle Journal*. 2023. Vol. 14, no. 5. Article 119. DOI: <https://doi.org/10.3390/wevj14050119>.
- [15] Acceleration-based wheel slip control realized with decentralised electric drivetrain systems / Jiang B., Sharma N., Liu Y., Li C. *IET Electrical Systems in Transportation*. 2022. Vol. 12, no. 2. Pp. 143–152. DOI: <https://doi.org/10.1049/els2.12044>.

MODULAR SIMULATION MODEL OF AN ELECTRIC VEHICLE WITH TRACTION CONTROL

- | | |
|------------------------|---|
| Nesterenko O.H. | <i>postgraduate student, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Kharkiv, ORCID: https://orcid.org/0009-0005-0226-1153, e-mail: Oleksandr.Nesterenko@iee.khpi.edu.ua;</i> |
| Kunchenko T.Yu. | <i>PhD (Engineering), associate professor, National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute», Kharkiv, ORCID: https://orcid.org/0009-0002-2462-1509, e-mail: Tetiana.Kunchenko@khpi.edu.ua</i> |

The study of control algorithms for an individual electric drive of an electric vehicle requires the use of an integrated simulation model in which wheel dynamics, body motion, reaction redistribution, and traction-control operation are

reproduced in a coordinated manner. The purpose of the paper is to develop and describe a modular simulation model of an electric vehicle with a two-channel individual electric drive and traction control. To achieve this purpose, decomposition of a complex dynamic system into interconnected subsystems of driving and driven wheels, vehicle body, chassis, and traction-torque controller has been used. The model is based on longitudinal wheel dynamics equations, an empirical relationship between the adhesion coefficient and slip ratio, planar body-motion equations, and a torque-limiting control rule in the traction-control loop. As a result, a two-level modular structure of the model has been formed, including subsystems of the front driving wheels and rear driven wheels, a subsystem of planar body motion, a subsystem of dynamic redistribution of normal and lateral reactions, and a subsystem of front-wheel torque control. The composition of input and output signals of the modules has been defined, their information links have been described, and the possibility of simulating variable-speed motion, drive-cycle operation, slope driving, different road-surface conditions, as well as slip and spin modes has been ensured. The scientific novelty of the work lies in the formalization of a software-integrated modular structure of an electric-vehicle simulation model in which wheel, body, chassis, and traction-control subsystems are coordinated through explicitly defined signal links. The practical value lies in the possibility of using the developed model as a basic platform for tuning, verification, and comparative assessment of individual electric-drive control algorithms before virtual-physical and bench testing.

Keywords: electric vehicle; traction control; slip ratio; simulation model; longitudinal dynamics; traction torque control; independent wheel drive.

References

- [1] H. B. Pacejka, *Tire and Vehicle Dynamics*, 3rd ed. Oxford, U.K.: Butterworth-Heinemann, 2012. doi: **10.1016/C2010-0-68548-8**.
- [2] T. D. Gillespie, *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, Revised ed. Warrendale, PA, USA: SAE International, 2021. doi: **10.4271/R-506**.
- [3] R. Rajamani, *Vehicle Dynamics and Control*, 2nd ed. New York, NY, USA: Springer, 2012. doi: **10.1007/978-1-4614-1433-9**.
- [4] J. Y. Wong, *Theory of Ground Vehicles*, 5th ed. Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, 2022. doi: **10.1002/9781119719984**.
- [5] X. Zhang, *Modeling and Dynamics Control for Distributed Drive Electric Vehicles*. Wiesbaden, Germany: Springer Vieweg, 2021. doi: **10.1007/978-3-658-32213-7**.
- [6] H. Fujimoto, J. Amada, and K. Maeda, "Review of traction and braking control for electric vehicle," in *Proc. of the 2012 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*, Seoul, South Korea, October 09-12, 2012, pp. 1292-1299. doi: **10.1109/VPPC.2012.6422491**.
- [7] J.-S. Hu, D. Yin, and Y. Hori, "Fault-tolerant traction control of electric vehicles," *Control Engineering Practice*, vol. 19, no. 2, pp. 204-213, 2011. doi: **10.1016/j.conengprac.2010.11.012**.
- [8] J.-S. Hu, D. Yin, Y. Hori, and F.-R. Hu, "Electric vehicle traction control: A new MTTE methodology," *IEEE Industry Applications Magazine*, vol. 18, no. 2, pp. 23-31, 2012. doi: **10.1109/MIAS.2011.2175519**.
- [9] R. de Castro, R. E. Araújo, and D. Freitas, "Wheel slip control of EVs based on sliding mode technique with conditional integrators," *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, vol. 60, no. 8, pp. 3256-3271, 2013. doi: **10.1109/TIE.2012.2202357**.
- [10] M. Jalali, A. Khajepour, S.-K. Chen, and B. Litkouhi, "Integrated stability and traction control for electric vehicles using model predictive control," *Control Engineering Practice*, vol. 54, pp. 256-266, 2016. doi: **10.1016/j.conengprac.2016.06.005**.
- [11] M. Boisvert, and P. Micheau, "Estimators of wheel slip for electric vehicles using torque and encoder measurements," *Mechanical Systems and Signal Processing*, vols. 76-77, pp. 665-676, 2016. doi: **10.1016/j.ymsp.2016.02.017**.
- [12] H. Heidfeld, M. Schünemann, and R. Kasper, "UKF-based state and tire slip estimation for a 4WD electric vehicle," *Vehicle System Dynamics*, vol. 58, no. 10, pp. 1479-1496, 2020. doi: **10.1080/00423114.2019.1648836**.
- [13] Y. Wang et al, "Tire road friction coefficient estimation: Review and research perspectives," *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, vol. 35, article 6, 2022. doi: **10.1186/s10033-021-00675-z**.
- [14] S. Kang, J. Chen, G. Qiu, and H. Tong, "Slip ratio adaptive control based on wheel angular velocity for distributed drive electric vehicles," *World Electric Vehicle Journal*, vol. 14, no. 5, article 119, 2023. doi: **10.3390/wevj14050119**.
- [15] B. Jiang, N. Sharma, Y. Liu, and C. Li, "Acceleration-based wheel slip control realized with decentralised electric drivetrain systems," *IET Electrical Systems in Transportation*, vol. 12, no. 2, pp. 143-152, 2022. doi: **10.1049/els2.12044**.

Стаття надійшла 25.12.2025

Стаття прийнята 28.01.2026

Стаття опублікована 26.03.2026

Цитуйте цю статтю як: Нестеренко О. Г., Кунченко Т. Ю. Модульна імітаційна модель електромобіля з протибуксувальним керуванням. *Вісник Приазовського державного технічного університету*. Серія: Технічні науки. 2026. Вип. 53, том 2. С. 46–55. DOI: <https://doi.org/10.31498/2225-6733.53.2.2026.359912>.