

***A. M. СЕРГІЄНКО, Н. М. ПАВЛОВА, А. І. ГАПОН, Б. Г. ЛЮБАРСЬКИЙ,
М. Є. СЕРГІЄНКО, П. М. КАЛІНІН, В. О. ДУНАЄВСЬКИЙ, М. А. ВЛАСЕНКО***

ОЦІНКА ЗМІНИ РЕАКЦІЙ НА ВЕДУЧИХ КОЛЕСАХ ПРИ РОЗГОНІ ГІБРИДНОГО АВТОМОБІЛЯ

У роботі розроблені імітаційні моделі гібридного автомобіля у середовищі Matlab / Simulink, за допомогою яких виконано оцінку зміни нормальних та повздовжніх реакцій коліс мостів автомобіля на різних режимах руху. В розробленій моделі гібридного автомобіля розглядається послідовно-паралельний привід ведучих коліс від асинхронного, синхронного електродвигунів та ДВЗ. Модель містить підсистеми складових автомобіля, імітатор впливу водія на режиму руху, систему керування гібридного автомобіля. Представлено аналіз змін повздовжніх та вертикальних реакцій коліс гібридного автомобіля при прямолінійному руху на заданих режимах – розгін та гальмування генератором. Отримані результати дослідження відповідають практичним значенням для обраного класу автомобілів. Аналіз характеру зміни реакцій на колесах дає можливість запропонувати рекомендації до зменшення динамічних навантажень і нераціональних витрат енергії використаних джерел.

Ключові слова: автомобіль, гібрид, послідовно-паралельна схема, моделювання, синхронний, асинхронний електродвигун, ДВЗ, планетарний механізм, диференціал, шина, колесо, розгін, швидкість, реакції, аналіз.

***A. SERGIENKO, N. PAVLOVA, A. GAPON, B. LYUBARSKY, N. SERGIENKO,
P. KALININ, V. DUNAIEVSKY, M. VLASENKO***

EVALUATION OF CHANGES IN REACTIONS ON DRIVING WHEELS DURING ACCELERATION OF A HYBRID VEHICLE

Simulation models of a hybrid vehicle were developed in the Matlab/Simulink environment to evaluate changes in normal and longitudinal wheel reactions of the vehicle's axles under various driving modes. The developed hybrid vehicle model features a series-parallel drive of the driving wheels powered by asynchronous and synchronous electric motors as well as an internal combustion engine (ICE). The model includes subsystems representing vehicle components, a driver behavior simulator for controlling driving modes, and a hybrid vehicle control system. An analysis of changes in longitudinal and vertical wheel reactions during straight-line motion under specified modes—acceleration and regenerative braking—is presented. The obtained results correspond to practical values for the selected vehicle class. The analysis of the nature of reaction changes at the wheels enables the formulation of recommendations for reducing dynamic loads and inefficient energy consumption from the employed power sources.

Key words: vehicle, hybrid, series-parallel configuration, modeling, synchronous motor, asynchronous motor, internal combustion engine, planetary gear, differential, tire, wheel, acceleration, speed, reactions, analysis.

Вступ.

На сьогоднішній день автомобільний транспорт є одним із основних споживачів вуглеводневих та інших джерел енергії, що формує загальну проблему підвищення ефективності її використання. Сьогодні трендами світового автомобілебудування є застосування комбінованих енергетичних та електричних установок із електромеханічними трансмісіями. При цьому набуває поширення індивідуальний регульований електропривод на кожне колесо. На даний момент рівень технічної досконалості продукції електромашинобудування досяг високого рівня, проте використання даних результатів в автомобілебудуванні вимагає вивчення особливостей зміни параметрів взаємодії між складовими частинами автомобіля та, зокрема, ведучих коліс з опорною поверхнею за різних режимів руху. Навіть короточасні, але часто повторюють пікові навантаження, можуть впливати на зниження ємності тягової батареї при використанні електричного приводу, на динаміку руху і на зміни навантажень в елементах конструкції. Максимальна ефективність може бути досягнута за рахунок обліку системою управління електроприводом ведучих коліс автомобіля зазначених вище параметрів. Таким чином, стає актуальним завдання оцінки особливостей зміни реакцій ведучих коліс у режимі розгону гібридного автомобіля (ГА).

Аналіз останніх досягнень і публікацій.

У роботі [1] представлені технології, що присвячені як основам теорії, так і розробці конструкцій електромобілів (EV), гібридних електромобілів (HEV) і автомобілів на паливних елементах (FCV), що дозволяє уявити принципіальні характеристики вибраного автомобіля, конфігурацію складових елементів конструкції, стратегію керування.

У роботі [2] моделювання і регулювання системи керування HEV виконується з метою економії палива. Для підвищення ефективності використання палива в ГА запропоновано об'єднати в єдину систему електродвигун, акумулятор і ДВЗ. В цієї системі контролер Adaptive Neuro-Fuzzy Inference System (ANFIS) використовувався у тесті водіння транспортного засобу в програмному середовищі Matlab/Simulink. Слід зазначити, що контролер задає як бажану швидкість руху, так і рівень заряду акумулятора. Реалізацію оптимального керування організовано на основі адаптивної нейро-нечіткої системи виводу, яка знижує витрати палива ДВЗ.

На практиці для ГА застосовують чотири різновиди електродвигунів: двигун постійного струму (ДПС), асинхронний двигун (АД), синхронний двигун з постійними магнітами (СДПМ) і синхронний реактивний двигун (СРД).

З аналізу конструкцій ГА [3] випливає, що асинхронний і синхронний двигуни перспективні для використання на ГА.

Моделюванню ГА з використанням АД, зокрема, з послідовно-паралельним електроприводом присвячено ряд робіт [4-11]. Дослідження проводилися з використанням універсальних програмних пакетів.

У роботах [12-14] розглянуті моделі ГА з використанням синхронних двигунів і послідовно-паралельним приводом, а також порівнюються показники автомобіля з іншими варіантами ЕД.

Аналізу роботи електроприводу на базі асинхронного електродвигуна присвячені дослідження [15], де були визначені динамічні характеристики ГА.

Складність динамічних моделей транспортних засобів істотно впливає як на конструкцію контролерів, так і на точність моделювання. Достовірніше відтворювати реальні динамічні характеристики транспортного засобу можуть високоточні моделі, що включають системи трансмісії, системи силового агрегату та підсистеми шин [16 – 19].

Показники руху автомобіля і його основних елементів, витрати енергії накопичувача та перетворювача автомобіля визначаються якістю і алгоритмом роботи системи керування, обраними параметрами автомобіля і елементами конструкції [20]. При цьому необхідно адаптувати алгоритм до зміни опору руху, враховувати особливості характеристики обраного електродвигуна. Параметри рушія, трансмісії суттєво можуть впливати на енерговитрати, динаміку руху. Оцінку змін цих параметрів можливо виконати шляхом імітаційного моделювання перехідних процесів ГА на режимах, які вимагають максимальні і пікові витрати енергії. Тому задача оцінки взаємодії коліс з опорною поверхнею стає актуальною.

Мета та постановка задачі.

Метою даної роботи є визначення зміни реакцій на ведучих колесах гібридного автомобіля при розгоні шляхом імітаційного моделювання.

Зміна реакцій на ведучих колесах при розгоні гібридного автомобіля.

Для дослідження руху ГА з послідовно-паралельною схемою трансмісії використовувалося універсальне інтегроване середовище MATLAB/Simulink.

Математична модель була розроблена з використанням як фізичних принципів, так і емпіричних даних, з акцентом на необхідну простоту для швидкого імітування процесу руху.

При побудові моделі автомобіля передбачалося, що опір коченню колеса та аеродинамічний опір – єдині втрати у системі. Дане припущення засноване на тому, що на опір коченню та аеродинамічний опір припадає 95% усіх втрат. Інші ж втрати, пов'язані з тертям у вузлах трансмісії, що обертаються, є труднощі моделювання. Моделювання автомобіля виконувалося у різних режимах руху та з урахуванням відповідної поведінки водія.

При побудові моделі враховувалися постійні величини – кут нахилу дороги β , маса m автомобіля, площа поперечного перерізу лобової поверхні, висота h центру мас (ЦМ) автомобіля та його геометричне розташування (a , b) щодо мостів, питома щільність повітря ρ , аеродинамічний коефіцієнт опору C_d , і величини, що змінюються, – швидкість V_x автомобіля вздовж поздовжньої осі, поздовжні зусилля F_{xf} і F_{xr} , що діють в контакт з опорною поверхнею передніх і задніх коліс автомобіля, вертикальні навантаження F_{zf} і F_{xr} на передній і задній міст, аеродинамічна сила F_d опору руху тощо (рис. 1).

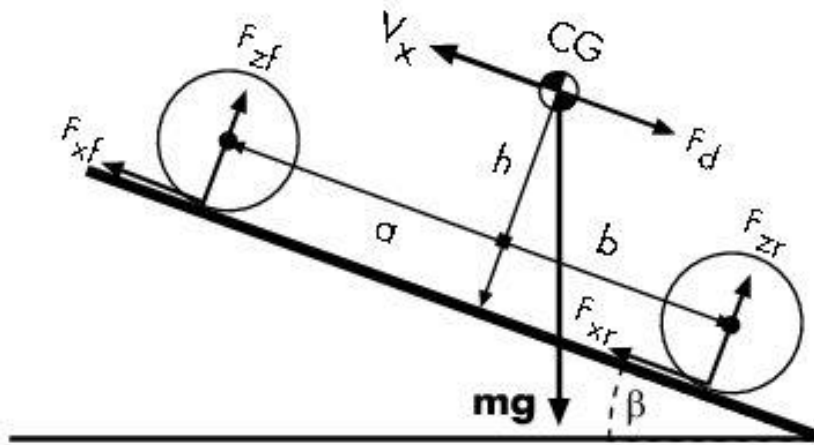


Рис. 1 – Схема сил, що діють на автомобіль

Рух автомобіля описуємо рівнянням

$$m \cdot \dot{V}_x = F_x + F_d - m \cdot g \cdot \sin \beta \quad (1)$$

Де:

$$F_x = F_{xf} + F_{xr} \quad (2)$$

$$F_d = -\frac{1}{2} \cdot C_d \cdot \rho \cdot A \cdot V_x^2 \quad (3)$$

Вертикальні навантаження F_{zf} і F_{xr} на передній та задній мости автомобіля:

$$F_{zf} = \frac{+h \cdot (F_d - mg \cdot \sin \beta - m \cdot \dot{V}_x) + b \cdot mg \cdot \cos \beta}{a + b} \quad (4)$$

$$F_{xr} = \frac{-h \cdot (F_d - mg \cdot \sin \beta - m \cdot \dot{V}_x) + a \cdot mg \cdot \cos \beta}{a + b} \quad (5)$$

Відзначаємо, $F_{zf} + F_{xr} = mg \cdot \cos \beta$.

На рис. 2 представлено блок для моделювання динаміки автомобіля з чотирма колесами, що рухається вздовж поздовжньої осі. Блок обчислює швидкість V_x автомобіля та вертикальні навантаження на передній F_{zf} і задній F_{xr} мости.

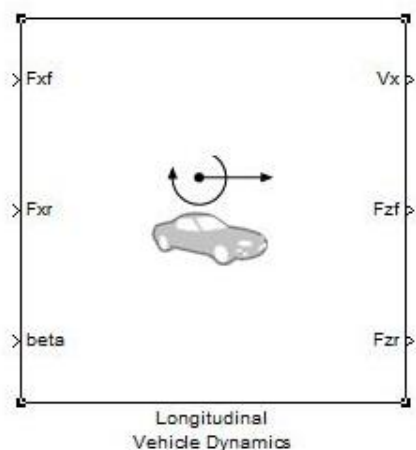


Рис. 2 – Блок, що моделює динаміку автомобіля у поздовжньому напрямку

Під час моделювання руху автомобіля приймалися такі вихідні дані: маса автомобіля $m=1325$ кг; положення центру мас визначено параметрами $a=1,35$ м, $b=1,35$ м, $h=0,5$ м; площа поперечного перерізу лобової поверхні – $2,57$ м²; безрозмірний аеродинамічний коефіцієнт опору – $0,26$; початкове значення швидкості руху – 0 .

При розробці імітаційної моделі руху ГА в режимі розгону побудовані моделі (блоки) складових частин автомобіля.

В моделі шини включено лише її поздовжнє переміщення та не враховується кут розвалу коліс та бічне переміщення. Прийнято, що при максимальній швидкості Ω руху шина працює як гасник крутильних коливань, поздовжня F_x сила визначається переважно зчепленням шини з опорною поверхнею, а ефективний радіус r_e кочення трохи менше за номінальний радіус шин, бо шини деформуються тільки під дією вертикального F_z навантаження (рис. 3).



Рис. 3 – Сили, що діють на шину

Якщо прийняти шину жорсткою, а буксування відсутнє, то лінійна швидкість руху колеса визначається рівнянням:

$$V_x = r_e \cdot \Omega \quad (6)$$

Насправді навіть жорстка шина буде ковзати, що створює додаткову подовжню силу. Приймаємо швидкість ковзання колеса у вигляді $V_{sx} = V_x - r_e \cdot \Omega \neq 0$.

Якщо розглядати шину еластичною, то в результаті її деформації точка контакту шини з опорною поверхнею переміщується зі швидкістю $V_{sx} = V_x - r_e \cdot \Omega$.

Деформація шини безпосередньо визначається різницею між швидкістю ковзання колеса та швидкістю переміщення плями контакту:

$$\frac{du}{dt} = V'_{sx} - V_{sx} \quad (7)$$

Поздовжня сила F_x під час руху автомобіля залежить від деформації u шини та переміщення плями контакту:

$$F_x = C_{Fx} \cdot u = C_{Fk} \cdot k', \quad C_{Fx} = \left(\frac{\partial F_x}{\partial u} \right)_{u=0}, \quad C_{Fk} = \left(\frac{\partial F_x}{\partial k'} \right)_{k'=0} \quad (8)$$

$$u = \sigma_k \cdot k', \quad \sigma_k = \frac{\left(\frac{\partial F_x}{\partial k'} \right)_{k'=0}}{\left(\frac{\partial F_x}{\partial u} \right)_{u=0}} = \frac{C_{Fk}}{C_{Fx}} \quad (9)$$

де: $k = -\frac{V_{sx}}{|V_x|}$ – коефіцієнт ковзання шини; $k' = -\frac{V'_{sx}}{|V_x|}$ – коефіцієнт переміщення плями контакту шини.

Деформацію u шини визначаємо за рівнянням

$$\frac{du}{dt} + \left(\frac{1}{\sigma_k} \right) \cdot |V_x| \cdot u = -V_{sx} \quad (10)$$

При низьких швидкостях руху колеса переміщення плям контакту обмежуємо:

$$k' = \frac{u}{\sigma_k} \rightarrow k' = \left(\frac{u}{\sigma_k} - \frac{k_v}{C_{Fx}} \cdot V_{sx} \right) \quad (11)$$

Плавний перехід від нульової швидкості забезпечується за умови:

$$k_v = \begin{cases} \frac{1}{2} \cdot k_v(0) \left\{ 1 + \cos \left(\pi \cdot \frac{|V_x|}{V} \right) \right\} & , |V_x| \leq V \\ 0 & , |V_x| > V \end{cases} \quad (12)$$

Очевидно, що при швидкості, що прагне нуля

$$\left(\frac{1}{C_{Fx}} \right) \cdot \frac{dF_x}{dt} + |V_x| \cdot k' = -V_{sx} \quad (13)$$

$$\left(\frac{1}{C_{Fx}} \right) \cdot \frac{dF_x}{dk'} \cdot \frac{dk'}{dt} + |V_x| \cdot k' = -V_{sx} - \left(\frac{1}{C_{Fx}} \right) \cdot \frac{dF_x}{dF_z} \cdot \frac{dF_z}{dt} \quad (14)$$

З використанням залежностей для k' , u і вертикального навантаження F_z можна визначити поздовжнє зусилля F_x , кутову Ω та лінійну швидкість V_x колеса та автомобіля:

$$I_\omega \frac{d\Omega}{dt} = \tau - r_e \cdot F_x \quad (15)$$

$$m \frac{dV_x}{dt} = F_x - mg \cdot \sin \beta \quad (16)$$

де τ – крутний момент на ведучому валу, який прикладений до колеса ГА.

Описана математична модель поведінки шин автомобіля, що контактують із опорною поверхнею, реалізована в блоці шини (рис. 4)

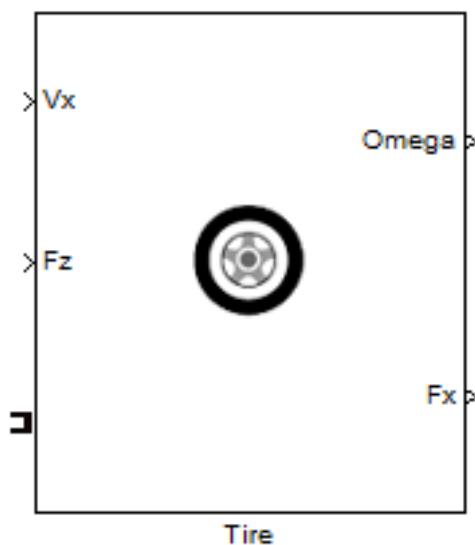


Рис. 4 – Блок шини

При моделюванні руху ГА приймалися такі параметри шини: ефективний радіус кочення $r_e = 0,3$ м; номінальне вертикальне навантаження $F_z = 3000$ Н; максимальна поздовжня сила при номінальному навантаженні $F_{x \max} = 3500$ Н; значення ковзання, коли F_x досягає свого максимального значення, а F_z досягає номінального значення – 10 %.

Для моделювання інерційних властивостей об'єктів ГСУ використовується блок інерції (рис. 5), який імітує собою жорстке тіло, що обертається, призначене для передачі крутного моменту від сил інерції. Момент інерції ГА прийнято – $0,5 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

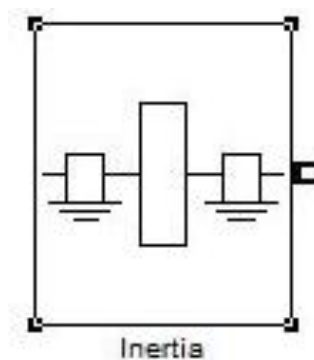


Рис. 5 – Блок інерції

У прийнятій моделі диференціала приводу автомобіля розглядаються три обертальні рухи: обертальний рух навколо поздовжньої осі і обертальні рухи навколо двох поперечних осей.

Очевидно, що швидкість ω_B поздовжнього обертання залежить від суми поперечних швидкостей обертання ω_{F1} , ω_{F2} і передатного відношення g_D :

$$\omega = \left(\frac{1}{2} \cdot g_D \cdot (\omega_{F1} + \omega_{F2}) \right) \quad (17)$$

Остання умова дозволяє побудувати модель диференціала з двома незалежними параметрами, наприклад, швидкостями ω_{F1} і ω_{F2} , змінюючи які можна реалізувати різні режими роботи диференціала, наприклад, при обертанні поперечних валів у протилежні сторони ($\omega_{F1} = -\omega_{F2}$) відбувається блокування поздовжнього валу ($\omega_B = 0$), а у разі обертання поперечних валів в одному напрямку ($\omega_{F1} = \omega_{F2}$) поздовжня швидкість пропорційна поперечній - $\omega_B = g_D \cdot \omega_{F1}$.

Крутні моменти τ_{F1} і τ_{F2} вздовж поперечних осей диференціала обмежують поздовжній момент τ_B таким чином, що вхідна потужність диференціала дорівнює сумі його потужностей на виході:

$$\omega_B \cdot \tau_B = \omega_{F1} \cdot \tau_{F1} + \omega_{F2} \cdot \tau_{F2} \quad (18)$$

Об'єднавши (17) та (18), отримаємо:

$$g_D \cdot \tau_B = \frac{2 \cdot (\omega_{F1} \cdot \tau_{F1} + \omega_{F2} \cdot \tau_{F2})}{(\omega_{F1} + \omega_{F2})} \quad (19)$$

На рис. 6 наведений блок, що моделює диференціал із заданим передатним відношенням, наприклад, $g_D = 1$.

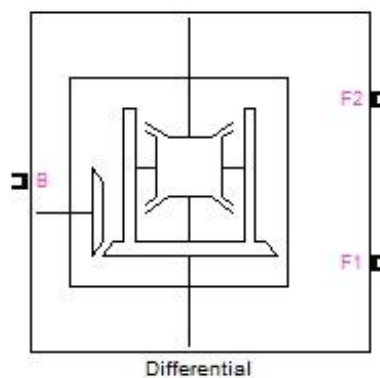


Рис. 6 – Блок, що моделює диференціал

Поєднуючи вищенаведені моделі складових частин автомобіля та додаючи блок системи керування, імітатор впливу водія на режими роботи складових частин, отримуємо імітаційну модель ГА (рис. 7).

Зазначимо, що рух ГА можуть задавати або ДВЗ, або електродвигун або обидва одночасно.

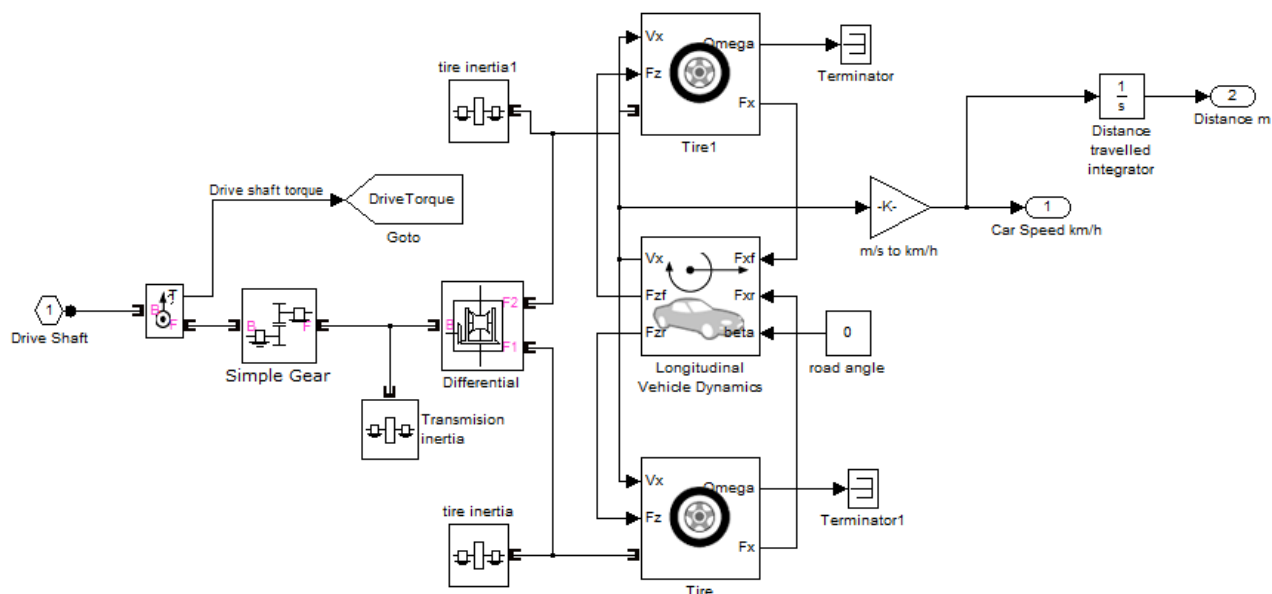


Рис. 7 – Модель ГА

Модель бензинового двигуна, що описує функцією потреби у крутному моменті $g(\Omega)$, вбудована всередину блоку ДВЗ. Вона забезпечує визначення максимального крутного моменту двигуна, що відповідає заданій частоті обертання Ω . Вхідний сигнал дросельної заслінки T встановлює (задає) фактичний крутний момент двигуна, що виражається як частина максимально можливого моменту в режимі роботи при постійній швидкості. Для моделювання бензинового двигуна з іскровим запалюванням, з регулюванням частоти обертання та дросельним регулюванням використовується блок ДВЗ (рис. 8). Двигун працює з різною частотою обертання, яку можна контролювати Simulink-сигналом дросельної заслінки.

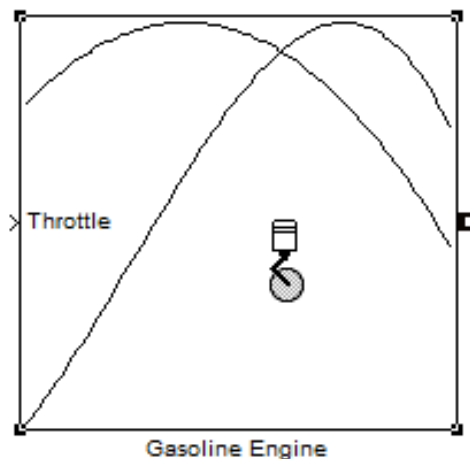


Рис. 8 – Блок ДВЗ

Параметри, що задаються для ДВЗ: максимальна потужність – 57000 Вт; частота обертання двигуна за максимальної потужності – 5000 об/хв; максимальна частота обертання колінчастого валу – 6000 об/хв.

Для планетарного механізму приводу ГА прийняті зв'язки сонячної шестерні з генератором, водила з колінчастим валом ДВЗ, коронної шестерні з електродвигуном (рис. 9).

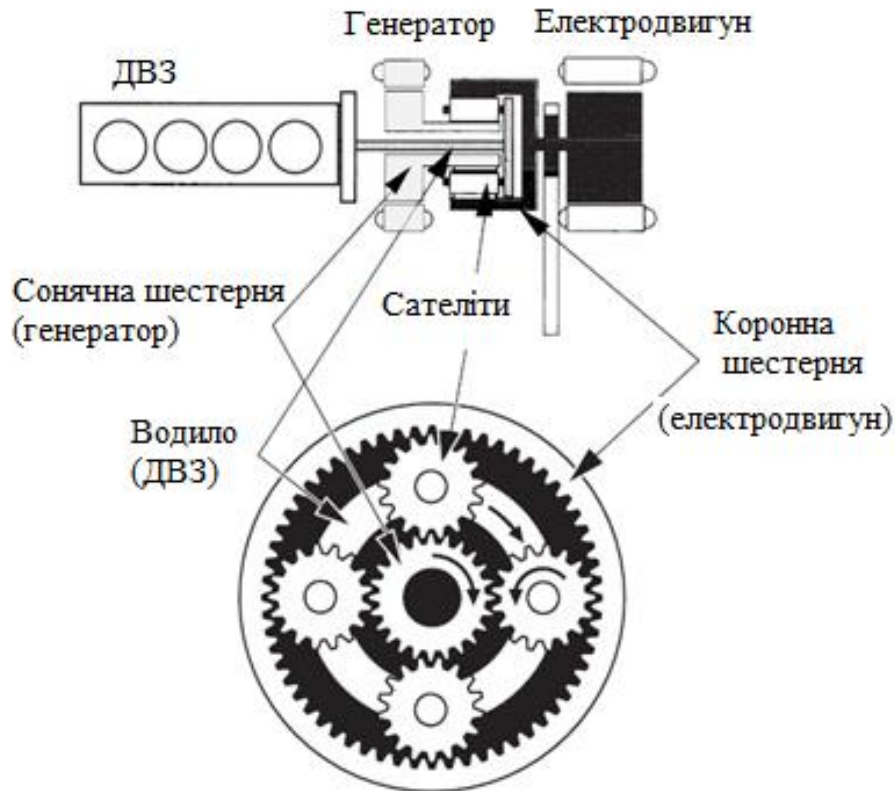


Рис. 9 – Схема планетарного механізму у складі привода ГА

На рис. 10 представлений блок, який моделює планетарний механізм, де сонячна (S) і коронна шестерні (R) обертаються в одному напрямку із заданим передатним відношенням коронної шестерні до сонячної – 2,6.

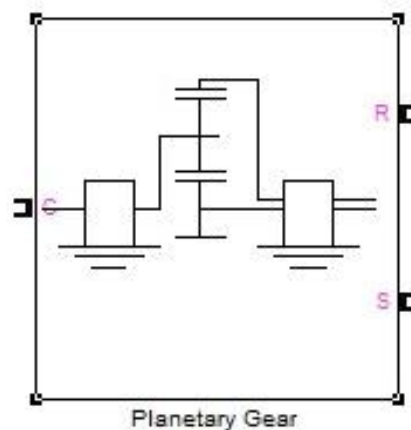


Рис. 10 – Блок, моделюючий планетарний механізм

В процесі дослідження руху ГА в режимі розгону при використанні синхронного двигуна встановлено, що електромагнітний момент у початковий момент часу (близько 1,5 с) з максимального значення 195 Н·м ступінчасто змінюється до величини 160 Н·м (рис. 11). У подальшому характеристика двигуна відповідає її традиційному уявленню і при цьому кутова швидкість коліс наростає плавно (рис. 12).

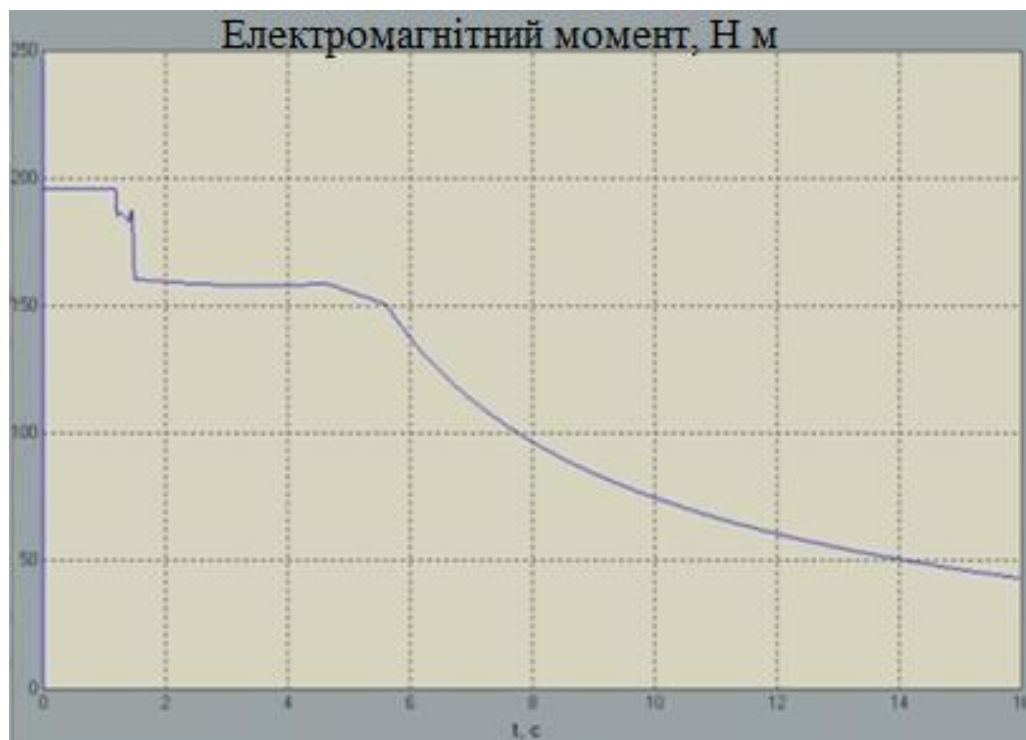


Рис. 11 – Осцилограма зміни моменту синхронного електродвигуна при розгоні

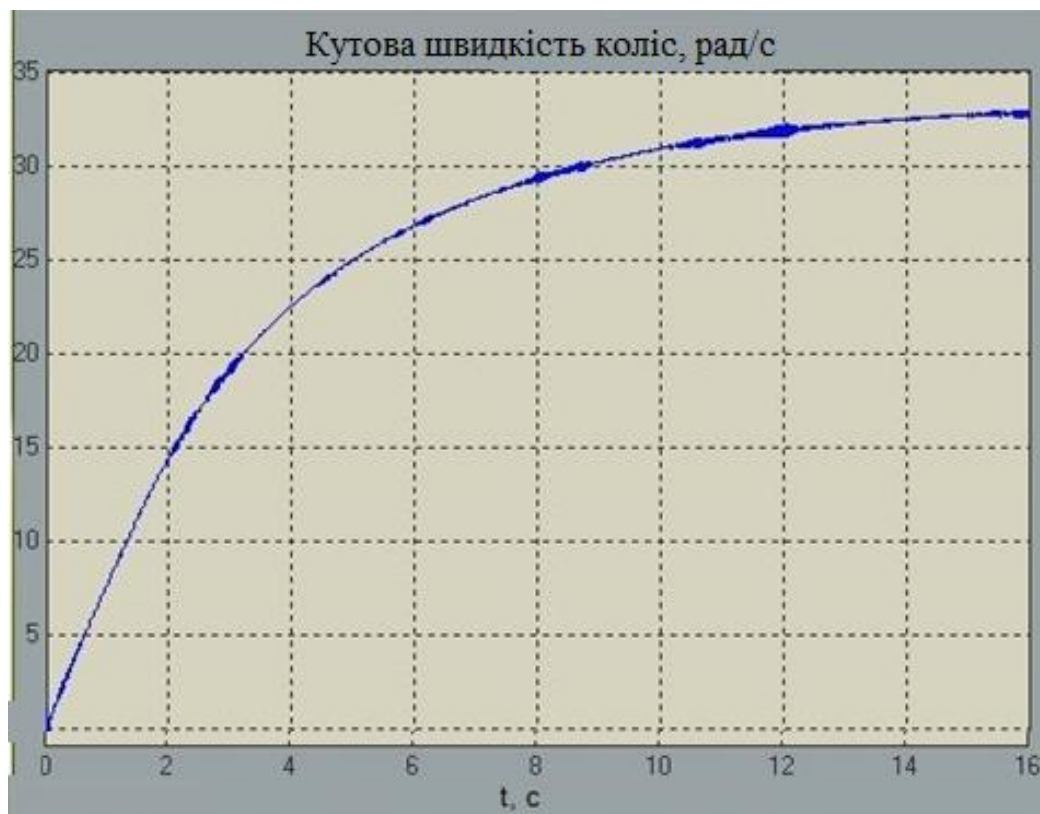


Рис. 12 – Осцилограма зміни кутової швидкості коліс

Аналізуючи зміни поздовжнього зусилля (рис. 13) на ведучих колесах, можна відмітити наявність високочастотних коливань через рівні (близько 1–3 с) проміжки часу. У початковий момент спостерігається також короткочасні імпульсні коливання великої амплітуди. Означені високочастотні коливання пов'язані, швидше за все, з обраними пружно-демпфуючими параметрами шин і особливостями взаємодії її з опорною поверхнею.

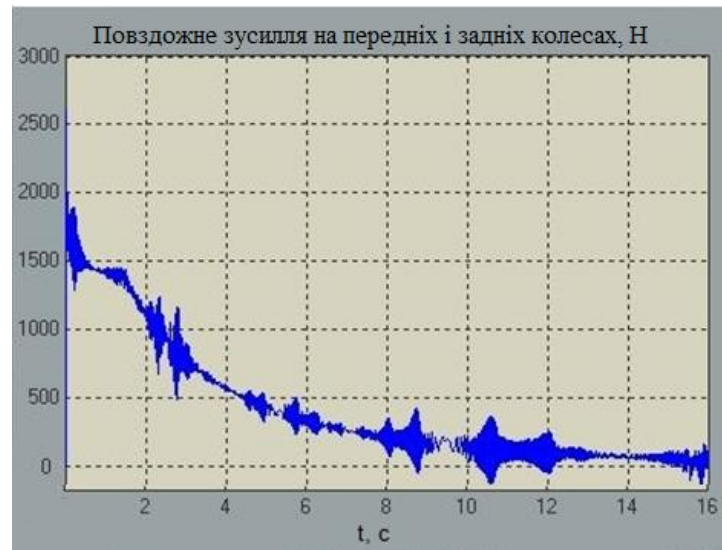


Рис. 13 – Зміна поздовжніх зусиль на колесах при розгоні ГА

При дослідженні встановлено, що вертикальні реакції на передній та задній міст ГА при розгоні практично змінюються у протифазі і при цьому діапазони зміни реакцій на передньому та задньому мостах складає близько 600 Н (рис. 14). Виявлено, що пікові значення вертикальних реакцій на колесах досягаються за 0,2 с. Враховуючи отриманий характер зміни реакцій, доцільно системою керування електродвигуном у межах 2 с обмежувати крутний момент на ведучих колесах автомобіля в «еко» режимі.

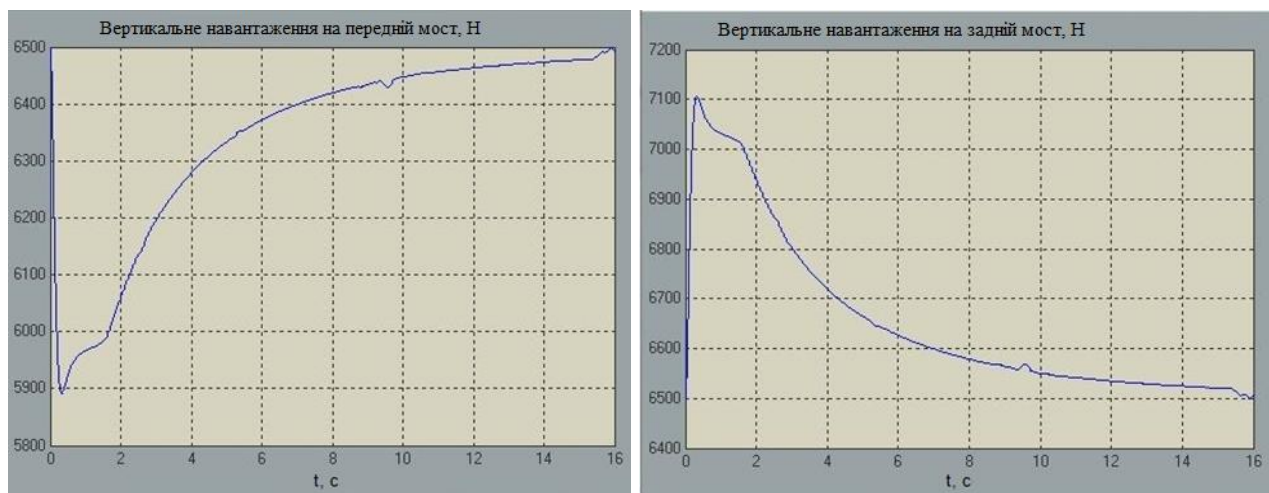


Рис. 14 – Осцилограма зміни навантажень на мости ГА при розгоні

Розгін ГА з асинхронним електродвигуном досліджено у різних режимах: при використанні електродвигуна, застосуванні електродвигуна і ДВЗ та при рекуперативному гальмуванні. Встановлено, що при цьому характер зміни кутової швидкості ведучих коліс залежить від моменту, який задає кожний перетворювач, та який підсумовується на планетарному механізмі і далі через головну передачу, диференціал, півосі передається на ведучі колеса ГА (рис. 15).



Рис. 15 – Осцилограма зміни кутової швидкості коліс на різних режимах руху

Зміна поздовжнього зусилля на ведучих колесах ГА визначається крутними моментами від ДВЗ і електродвигуна (рис. 16). Встановлено, що при підключенні чи відключенні перетворювачів енергії спостерігається коливальний процес зміни поздовжнього зусилля. Максимальна амплітуда коливань цього зусилля спостерігається під час торкання автомобіля. Тривалість коливань становить 1...1,5 с. Негативне значення поздовжнього зусилля спостерігається при гальмуванні автомобіля генератором. За заданими у дослідженні параметрами встановлено, що максимальне поздовжнє зусилля при розгоні ГА становило близько 2100 Н, а при гальмуванні – 270 Н.

Таким чином при рушанні з місця доцільно в початковий момент короткочасно обмежувати крутний момент приводного електродвигуна, що призведе до зменшення і динамічних навантажень і споживання енергії тягових акумуляторів.



Рис. 16 – Осцилограма зміни поздовжнього зусилля на колеса на різних режимах руху

Характер зміни вертикальних реакцій на колесах переднього та заднього мостів (рис. 17 та 18) має схожість із характером зміни відповідних поздовжніх зусиль. На початку розгону

передні колеса розвантажуються на 800 Н, а задні довантажуються на таку саму величину. У подальшому відбувається вирівнювання певною мірою навантажень між мостами, але при зміні прискорення ГА знову відбувається перерозподіл навантажень, проте вже меншою мірою. При рекуперативному гальмуванні також відбувається перерозподіл навантажень – навантаження на передній міст зростає більше 100 Н, а на задній міст – відповідно зменшується.



Рис. 17 – Осцилограма зміни вертикальних навантажень на колеса переднього моста в процесі руху



Рис. 18 – Осцилограма зміни вертикальних навантажень на колеса заднього моста в процесі руху

Висновки.

Аналіз джерел інформації показав доцільність проведення досліджень зміни реакцій на колеса мостів ГА з послідовно-паралельним приводом та використанням синхронного і асинхронного електродвигунів.

Встановлено основні компоненти імітаційної моделі ГА, яка забезпечує необхідне визначення змін навантажень на колеса при заданих режимах роботи перетворювачів і руху автомобіля.

Використання розробленої імітаційної моделі ГА дає можливість визначення величини повздовжніх і вертикальних реакцій взаємодії коліс з опорною поверхнею, що дозволяє оцінювати реальний стан конструкції автомобіля, який використовується для діагностики, перевірки гіпотез при проектуванні та для підвищення безпеки експлуатації.

Аналіз отриманих результатів показує взаємозв'язок між прискоренням руху ГА і реакціями на колесах. Отримані значення реакцій на колеса переднього і заднього моста при досліджених режимах руху відповідають практичним значенням. Діапазони зміни реакцій між колесами є ключовими параметрами для балансування машини, проектування підвісок і гальм, розрахунків при моделюванні динаміки руху, оцінки навантажень на мости та дорожнє полотно.

Виявлено коливання вертикальних і повздовжніх реакцій на колесах з великою амплітудою у початковий момент руху ГА з одночасним значним зростанням моменту електродвигуна, відповідно, великим струмом, що впливає на темп втрати ємності тягової батареї особливо при частих розгонах. Аналізуючи отримані дані, доцільно рекомендувати на початку руху ГА зменшувати крутний момент електродвигуна.

Проведення досліджень з використанням розробленої імітаційної моделі дозволяє визначати особливості взаємодії коліс ГА з опорною поверхнею, перевіряти їх відповідність показникам використовуваних машин в процесі експлуатації.

Список літератури:

1. Mehrdad Ehsani, Yimin Gao, Sebastien E. Gay, Ali Emadi Modern electric, hybrid electric, and fuel cell vehicles: fundamentals, theory, and design. Boca Raton London, New York, Washington, D.C. 2005. 385 r.
2. Chinju Saju, Prawin Angel Michael, T. Jarin Modeling and control of a hybrid electric vehicle to optimize system performance for fuel efficiency // Sustainable Energy Technologies and Assessments, Volume 52, Part B, August 2022. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2022.102087>
3. Сергієнко М.Є., Павлова Н.М., Сергієнко А.М., Любарський Б.Г. та ін. Результати моделювання компонентів і робочих процесів гібридного автомобіля з асинхронним електродвигуном // Вісник НТУ „ХПІ”. 36. н. праць. Серія: Автомобіле- і тракторобудування. – 2022. – №2. – С. 31-47. DOI: 10.20998/2078-6840.2022.2.04
4. X.D. Xue, K.W.E. Cheng, N.C. Cheung. Selection of electric motor drives for electric vehicles. The Hong Kong Polytechnic University, 2018.
5. Picot N.M. A strategy to blend series and parallel modes of operation in a series_parallel 2_by_2 hybrid diesel // Electric vehicle. The University of Akron, 2017. 318 p.
6. Ayers C.W., Hsu J.S., Marlino L.D., Miller C.W. Evaluation of 2004 Toyota Prius hybrid electric drive system interim report. Oak Ridge National Laboratory, 2004. 35 p.
7. Grunditz E., Jansson E. Modelling and simulation of a hybrid electric vehicle for shell eco_marathon and an electric go_kart. Department of energy and environment. Chalmers University of technology, 2019. 137 p.
8. Zhan W., Hasan M., Zoghi B. Requirement development for electrical vehicles using simulation tools. Proceedings of the world Congress on engineering and computer science, 2009.
9. Angelika Bosl Einführung in MATLAB/Simulink: Berechnung, Programmierung, Simulation (2020). Carl Hanser Verlag, München, 344 s.
10. Zhang X. Vehicle Power Management: Modeling, Control and Optimization (Power Systems), Springer, 2011. 360 p.
11. Perez L., Bossio G., Moitre D. Optimization of power management in an hybrid electric vehicle using dynamic programming. Math Comput Simulat. – 2006. – № 73. – P. 244-254.
12. Сергієнко Н.Є., Сергієнко А.Н., Любарський Б.Г., Кишкар Н.А. Имитационное моделирование гибридного автомобиля с последовательно-параллельным электроприводом силовой установки с синхронным электродвигателем с постоянными магнитами // Вісник НТУ «ХПІ». 36. наук. праць. тематичний випуск: Транспортне машинобудування. – Харків: НТУ «ХПІ», 2011. – №18. – С. 51-54.

13. Сергиенко Н.Е., Сергиенко А.Н., Любарский Б.Г., Медведев Н.Г., Перевозник А.С., Соболев Е.Ф. Модель тягового электропривода гибридного автомобиля на основе синхронного двигателя с возбуждением от постоянных магнитов // *Механіка та машинобудування*. – Харків: НТУ «ХПІ», 2015. – № 1. – С. 87-91.
14. Сергиенко Н.Е., Сергиенко А.Н., Любарский Б.Г., Медведев Н.Г. Имитационная модель тягового электропривода гибридного автомобиля на основе синхронного двигателя с возбуждением от постоянных магнитов // *Сборник докладов. XXI научно-техническая конференция с международным участием «Транспорт, экология – устойчиво развитие. 14 – 16 май 2015. Технический университет – Варна катедра «Транспортная техника и технологии».* ЕкоВарна, 2015 (Болгария). – С. 405-414.
15. Сергиенко А.Н., Медведев Н.Г., Любарский Б.Г. Имитационное моделирование автомобиля с асинхронным электродвигателем последовательно-параллельного привода гибридной силовой установки // *Автомобильная промышленность*, 2013, № 9. – С. 20-23.
16. Widner, A.; Tihanyi, V.; Tettamanti, T. Framework for Vehicle Dynamics Model Validation. *IEEE Access* 2022, 10, 35422–35436. [Google Scholar] [CrossRef]
17. Chen, S.P.; Chen, H.Y.; Negrut, D. Implementation of MPC-Based Path Tracking for Autonomous Vehicles Considering Three Vehicle Dynamics Models with Different Fidelities. *Automot. Innov.* 2020, 3, 386–399. [Google Scholar] [CrossRef]
18. Gao, F.; Hu, Q.; Ma, J.; Han, X. A Simplified Vehicle Dynamics Model for Motion Planner Designed by
19. Yang, S.; Qian, Y.; Hu, W.; Xu, J.; Sun, H. Adaptive MPC-Based Lateral Path-Tracking Control for Automatic Vehicles. *World Electr. Veh. J.* 2024, 15, 95. [Google Scholar] [CrossRef]
20. Sergienko, N., Kuznetsov, V., Lyubarskyi, B. Study of the two-rotor electric motor of a drive of vehicle drive wheels // *Archives of Transport*, 2021, 60(4), 245-257. DOI: <https://doi.org/10.5604/01.3001.0015.6933>

References (transliterated):

1. Mehrdad Ehsani, Yimin Gao, Sebastien E. Gay, Ali Emadi Modern electric, hybrid electric, and fuel cell vehicles: fundamentals, theory, and design. Boca Raton London, New York, Washington, DC. 2005. 385 r.
2. Chinju Saju, Prawin Angel Michael, T. Jarin Modelyuvannya ta upravlinnya hybrid electric vehicle dlya optimization system performance for fuel efficiency // *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, Volume 52, Part B, August 2022. <https://doi.org/10.1012/2>.
3. Sergienko M.Ye., Pavlova N.M., Sergiyenko A.M., Lyubars'kyi B.G. ta in. Rezul'taty modelyuvannya komponentiv ta robochykh protsesiv hibrydnogo avtomobilya z asynkhronnym elektrodvyhunom // *Visnyk NTU „KHPI”*. Zb. n. prats'. Seriya: Avtomobile- ta traktorobuduвання. - 2022. - №2. - S. 31-47. DOI: 10.20998/2078-6840.2022.2.04
4. X.D. Xue, K.W.E. Cheng, N.C. Cheung. Vykorystannya elektrychnykh motornykh dvyhuniv dlya elektrychnykh avtomobiliv. The Hong Kong Polytechnic University, 2018.
5. Picot N.M. Na stratchiyi dlya blend series i parallel modes operation in series_parallel 2_by_2 hybrid dyzel' // *Electric vehicle*. The University of Akron, 2017. 318 hn.
6. Ayers C.W., Hsu J.S., Marlino L.D., Miller C.W. Evaluation of 2004 Toyota Prius hybrid electric drive system interim report. Oak Ridge National Laboratory, 2004. 35r.
7. Grunditz E., Jansson E. Modelling i simulation hybrid electric vehicle dlya shell eco_marathon i electric go_kart. Department of energy and environment. Chalmers University of technology, 2019. 137r.
8. Zhan W., Hasan M., Zoghi B. Requirement development dlya elektrychnykh avtomobiliv za dopomohoyu simulation tools. *Proceedings of the World Congress on engineering and computer science*, 2009.
9. Angelika Bosl Einführung u MATLAB/Simulink: Berechnung, Programmierung, Simulation (2020). Carl Hanser Verlag, Munchen, 344 s.
10. Zhang X. Vehicle Power Management: Modeling, Control and Optimization (Power Systems), Springer, 2011. 360 p.
11. Perez L., Bossio G., Moitre D. Optimization of management in hybrid electric vehicle using dynamic programming. *Math Comput Simulat.* - 2006. - № 73. - R.R. 244-254.
12. Sergienko N.Ye., Sergienko A.M., Lyubars'kyi B.G., Kishkar N.A. Imitatsiynе modelyuvannya hibrydnogo avtomobilya z poslidovno-paralel'nym elektropyvodom sylovoyi ustanovky iz synkhronnym elektrodvyhunom iz postiynymy mahnitamy // *Visnyk NTU «KHPI»*. Zb. nauk. prats'. tematychnyy vypusk: Transportne mashynobuduвання. - Kharkiv: NTU "KHPI", 2011. - №18. - S. 51-54.
13. Sergienko N.Ye., Sergienko A.M., Lyubars'kyi B.G., Medvedev N.G., Pereviznyk A.S., Sobolyev Ye.F. Model' tyahovoho elektropyvodu hibrydnogo avtomobilya na osnovi synkhronnoho dvyhuna iz zbudzhennyam vid postiynykh mahnitiv // *Mekhanika ta mashynobuduвання*. – Kharkiv: NTU «KHPI», 2015. – №1. – S. 87-91.
14. Sergienko N.Ye., Sergienko A.M., Lyubars'kyi B.G., Medvedev N.G. Imitatsiyna model' tyahovoho elektropyvodu hibrydnogo avtomobilya na osnovi synkhronnoho dvyhuna iz zbudzhennyam vid postiynykh mahnitiv // *Zbirnyk dopovidi. XXI naukovu-tekhnichna konferentsiya z mizhnarodnoyu uchastyu «Transport, ekolohiya – stalyy rozvytok. 14 – 16 trav 2015. Tekhnichno universytet – Varna katedra «Transportna tekhnika ta tekhnolohiya».* EkoVarna, 2015 (Bolhariya). - S. 405-414.

15. Sergienko A.M., Medvedyev N.G., Lyubars'kyy B.G. Imitatsiyne modelyuvannya avtomobilya z asynkhronnym elektrodvyhunom poslidovno-paralel'noho pryvodu hibrydnoyi sylovoi ustanovky // *Avtomobil'na promyslovist'*, 2013 № 9. – S. 20-23.
16. Widner, A.; Tihanyi, V.; Tettamanti, T. Framework dlya Vehicle Dynamics Model Validation. *IEEE Access* 2022, 10, 35422-35436. [Google Scholar] [CrossRef]
17. Chen, S.P.; Chen, H.Y.; Negrut, D. Implementation of MPC-Based Path Tracking for Autonomous Vehicles Doslidzhuye Try Vehicle Dynamics Models with Different Fidelities. *Automot. Innov.* 2020, 3, 386-399. [Google Scholar] [CrossRef]
18. Gao, F.; Hu, Q.; Ma, J.; Han, X. A Simplified Vehicle Dynamics Model dlya Motion Planner Designed by
19. Yang, S.; Qian, Y.; Hu, W.; Xu, J.; Sun, H. Adaptive MPC-Based Lateral Path-Tracking Control dlya Automatic Vehicles. *World Electr. Veh. J.* 2024, 15, 95. [Google Scholar] [CrossRef]
20. Sergienko, N., Kuznetsov, V., Lyubarskyi, B. Study of 2-rotor electric motor of drive of drive wheels // *Archives of Transport*, 2021, 60(4), 245-257. DOI: <https://doi.org/10.5604/01.3001.0015.6933>

Надійшла (received) 15.05.2025

Відомості про авторів / About the Authors

Сергієнко Антон Миколайович (Anton Sergienko) кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», докторант кафедри електричного транспорту та тепловозобудування; м. Харків, Україна; ORCID <https://orcid.org/0000-0001-6067-1672>; e-mail: sergienko2707@gmail.com

Павлова Наталія Миколаївна (Nataliia Pavlova) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», асистент кафедри інформаційно-вимірювальні технології; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0621-1365>; e-mail: npavlovann@gmail.com

Гапон Анатолій Іванович (Anatoly Gapon) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри автоматики та управління в технічних системах; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2582-6154>; e-mail: Anatolii.Gapon@khpi.edu.ua

Любарський Борис Григорович (Boris Lyubarsky) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри електричного транспорту та тепловозобудування; <https://orcid.org/0000-0002-1825-0097>; e-mail: lboris@ukr.net

Сергієнко Микола Єгорович (Nikolay Sergienko) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри автомобіле- і тракторобудування; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5168-1924>; e-mail: nesergienko@gmail.com

Калінін Павло Миколайович (Pavel Kalinin) – кандидат технічних наук, доцент, Національна академія Національної гвардії України, доцент кафедри інженерної механіки; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-9724-0630>; e-mail: pkalining@gmail.com

Дунаєвський Валентин Олександрович (Valentyn Dunaievsky) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри автомобіле- і тракторобудування; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0000-4095-3816>; e-mail: valentyn.dunaievskyi@mit.khpi.edu.ua

Власенко Михайло Олександрович (Michael Vlasenko) – Харківський національний університет міського господарства імені О. М. Бекетова, аспірант кафедри електроенергетики, електротехніки та електромеханіки м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0004-0515-9018>; e-mail: misha.vlasenko1998@gmail.com