

**МЕТОДИЧНІ ЗАСАДИ ВИЗНАЧЕННЯ БАЗОВИХ ПАРАМЕТРІВ ГІБРИДНОГО ПРИВОДУ АВТОМОБІЛЯ ВИСОКОЇ ПРОХІДНОСТІ**

**Любомир Крайник<sup>1</sup>, д. т. н., Андрій Кіхтан<sup>1</sup>, аспірант,  
Юрій Габрієль<sup>1</sup>, Анатолій Ужва<sup>2</sup>, к.т.н**

<sup>1</sup>Львівський національний університет природокористування  
вул. Володимира Великого, 1, м. Дубляни, Львівський р-н, Львівська обл., Україна  
l.kraynyk@gmail.com, kwest@ukr.net

<sup>2</sup>Харківський національний автомобільно-дорожній університет  
вул. Ярослава Мудрого, 25, м. Харків, 61002, Україна,  
uzhva\_av@ukr.net

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2023.27.027>

**Крайник Л., Кіхтан А., Габрієль Ю., Ужва А. Методичні засади визначення базових параметрів гібридного приводу автомобіля високої прохідності**

Гібридний привід знаходить зростаюче розповсюдження та вже присутній практично в більшості класів нової модельної генерації військової автотехніки (ВАТ) країн НАТО. Водночас як самі схеми приводу, так і базові параметри агрегатів приводу для умов бездоріжжя суттєво відрізняються від уже серійних гібридних приводів легкових автомобілів та повнопривідних кросоверів загального призначення і тих, що призначені для автоторіг з твердим покриттям. Проведений аналіз уже відомих конструкцій ВАТ з гібридним приводом дозволяє констатувати домінування інших, так званої послідовної (seriell) або змішаної (mish-hybrid) схем приводу, методика визначення необхідних базових параметрів основних агрегатів яких для умов бездоріжжя у загальнодоступних джерелах інформації фактично відсутня. Відповідно запропоновано визначення необхідних значень потужності тягового електродвигуна та системи «двигун внутрішнього згоряння – генератор», ємності батарей у функції запасу автономного ходу на електротязі та необхідного передатного діапазону трансмісії для руху бездоріжжям та автоторогами з твердим покриттям.

Передатні числа головної передачі та понижувальної передачі роздавальної коробки (повнопривідна схема), або коробки передач (при моноприводі задньомоторного компонування) формуються з умов забезпечення як реалізації максимальної потужності тягового електродвигуна на швидкості понад 120 км/год при русі на асфальтобетонній дорозі, так і на швидкостях 40-60 км/год типовим розмоклим бездоріжжям (обмеження з умов граничних віброколивних навантажень).

Опрацьовані схеми гібридного приводу автомобілів для бездоріжжя дозволяють також режим використання системи «двигун внутрішнього згоряння – генератор» як джерела автономного постачання електроенергії, що особливо актуально в польових умовах, з проблемністю доступу до стаціонарних електромереж. Змішана схема приводу дозволяє також забезпечити можливість руху автомобіля, щоправда обмежену, при виході з ладу двигуна внутрішнього згоряння або тягового електродвигуна, що важливо для ВАТ.

**Ключові слова:** автомобіль, бездоріжжя, гібридний привід, потужність, трансмісія, запас ходу, схеми приводу.

**Kraiyuk L., Kikhtan A., Habriiel Yu., Uzhva A. Methodology of determining the basic parameters of all-terrain hybrid vehicles**

The hybrid drive is becoming increasingly popular and is now being used in most of the new model generation of military vehicles (MV) in NATO countries. However, the drive schemes and basic parameters of the drive units for off-road conditions are significantly different from those used in serial hybrid drives for passenger cars and all-wheel drive general-purpose crossovers designed for paved roads.

The analysis of known MV constructions with hybrid drives confirms the dominance of the so-called serial or mix-hybrid drive schemes. There is a lack of methodology for determining the necessary basic parameters of the main units of such construction for off-road conditions in available sources of information. Therefore, it is proposed to determine the required power values of the traction electric motor and the "internal combustion engine-generator" system, the battery capacity for electric traction range, and the necessary transmission range for driving off-road and on paved roads.

The gear ratios of the main gear and the low gears of the transfer case (all-wheel drive scheme) or the gearbox (in the case of a single-drive rear engine layout) are formed to ensure the realization of the maximum power of the traction electric motor at a speed of more than 120 km/h when driving on an asphalt road and at speeds of 40-60 km/h on a typical wet all-terrain (restriction due to the conditions of extreme vibrational loads).

The studied schemes of hybrid drive off-road vehicles also allow using the "internal combustion engine-generator" system as a source of autonomous power supply, which is especially relevant in field conditions with problematic access to stationary power networks. The mixed drive scheme also provides the possibility of vehicle movement, albeit limited, in the situation of the failure of either the internal combustion engine or the traction electric motor, which is important for MV.

**Key words:** vehicle, all-terrain, hybrid drive, power, transmission, range, drive schemes.

**Постановка проблеми.** Автомобілі високої прохідності з гібридним приводом почали з 2021 року надходити на озброєння провідних армій НАТО зі суттєвим запізненням порівняно до вже звичних гібридних авто, і зокрема повнопривідних кросоверів загального призначення [1]. Цей тип автомобілів, насамперед у варіанті з можливістю заряджання батарей і від зовнішньої електромережі (plug-in), є актуальним і для аграрної та лісогосподарської сфер, насамперед з погляду економії моторного палива та, звісно, екології. Специфіка умов використання автомобілів на бездоріжжі зумовила й кардинальні зміни як щодо схем гібридного приводу, так і технічних параметрів і характеристик базових агрегатів – дизельного двигуна, генератора, тягового електродвигуна, передавальних чисел роздавальної коробки та головної передачі. Метою дослідження є формування методичних засад розрахунку – визначення вищезазначених технічних параметрів гібридного приводу автомобіля для бездоріжжя (з врахуванням і умов руху на автодорогах загального призначення та відповідних вимог).

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Тематика гібридного приводу в автомобілебудуванні відносно недавно, в останні два десятиліття, стала предметом активних досліджень і промислової реалізації. У фундаментальних монографіях з гібридного приводу в загальних рисах опрацьовано методичні засади визначення необхідних (для конкретного класу автомобіля) значень потужності двигунів, передавальних чисел трансмісії та ємності батарей щодо насамперед паралельної схеми (parallel) приводу, що практично домінує в легкових автомобілях та кросоверах загального призначення [2-6]. Однак констатувати наявність єдиної, загальноприйнятої методики розрахунку навіть щодо домінуючої, паралельної схеми приводу не можна. В Україні наукові дослідження гібридного приводу автомобілів, насамперед відомої харківської школи [3], зосереджені на експлуатаційних властивостях уже серійних імпортованих автомобілів. Власне виробництво автомобілів цього типу та відповідно і досліджень у сфері конструктивного синтезу та параметричної оптимізації гібридного приводу немає. У нечисленних зарубіжних власне тематичних дослідженнях та дисертаційних роботах фактично теж характерною є відсутність єдиної, загальноприйнятої методики визначення необхідних характеристик агрегатів. Зокрема, у дисертаційній роботі В. Czarnik [7] розглянуто різні схеми приводу з точки зору коефіцієнта корисної дії, однак без деталізації вибору характеристик базових агрегатів, хоча безперечно дослідження є цікавим для етапу формування самої структури –

схеми приводу. Питання вибору параметрів агрегатів приводу детально розглянуті в дисертаційній роботі А. Balasz [8]. Дослідження проведено стосовно легкового автомобіля зі звичною паралельною схемою гібридного приводу та послідовного підбору характеристик агрегатів під різні типові умови руху автомобіля (міські та рух автострадою). У дисертаційній роботі F. Weiss [9], виконаній у співпраці з Volkswagen, детально розглянуто питання власне формування структури самого приводу з умов мінімізації витрати пального (тобто і в аспекті к.к.д.) для типових умов руху в місті. У ролі останніх на базі імітаційного моделювання руху послідовно були використані типові їздові тести/цикли для автомобілів категорії M1 – так званий європейський NEFZ, світовий WLTC та американський FTP-72, а також запропонований під типові умови руху у ФРН [9]. По суті, близьким є й дослідження – формування оптимальних характеристик батареї та безступеневої трансмісії (варіаторної – CVT – Continuously Variable Transmission) для паралельної схеми гібридного приводу [10].

Питання оптимізації гібридного приводу паралельної схеми опрацьоване і в роботі S. Gollbuff [11], де як інструментарій для оцінки – вибору оптимальних значень потужностей двигунів та ємності батарей використано спеціально опрацьовану комп'ютерну програму – Powertrain Systems Analysis Toolkit (PSAT). Дослідження проведено, однак тільки щодо паралельної схеми приводу легкових автомобілів. Актуальною для послідовної схеми приводу є дослідження щодо вибору оптимальних значень передавальних чисел трансмісії при відомому тяговому електродвигуні під умови руху типовим їздовим європейським тестом/циклом NEFZ та мінімізації енергозатрат при фіксованій відповідно до циклу NEFZ (NEDC) динаміці руху [12]. У цьому дослідженні (зрештою, як і у вищезгаданих) оцінка ефективності вибору параметрів базових двигунів приводу базується на порівняльній оцінці результатів імітаційного моделювання руху у зазначених їздових циклах при покрокових змінах цих параметрів.

Фактично визначення цих параметрів базується на методі ітераційного, покрокового пошуку з прив'язкою до певних типових умов руху – їздових циклів/тестів.

У цьому плані заслуговують на увагу дослідження [13; 14], що безпосередньо присвячені розрахунку – вибору основних параметрів базових агрегатів приводу. Для паралельної схеми приводу використано різні алгоритми оптимізації з умови мінімізації витрати моторного пального, зокрема так званий Algorithmen Dividing Rectangles Complex (DIRECT) [14], а для оцінки ефективності отриманих результатів – уже відоме

програмне середовище імітаційного моделювання руху автомобіля ADVISOR (Advanced Vehicle Simulator). Для розрахунку витрати моторного пального використовується теж уже достатньо розповсюджена програма Powertrain Systems Analysis Toolkit (PSAT). Фактично ці ж програмні середовища використані і в праці J. Han [15], що присвячена визначенню оптимальної ємності паливних елементів (fuel cell), у випадку їхнього використання замість літій-іонних акумуляторів у гібридному приводі паралельної схеми для легкових автомобілів (аналогічно як і в дослідженні O. Hegazy та J. van Mierlo [16] та дисертаційній роботі L. Sarioglu [17]). Використання паливних елементів для ВАР з гібридним приводом в умовах бойових дій з обмеженими можливостями підзарядки від стаціонарної електромережі є актуальним, однак визначення необхідної ємності паливних елементів необхідно провести уже для іншої схеми приводу, характерної для цього класу машин. Фактично параметричної оптимізації гібридного приводу послідовної (seriell) схеми, що домінує у відповідних моделях ВАР, присвячена праця A. Hasanzaden [18], однак щодо міських автобусів з характерним циклічним рухом на автодорогах I категорії. В основу алгоритму параметричної оптимізації приводу покладено дещо інші алгоритми – так званий Genetic Algorithm, використання якого характерне і для дослідження J. P. Ribau [19], представленого на черговому світовому науковому конгресі з автомобілебудування FISITA у 2012 р. та теж присвяченого приводу за послідовною (seriell) схемою щодо міських автобусів, де вона набула розповсюдження. Параметрична оптимізація приводу послідовної схеми, нетипової щодо легкового автомобіля з прив'язкою до так званого світового реального їздового циклу є предметом дослідження R. Patil [20]. Водночас є конструкції автобусів та легких вантажівок категорій M2/N2 з паралельною схемою приводу, що є предметом дослідження C. Dessai та S. Williamson [21] з врахуванням відповідної специфіки умов роботи приводу. При цьому використано два критерії: цільові функції оптимізації – мінімізація витрати палива та емісії токсичних компонентів у відпрацьованих газах (з використанням вищезгаданої програми PSAT). Шляхом послідовного перебору різних значень 7 параметрів приводу (так званого повного гібрида – Vollhybrid, без використання схеми заряджання батарей від зовнішньої електромережі – plug-in) визначена краща комбінація значень базових параметрів приводу. Схема повного гібрида паралельної схеми є предметом дослідження D. Buerchel та ін. [22] з умов визначення найкращого

поєднання значень потужностей двигуна внутрішнього згоряння та електричного двигуна/генератора та ємності батареї з умови збереження заряду батареї після проїзду легковим автомобілем нового європейського їздового циклу NEFZ/NEDC.

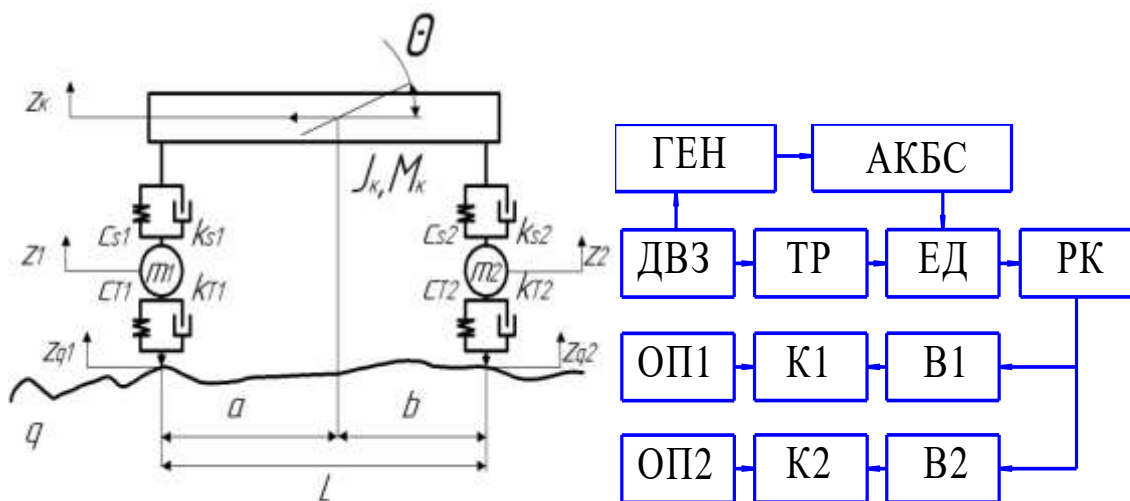
Двокритеріальний підхід щодо оптимізації параметрів приводу є характерним і для дисертаційної роботи S. Moses [23], виконаної у технічному університеті Берліна, та публікації M. Jain [24] щодо автобуса з використанням паливних елементів. При цьому у роботі [23] щодо визначення параметрів агрегатів, що забезпечують рух легкового автомобіля на ефектотязі (без використання двигуна внутрішнього згоряння, що є актуальним і в нашому випадку) у ролі критеріїв оптимізації використано значення запасу автономного ходу на батареї та вартість батарей. У роботі [24] – енергозатратність руху та вартість паливних елементів. Двокритеріальний підхід до визначення параметрів приводу характерний і для дисертаційної роботи B. S.-M. Fan [25] та публікації M. Hammadi [26].

Окремо слід виділити дослідження, що пов'язані з реальними конструкціями автомобілів категорії M1 концерну Volkswagen – VAG [27; 29], де детально опрацьовано формування необхідних потужностей бензинового двигуна (щоправда, стосовно паралельної схеми приводу) та тягових електромоторів з прив'язкою до типових умов руху – тут до їздового циклу NEFZ/NEDC, що є логічним з точки зору використання цього циклу/тесту у нормативній базі – Правилах ЄЕК ООН при проведенні сертифікації – оцінки експлуатаційних властивостей автомобілів загального призначення.

**Постановка завдання.** Проведений огляд та аналіз доступних у відкритих джерелах досліджень у сфері параметричної оптимізації гібридного приводу автомобілів засвідчив фактичну відсутність єдиної загальноприйнятої методики визначення параметрів базових вузлів приводу. Відомі дослідження базуються на засадах варіативного підбору параметрів з оцінкою ефективності на базі результатів імітаційного моделювання руху у типових умовах, здебільшого типових їздових циклів для легкових автомобілів. Інформація щодо вибору для повнопривідних автомобілів для бездоріжжя, зі зрозумілих причин специфіки основної сфери використання такої техніки, фактично відсутня. Таким чином, метою дослідження є формування, на основі проведеного огляду, методичних основ визначення необхідних параметрів/характеристик основних вузлів гібридного приводу нестандартної схеми [1] повнопривідного автомобіля високої прохідності.

**Виклад основного матеріалу.** З вище викладеного випливає однозначна нереальність використання класичних методів теорії автомобіля щодо визначення необхідної потужності двигуна та параметрів трансмісії з умов динаміки та енергетики руху та реальне застосування двоетапної процедури варіативного підбору параметрів базових агрегатів гібридного приводу з оцінкою ефективності в типових умовах руху та послідовним уточненням – оптимізацією параметрів з умов обраних критеріїв (енергозатратності руху/ лінійної витрати моторного палива – електроенергії, чи ще, додатково, емісії токсичних компонентів чи вартості основних елементів приводу, насамперед батарей). У даному випадку додатково накладаються різноманітність умов руху бездоріжжям, насамперед опорними поверхнями (ОП), що деформуються, з необхідністю використання додатково відповідних емпіричних залежностей щодо взаємодії шин з ОП та динаміки руху складним рельєфом [29]. У цьому плані окремо слід виділити додатково й певні специфічні вимоги щодо переборення /переїзду автомобілями цієї сфери використання певних макропрофільних перешкод – підйомів, ескарпів, канав тощо, що формує значення понижувальної передачі роздавальної коробки трансмісії [30]. З аналізу доступної бази

патентів США та ЄС щодо власне схем і структур гібридного приводу повнопривідних автомобілів для бездоріжжя, як от наприклад [31], випливає, що паралельна схема приводу, що домінує в серійних автомобілях [2–6], не є розповсюдженою і використовується тільки у малотоннажних моделях з включенням другої ведучої осі за схемою так званого «електронного кардана» з окремим тяговим електродвигуном приводу цієї осі. Більш розповсюдженою є послідовна (seriell) схема, зрідка з можливістю переходу у важких умовах руху на змішану (mish-hybrid) [1]. Комп'ютерне моделювання руху з гібридним приводом послідовної схеми (на прикладі автобуса) опрацьовано в роботі [32], однак для умов бездоріжжя суттєво ускладнюється не тільки через введення опису деформації ОП, роздільно для передньої та задньої осей, а й щодо введення пружно-демпфуючих характеристик підвісок кожної з осей та врахування – розрахунку принаймні поздовжніх кренів та динаміки перерозподілу навантажень на осі. Відповідно, у розвиток раніше опрацьованої еквівалентної моделі руху автомобіля з класичним приводом від двигуна внутрішнього згоряння для програмного середовища MATLAB Simulink [33; 34] динаміка та енергетика (у кВт/100км та л/100км) руху описується системою рівнянь (рис. 1):



**Рис. 1.** Еквівалентна динамічна схема автомобіля схеми 4x4 на бездоріжжі (а) та структура гібридного повного приводу послідовної-змішаної схеми (б), де ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння, ЕД – тяговий електродвигун, ТР – вузол узгодження кінематики ДВЗ та ЕД при змішаній схемі приводу, ГЕН – електрогенератор, АКБС – батарея акумуляторів з системами інвертора та контролю, РК – роздавальна коробка, В1, В2 – передня та задня ведучі осі, К1, К2 – відповідно колеса/шини, ОП1, ОП2 – фізико-механічні характеристик ОП під передньою та задньою осями

**Fig. 1.** Equivalent dynamic diagram of the off-road 4x4 car scheme (a) and hybrid all-terrain drive structure of the mixed scheme (b), where ICE – internal combustion engine, TM – traction motor, TP – unit of kinematic coordination of ICE and TM under mixed drive, GEN – electric generator, BIMS - battery with inverter and monitoring systems, TC – transfer case, B1, B2 – front and rear drive axles, K1, K2 – wheels respectively, SS1, SS2 – physical and mechanical characteristic of SS (support surface) under the front and rear axles

$$M_t u_p u_o \eta_t r_k^{-1} - k F V^2 - (f_1 \pm \sin \alpha_1) G_1 - (f_2 \pm \sin \alpha_2) G_2 = M_a \delta dV/dt$$

$$M_k \ddot{z} - k_{s1}(\dot{z}_k - \dot{z}_1 - a\dot{\theta}) - c_{s1}(z_k - z_1 - a\theta) - k_{s2}(\dot{z}_k - \dot{z}_2 + b\dot{\theta}) - c_{s2}(z_k - z_2 + b\theta) = 0$$

$$J_k \ddot{\theta} - a[k_{s1}(\dot{z}_k - \dot{z}_1 - a\dot{\theta}) - c_{s1}(z_k - z_1 - a\theta) + b[k_{s2}(\dot{z}_k - \dot{z}_2 + b\dot{\theta}) + c_{s2}(z_k - z_2 + b\theta)] = 0$$

$$M_1 \ddot{z}_1 + k_{s1}(\dot{z}_k - \dot{z}_1 - a\dot{\theta}) + c_{s1}(z_k - z_1 - a\theta) - k_{t1}(\dot{z}_1 - \dot{z}_{q1}) - c_{t1}(z_1 - z_{q1}) = 0$$

$$M_2 \ddot{z}_2 + k_{s2}(\dot{z}_k - \dot{z}_2 + b\dot{\theta}) + c_{s2}(z_k - z_2 + b\theta) - k_{t2}(\dot{z}_2 - \dot{z}_{q2}) - c_{t2}(z_2 - z_{q2}) = 0$$

де для послідовної схеми:  $M_t = M_{ed}$ , змішаної –  $M_t = M_{ed} + M_d$ ,

де  $z_k, z_1, z_2, z_{q1}, z_{q2}$  – відповідно вертикальні переміщення підресорених мас (кузова), передніх та задніх непідресорених мас (осей), висот мікропрофілю опорної поверхні під передньою та задньою осями,

$M_k, M_1, M_2$  – підресорені маси автомобіля та непідресорені маси передньої та задньої осей;

$c_{s1}, c_{s2}, k_{s1}, k_{s2}$  – відповідно пружні та демпфуючі характеристики передньої (1) та задньої (2) підвісок;

$c_{t1}, c_{t2}, k_{t1}, k_{t2}$  – пружні та демпфуючі характеристики шин на передній та задній осях;

$\theta$  – кут поздовжнього крену кузова;

$M_t$  – крутний момент двигуна приводу ведучих коліс, де  $M_{ed}$  – тягового електродвигуна,  $M_d$  – двигуна внутрішнього згорання,  $K$  – коефіцієнт трансформації моменту у трансмісійному вузлі з'єднання ДВЗ з ЕД (рис. 1,б);

$u_p, u_o$  – передавальні числа роздавальної коробки та головної передачі;

$\eta_t$  – к.к.д. трансмісії;  $r_k$  – радіус кочення колеса;

$kF$  – коефіцієнт аеродинамічності та площа поперечного перерізу кузова автомобіля;

$f_1, f_2$  – коефіцієнти сумарного опору рухові коліс (коченню та деформації ґрунту) кожної з осей;

$\alpha_1, \alpha_2$  – кут поздовжнього нахилу опорної поверхні/бездоріжжя;

$M_a$  – маса автомобіля;  $\delta$  – коефіцієнт інерції обертових мас.

Слід зазначити, що математична модель опису руху тут двовісного автомобіля без доріжжям суттєво відрізняється від звичної для автодоріг з твердим покриттям одномасової еквівалентної моделі у зв'язку з: для зволжених ґрунтових та сухих піщаних поверхонь значення коефіцієнтів зчеплення шин з ОП та сумарного опору рухові зближені між собою і часто власне домінують для формування динаміки руху є обмеження сили зчеплення шин з ОП з необхідністю розрахунку та контролю співвідношення з потенційно тяговим зусиллям на кожному з кроків числового інтегрування рівняння (1); макро- і мікропрофіль ОП під передньою та задньою осями звично відчутно відрізняється і далекий від горизонтальної рівної поверхні автодоріг та зумовлює суттєві коливання кузова, насамперед у вертикальній площині, та поздовжні крени, що, своєю чергою, змінюють динаміку перерозподілу навантажень на осі та взаємодію шин з ОП; умови взаємодії шин передньої та задньої осей з ОП, що деформується, суттєво відрізняються як за різного опору деформації ОП

– формування колії (насамперед при прямолінійному русі), так і вищезазначених коливань значень навантажень на осі.

Паралельне числове інтегрування системи рівнянь (2)-(5) дозволяє не тільки отримати динаміку змін статичних навантажень на осі  $G_1$  і  $G_2$ , а й через фільтр зіставлення з відповідними граничними значеннями сил зчеплення шин з ОП та роботи/блокування міжосьового диференціала, коригувати максимальне значення сили тяги. Останнє може бути і нижчим відповідного значення крутного моменту зовнішньої характеристики двигуна для взаємопов'язаних частот обертання вала двигуна – швидкості руху. Аналітичний опис взаємодії коліс з ОП/бездоріжжям базується на загальноприйнятих (окрім СРСР/РФ) у террамеханіці емпіричних залежностях, що забезпечують достатню збіжність результатів моделювання і експерименту [29; 34].

Окрім динаміки руху визначальним для параметричної оптимізації агрегатів гібридного

приводу є енергозатратність руху, що, своєю чергою, власне і формує значення необхідної ємності батарей як з умов забезпечення так званого нульового енергобалансу в типових умовах руху, так і визначального для військових гібридних автомобілів запасу автономного ходу на електротязі (з умов локалізації руху тепловізорами противника). Це, своєю чергою, є базовим для визначення необхідних характеристик системи «двигун внутрішнього згоряння – генератор» (зокрема з умов роботи двигуна в зоні мінімальних питомих витрат палива та часткового завантаження – забезпечення необхідного експлуатаційного ресурсу).

Враховуючи розмаїття умов руху бездоріжжям, слід констатувати доцільність використання в цьому разі режиму руху зі швидкістю 40-45 км/год розмоклим, фактично у зоні переходу до пластичного стану ґрунтовим бездоріжжям зі значенням комплексного показника фізико-механічних характеристик ОП – конусного індекса СІ 380-420 кПа та менш характерної для України сухої піщаної поверхні з значеннями СІ в діапазоні 1-20 кПа [36; 37]. Сумарне передавальне число трансмісії (добуток відповідних чисел

понижувальної передачі роздавальної коробки та головної передачі) задається кінематикою виходу на частоту обертання вала тягового електродвигуна – виходу на максимальну потужність та початку зниження максимального крутного моменту [1].

Отримане значення необхідної потужності необхідно перевірити на умови забезпечення регламентованих в арміях НАТО максимальної швидкості 110-120 км/год на асфальтобетоні та крутість підйому. Фактично ці два етапи розрахунку – імітаційного моделювання в програмному середовищі MATLAB Simulink [34] дозволяють уточнити й розмежувати передавальні числа головної передачі та понижувальної в роздавальній коробці (рис. 2). Це дозволяє перейти до розрахунку необхідних потужностей генератора та двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) приводу, необхідними передумовами чого є оцінка – розрахунок енергозатратності руху для вищезгаданих умов (кВт/100км) та відповідної необхідної ємності батарей для забезпечення заданого автономного запасу ходу на електротязі (при непрацюючому ДВЗ), див. рис. 2.



**Рис. 2.** Структура алгоритму розрахунку необхідних характеристик базових агрегатів гібридного приводу послідовної схеми автомобіля для бездоріжжя

**Fig. 2.** Structure of the algorithm for analyzing the necessary characteristics for the basic units of hybrid drive serial scheme of all-terrain car

Отримані попередні результати, що вимагають ще оцінки адекватності моделі результатам експериментальних досліджень, засвідчили, що для легкого автомобіля для бездоріжжя повною масою 1400 кг (типу тактичне багі КВ 02 «Мамай» [1]) достатньо потужності тягового електродвигуна 50 кВт (65 кВт при використанні причепа категорії О1) при передавальних числах головної передачі в діапазоні 3,9-4,1 та пони-

жувальної передачі роздавальної коробки в діапазоні 2,5-2,7 (колеса 225/80R15). Необхідна ємність батарей для 20 км запасу ходу типовим бездоріжжям становить 7-8 кВт.год, потужність електрогенератора (з умов дотримання балансу акумуляторів) – близько 30 кВт, відповідно з умови роботи ДВЗ у зоні мінімальних питомих витрат палива, двигун робочим об'ємом 0,9-1,2 л.

Змішана, послідовно-паралельна схема приводу (mish-hybrid) потребує відповідних змін вищевикладеної методики і є предметом подальших досліджень.

**Висновки.** Очевидна необхідність розробки, промислового виробництва та поставок в умовах війни ЗС України автотехніки з гібридним приводом для бездоріжжя, що дозволяє на порядок збільшити дистанцію локації руху тепловізорами ворожої бронетехніки, потреба в яких підтверджується як вітчизняними публікаціями [39; 40], так і вже прийняттям на озброєння машин цього типу в арміях НАТО [41] зумовила опрацювання відповідних методик теорії і конструктивного синтезу машин цього типу. Зрозуміло, що вимоги екології в цій сфері, на відміну від автомобілів загального призначення, не є першочерговим пріоритетом. Однак, окрім військової, автомобілі з гібридним приводом для бездоріжжя є актуальними і для аграрної та лісогосподарських сфер, ремонтних бригад у польових умовах – як з погляду економії моторних палив, так і як мобільне джерело електроенергії для живлення відповідного обладнання.

Вищевикладені методичні основи дозволяють здійснити при відомих значеннях повної маси автомобіля поетапний розрахунок необхідних значень потужності тягового електродвигуна та передавальних чисел двоступеневої роздавальної коробки та головної передачі з умов забезпечення заданих необхідних максимальних швидкостей руху як на асфальтобетонних дорогах, так і незначно зволоженого бездоріжжя. Окрім того, залежно від заданого значення запасу автономного ходу тільки на електротязі – необхідну ємність батарей та потужність системи «двигун внутрішнього згоряння – генератор» (для схеми послідовного гібридного приводу).

З врахуванням актуальних потреб у військовій автотехніці на базі наведеної методики визначені необхідні параметри та характеристики гібридного приводу легкого ударного автомобіля переднього краю – багті ТУР КВ 02Н [1]. Звичайно, для автомобілів інших вагових категорій та сфер використання (аграрна чи лісогосподарська) необхідні відповідні уточнення, зрештою як і для змішаної схеми приводу.

#### Бібліографічний список

1. Концептуальні основи формування гібридного приводу автомобіля високої прохідності / Л. Крайник, А. Кіхтан, В. Кохан, М. Волошук. *Військово-технічний збірник НАСВ ім. гетьмана П. Сагайдачного*. 2022. № 27. С. 10-18.
2. Hofmann P. *Hybridfahrzeuge*. Wien und New York: Springer Verlag, 2010. 348 s.
3. Гібридні автомобілі / О. В. Бажинов, О. П. Смирнов, С. А. Серіков, А. В. Гнатів, В. А. Колесніков, під ред. О. В. Бажинова. Харків: ХНАДУ, 2008. 327 с.

4. Reif K. *Konventionrller Antriebsstrang und Hybridantriebe: mit Brennstoffzellen und alternativen Kraftstoffen* /Vieweg+Teubner Verlag, 2010.
5. Reif K., Noreikat K. E. *Kraffahrzeug-Hybridantriebe: Grundlage, Komponenten Systeme, Anwendungen*. /ATZ/MTZ-Fachbuch. Vieweg Verlag, 2012. 438 s.
6. Chris Mr., Abul Masrur, David W. Goo. *Hybridfahrzeuge.Grundlagen und Anwendungen mit Perspektiven fuer die Praxis* /Wiley-VCH Verlag. Weinheim, 2014. 512 s.
7. Czapnik B. *Methodik zur Synthese, Analyse und Bewertung von Antriebskonzepten: Dissertation*, TU Braunschweig, Shaker Verlag, 2013. 192 s.
8. Balazs A. *Optimierte Auslegung von ottomotorischen Hybridantriebsstraengen. unter realen Fahrbedingungen: Dissert. Dr-Ing., RWTH Aachen*, 2015. 176 s.
9. Weiss F. *Optimale Konzeptauslegung elektrifizierter Fahrzeugantriebsstraenge: Dissertation*. TU Chemnitz, AutoUni-Schriftenreihe, Bd.122, Springer Verlag, 2017. 192 s.
10. Zoelch U. *Ein Beitrag zu optimaler Auslegung und Betrieb von Hybridfahrzeugen. Berichte aus der Fahrzeugtechnik*. Shaker Verlag, 1998.
11. Gollbuff S. *Design Optimization of a Plug-in Hybrid Electric Vehicle. SAE Technical Paper Series SAE International*. 2007.
12. Sensitivity Study on the Design Methodology of an Electric Vehicle / F. Le Berr et al. *SAE Technical Paper Series*. 2012.
13. GaoW., Mi C. *Hybrid Vehicle Design using global optimisation Algorithms. Int. Journal of Eletric and HybridVehicles*. 2007. No. 190. P. 57-70.
14. *Optimal Design of automotive hybrid powertrain systems* / R. Fellini et al. *EcoDesign 99: First international Symposium. Enviromentally Conscious Design and Inverse Manufacturing*, 1999. P. 400-405.
15. *Optimal design of hybrid fuell cell vehicles* / J. Han et al. *Proceedings of the 4<sup>th</sup> International Conference on Fuell Cell Science. Engineering and Technology*. 2006. P. 273-282.
16. Hegazy O., van Mierlo J. *Particle Swarm Optimization for optimal powertrain component sizing and design of fuel cell hybrid electric vehicle. 12<sup>th</sup> International Conference on : Optimatation of Electrical and Electronic Equipment (OPTIM)*. 2010. P. 601-609.
17. Sarioglu L. *Conceptual Design of Fuel-cell Vehicle Powertrains: Dissertation*. TU Braunschweig, 2013. 192 s.
18. *Optimum Design of Series Hybrid Electric Buses by Genetic Algorithm* / A. Hasanzadeh et al.. *Proceedings of the IEEE International Symposium on; Industrial Electronics*. 2005. Bd. 4. P. 1465-1470.
19. *Plug-in hybrid vehicle powertrain design optimization: energy consumption and cost* / J. P. Ribau et al. *FISITA World Auomotive Congress. FISITA-Paper*, 2012.
20. *Design Optimization of a Series Plug-in hybrid Electric Vehicle for Real-world driving conditions* / R. Patil et al. *SAE International Journ Engines*. 2010. No. 3.1. P. 655-665.
21. Desai C., Williamson S. S. *Particle swarm optimization for efficient selection of hybrid electric vehicle design parameters. IEEE: Energy Conversion Congress and Exposition (ECCE)*. 2010. P. 1623-1628.

22. Verification of the optimum hybridization factor as design parameter of hybrid electric vehicles / D. Buecherl et al. *IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference*. 2009. VPPC09. P. 847-852.
23. Moses S. Optimierungstrategien fuer die Auslegung und Bewertung energieoptimalen Fahrzeugkonzepte: Dissertaion. Dr.-Ing., TU Berlin, 2014.
24. Genetic algorithm based optimal powertrain component sizing and control strategy design for a cell hybrid electric bus / M. Jain et al. *Vehicle Power and Propulsion Conference*. 2009. vPP09, IEEE 2009. P. 980-985.
25. Fan B. S.-M. Multidisciplinary Optimization of Hybrid Electric Vehicles: Component Sizing and Power Management Logic: Dissertation. University of Waterloo, Canada, 2011. 172 p.
26. Multidisciplinary approach for modeling and optimization of Road Electric Vehicles in conceptual design level / M. Hammadi et al. *Electrical Systems for Aircraft, Railway and Ship Propulsion (ESARS)*. 2012. P. 1-6.
27. Pischinger S., Seibel J. Optimierte Auslegung von Ottomotoren in Hybrid-Antriebssträngen. *ATZ – Automobiltechnische Zeitschrift*. 2007. H.7. S. 36-41.
28. Eghtessad M. Optimale Antriebsstrangkonfigurationen fuer Elektrofahrzeuge: Dissertation. Dr.-Ing., TU Braunschweig, Shaker Verlag, 2014. 184 s.
29. Wong Y. J. Theory of ground vehicle. London; New-York: Mc-Graw Hill Book Co., 1993. 423 p.
30. Крайник Л., Сенишак М. Особливості вибору передатних чисел роздавальної коробки трансмісії автомобіля високої прохідності. *Проблеми з транспортними потоками і напрями їх розв'язання: тези доп. 25-26 березня 2021 року*. Львів: Вид-во НУ «ЛП», 2021. С. 105-106.
31. Patent US No 20170355259A1 Hybrid Utility Vehicles, Jun.5, 2017. 37 p.
32. Крайник Ю. Л., Гула О. І. Моделювання динаміки та енергетики циклічного руху міського автобуса з різними типами приводу. *Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. Вісник НУ „Львівська політехніка”*. Львів, 2015. С. 177-180.
33. Грубель М. Г., Крайник Л. В., Хома В. В. Імітаційне моделювання руху колісної військової автомобільної техніки бездоріжжям та оцінка його адекватності. *Автошляховик України*. 2020. № 2. С. 21-28.
34. Грубель М. Г., Крайник Л. В. Прохідність військових автомобілів. Київ: ВД „Професіонал”, 2023. 182 с.
35. Velordocchia M., Rondinelli E. Design and Development of Motors Hybrid Vehicle for Military Applications. *SAE Technical Paper*. 2010. 01-0659, 2000. 20 p. URL: [www.sae.org> publications>technical papers>2010-01-01659](http://www.sae.org/publications/technicalpapers/2010-01-01659) (Last accessed: 22.04.2023).
36. Development of Design Tool for Hybrid Power Systems of Hybrid Electric Military Combat Vehicles / Dong Wang Choi et al. URL: [https://www.iri.upc.edu>VPPC\\_10>uploads>PDF>paper>95-69868.html](https://www.iri.upc.edu/VPPC_10/uploads/PDF/paper>95-69868.html) (Last accessed: 14.04.2023).
37. Combined Battery Design Optimization and Energy Management of Series Hybrid Military Truck / Lifan Liu et al. URL: [https://pangea.stanford.edu/ERE/pdf/jnjri\\_PDF/Journals/32.pdf](https://pangea.stanford.edu/ERE/pdf/jnjri_PDF/Journals/32.pdf) (Last accessed: 10.04.2023).
38. Mayer M. Analyse gesamtsystematischer Zusammenhaenge von hybriden Antriebsstrangkonzepten bezueglich kundenrelevanten Anforderungen: Dissertation. Dr.-Ing., TU Siegen, 2020. 212 s.
39. Кондратенко О. П., Дубина О. М. Оцінювання енергетичних параметрів силової установки транспортного засобу з гібридною трансмісією на різних швидкісних режимах роботи. *Озброєння і військова техніка, спеціальні засоби*: зб. наук. праць Академії внутрішніх справ МВСУ. Харків, 2009. Вип. 2 (14). С. 4-9.
40. Удосконалення електричної складової електробагі подвійного застосування / О. Литвин, В. Скляр, В. Сікалок, Д. Сахно. *Технічні науки та технології*: зб. наук. праць ЧДДТУ. 2019. № 4 (19). С.155-161.
41. Mittal V., Novoselich B., Rodriguez A. Hybridization of US Army Combat Vehicles. *SAE Technical Paper* 2022-01-0371. doi: 10.4271/2022-01-0371.

Стаття надійшла 12.05.2023.