

УДК 621.833.67

**Р. О. КАЙДАЛОВ****ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ І ДИНАМІКИ ГІБРИДНОГО ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНОГО ПРИВОДУ ВЕДУЧОГО КОЛЕСА АВТОМОБІЛЯ**

Проаналізовано структурні схеми побудови гібридних силових установок. Визначено найбільш перспективну схему побудови гібридних силових установок з урахуванням особливостей використання військової колісної техніки. Розглянуто схему гібридного електромеханічного приводу ведучого колеса автомобіля як з асиметричним встановленням електродвигуна так і з його співвісним розташуванням відносно входного валу планетарної передачі. Визначено співвідношення між потужністю від електричного та теплового двигуна для реалізації прискореного режиму руху.

**Ключові слова:** гібридна силова установка, гібридний автомобіль, електромеханічний привід ведучого колеса, планетарний механізм.

Проанализированы структурные схемы построения гибридных силовых установок. Определена наиболее перспективная схема построения гибридных силовых установок с учетом особенностей использования военной колесной техники. Рассмотрены схемы гибридного электромеханического привода ведущего колеса автомобиля как с асимметрично установленным электродвигателем так и с его соосным расположением относительно входного вала планетарной передачи. Определено соотношение между мощностью от электрического и теплового двигателя для реализации ускоренного режима движения.

**Ключевые слова:** гибридная силовая установка, гибридный автомобиль, электромеханический привод ведущего колеса, планетарный механизм.

The article analyzes the conceptual approaches and schematics to build a hybrid car. An advantages and disadvantages of four basic principles of building a hybrid powerplant. It is shown that the vehicle of any type of hybrid technology is more efficient, economical and environmental energy than a similar vehicle with a traditional power plant. The possibility of using a hybrid propulsion for military wheeled vehicles and selected the most promising scheme of hybrid technology. An electromechanical hybrid circuit driving wheel drive vehicle as an asymmetrical installation of the electric motor and coaxial with its location relative to the input shaft of the planetary gear. The correlation between the capacity of electric and heat engine to implement accelerated motion mode.

**Keywords:** hybrid, hybrid vehicle, the driving wheel electromechanical drive, planetary gear.

**Вступ.** Аналіз ринку автомобілів демонструє зростання продажів нових зразків, а особливо економічних та екологічно чистих автотранспортних засобів, до яких відносяться гібридні автомобілі. Проведені маркетингові дослідження свідчать про підвищений попит, особливо в останні роки, саме на гібридні або синергетичні автомобілі. Прогнозований річний обсяг продажів цих машин в Україні щорічно буде зростати на 30–50 % та до 2018 року вийде на запланований обсяг у 50000 одиниць [1].

Попередниками гібридного приводу ведучих коліс були багатопоточні трансмісії, які використовували диференціальні механізми для розподілу і сумування потоків потужності.

В гібридних автомобілях для більш економічної витрати палива та підвищення екологічної чистоти використовуються спеціальні високовольтні акумуляторні батареї та тягові електричні двигуни (ЕД), які повністю замінюють, або частково допомагають двигунам внутрішнього згорання (ДВЗ) при різних режимах роботи автомобіля. Під час гальмування та русі за інерцією відбувається зворотній процес: електричні машини працюють у режимі генератора та заряджають акумуляторну батарею через спеціальний пристрій – перетворювач напруги (інвертор). Крім того, замість стандартного генератора встановлюють високовольтний стартер-генератор, який під час роботи ДВЗ заряджає акумуляторну батарею через перетворювач напруги, а при необхідності проводить автоматичний пуск ДВЗ [2].

На даний час існує декілька концептуальних підходів та схемних рішень до побудови гібридного автомобіля. Конструктивно гібридні силові установки поділяють на чотири структурні схеми, що відрізняються як схемними рішеннями, так і потужністю використаних ЕД [2, 3].

Перша схема побудови гібридних силових установок (рис. 1) заснована на використанні оберненої електри-

чної машини (стартер-генератора) малої потужності (2–4 кВт). До автомобілів побудованих за цією схемою слід віднести: Toyota Crown, Ford Fiesta. Ці автомобілі мають систему "Stop-Start", яка автоматично відключає ДВЗ при зупинці, а при гальмуванні або при русі за інерцією здійснюється заряд акумуляторної батареї при відключеному ДВЗ, економія палива складає не більше 10 % від аналогічних машин з ДВЗ [2–4]. На схемах (рис. 1–4) потоки механічної енергії позначені подвійною стрілкою, а потоки електричної енергії – одинарною.

Силовая установка за другою структурною схемою гібридизації (рис. 2) використовує тяговий ЕД потужністю до 25 кВт, який генерує механічну енергію паралельно з ДВЗ таким чином, що еквівалентна потужність формується з потужності ДВЗ та електродвигуна [2–4].

Ця схема найбільш ефективна на старті та при інтенсивному розгоні транспортного засобу, коли крутний момент електродвигуна максимальний. За таким принципом побудовано автомобіль Honda Civic з електричним двигуном потужністю до 15 кВт, що дозволяє економити до 25 % палива та до 80 % зменшувати викиди шкідливих речовин у порівнянні з аналогами [2–4].

Третій принцип побудови гібридних автомобілів (рис. 3) засновано на використанні електричних двигунів з потужністю від 30 кВт. Це дозволяє транспортним засобам рухатись у різних режимах руху: при використанні енергії тільки від ДВЗ; на електротязі; або комбінованому режимі коли сумісно використовується енергії ДВЗ і ЕД, що підвищує не тільки динамічні властивості автомобілів а й їх надійність [2–4].

При цьому перерозподіл механічної енергії до ведучих коліс автомобіля виконується або механічно за допомогою планетарного механізму, або електричним шляхом. Для погодження роботи на усіх режимах використовується перетворювач напруги і керуючий комп'ютер. Автомобіль Toyota Prius II, що побудований за цим принципом, до 90 % менше забруднює зов-

© Р. О. Кайдалов, 2016

нішне середовище та має значну економію палива у порівнянні з аналогічними автомобілями з ДВЗ [2–4]. Наявність переваг транспортних засобів, що побудовані

за цією схемою, дозволила використання Toyota Prius II у якості патрульного автомобіля для Національної поліції України.

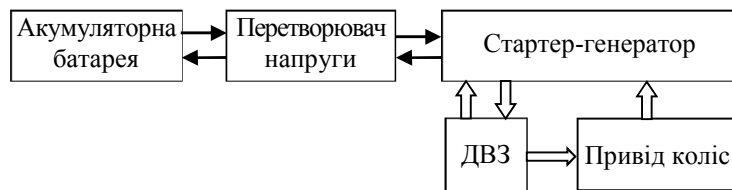


Рис. 1 – Структурна схема гібридної силової установки зі стартер-генератором потужністю від 2 до 4 кВт



Рис. 2 – Структурна схема гібридної установки з електричною машиною потужністю до 25 кВт

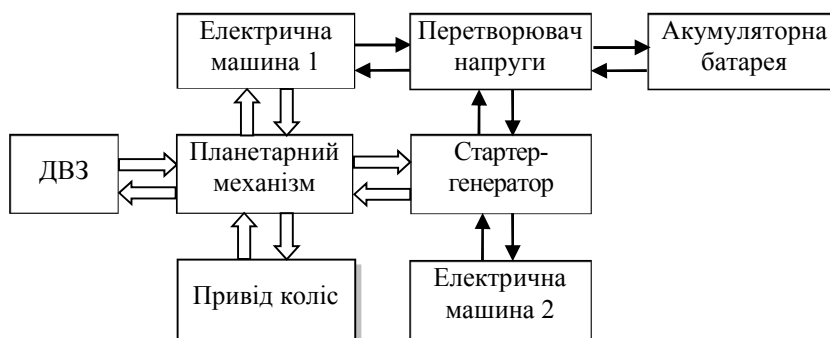


Рис. 3 – Структурна схема гібридної силової установки з двома тяговими електричними машинами

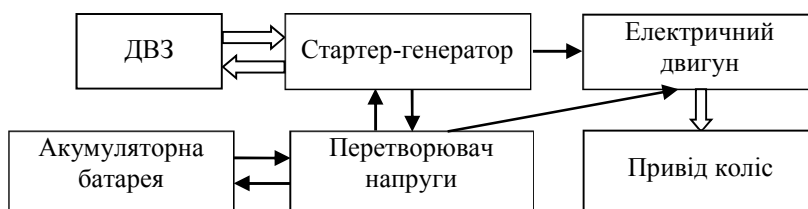


Рис. 4 – Структурна схема гібридної установки без кінематичного зв'язку ДВЗ з ведучими колесами

До четвертого принципу побудови гібридної силової установки відносяться схемні рішення, в яких відсутній кінематичний зв'язок ДВЗ з ведучими колесами. За цією схемою побудови гібридної установки (рис. 4) механічна енергія з ДВЗ через генератор перетворюється в електричну, що подається у тяговий електромеханічний привід коліс та витрачається для заряду акумуляторної батареї [2–4].

За цією схемою побудовано кар'єрні великовантажні автомобілі-самоскиди, наприклад БелАЗ, в яких потужний дизель-генератор постачає електричну енергію у мотор-колеса. До переваг цієї схеми побудови гібридної установки слід віднести: відсутність механічної трансмісії; зниження питомої витрати палива та токсичності відпрацьованих газів за рахунок стабілізації режимів роботи ДВЗ за потужністю та частотою обертання; можливість електронного керування кожного колеса. Негативними якостями цієї електротрансмісії є:

зменшення ККД за рахунок подвійного перетворення енергії (механічна енергія ДВЗ – електрична енергія генератора – механічна енергія електричного двигуна); збільшення не підресованої маси автомобіля за рахунок вбудованих у колеса ЕД, що призводить до погіршення показників керування [2–4].

Таким чином, аналіз структурних принципів побудови гібридних силових установок автомобілів дозволяє стверджувати, що:

- автомобіль з будь-яким типом гібридної технології є більш ефективним, енергетично економічним та екологічним, ніж аналогічний транспортний засіб з традиційною силовою установкою;

- недоліком першого принципу гібридизації є те, що ЕД малої потужності 2–4 кВт не використовують для додаткової тяги у комбінованому режимі з ДВЗ, що зменшує надійність цієї силової установки;

- недоліком конструкції другого принципу побудови гібридної силової установки є те, що електричні двигуни великої потужності (до 25 кВт) не використовуються для автономного приводу автомобіля, що покращило б економічні та екологічні показники, особливо в міських умовах руху;

- третій принцип побудови гібридних автомобілів, можна вважати одним із найбільш перспективних, тому що він має найвищі показники енергетичної економічності та екологічності, а при цьому потужність та динаміка розгону кращі ніж у аналогічних автомобілів з традиційною силовою установкою;

- четвертий принцип побудови є також перспективним, як з точки зору електронного керування та розподілу енергетичних потоків, так і у разі економічних та екологічних характеристик [2, 3].

Специфіка використання військової колісної техніки, полягає у русі: в різних дорожніх умовах (бездоріжжя, дороги з різним дорожнім покриттям), що вимагає підвищення запасу тягової сили; у складі автомобільних колон на значні відстані з максимально можливою середньою швидкістю руху, що вимагає підвищення показників динамічності та маневреності; в умовах отримання бойових пошкоджень, що вимагає підвищення надійності силової установки.

З урахуванням цих особливостей військової колісної техніки найбільш перспективною є використання схеми гібридної силової установки за третім принципом побудови. Тому проблема дослідження кінематики та динаміки гібридного електромеханічного приводу ведучого колеса з планетарним механізмом є актуальною.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** На даний час питанням дослідження кінематики та динаміки механічного приводу ведучого колеса автомобілів з ДВЗ присвячено багато робіт, але вони не враховують особливості електромеханічного приводу гібридних енергетичних установок. Проблемами теорії та практики гібридних автомобілів займаються такі вчені як Бажинов О. В., Двадненко В. Я., Серіков А. В., Смирнов О. П. [1–7], але ці праці стосуються здебільшого електронного управління електричними двигунами.

Дослідженню одноконтурних та двоконтурних диференціальних передач присвячені роботи [8–13]. У вказаних роботах розглянуті трансмісії, в яких один потік потужності пропускається через фрикційний варіатор, в якому відбувається безступенева зміна передаточного числа. Завдяки розподілу потоків потужності, використання варіатора на шляху одного із потоків і планетарному механізму – суматору потоків потужності, вдається управляти великими потужностями за рахунок малих. Однак у відомих дослідженнях не розглянуто привід ведучого колеса одночасно від двигуна внутрішнього згоряння та електричного двигуна.

Дослідженням приводу ведучого колеса з планетарним колісним редуктором присвячено ряд робіт С. С. Гутирі та В. П. Ягліньського [14–17], які також не враховують особливості комбінованого (електромеханічного) приводу ведучих коліс.

Тому існує необхідність в продовженні досліджень кінематики та динаміки саме гібридного електромеханічного приводу ведучого колеса з планетарним механізмом.

**Мета та постановка задач дослідження.** Метою дослідження є підвищення динамічних властивостей

автомобілів за рахунок використання гібридного електромеханічного приводу.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- дослідити кінематику запропонованого гібридного електромеханічного приводу ведучого колеса;
- провести силовий та аналізи потужностей запропонованого приводу.

**Дослідження кінематики запропонованого електромеханічного приводу ведучих коліс автомобіля.** Пропонуються два варіанти конструкції гібридного електромеханічного приводу ведучого колеса автомобіля (рис. 5). У першому варіанті (рис. 5, а) електричний двигун встановлено асиметрично планетарному механізму приводу ведучого колеса. У другому варіанті (рис. 5, б) вал ЕД виконано трубчастим, що дозволяє встановити останній співвісно вхідному валу планетарної передачі.

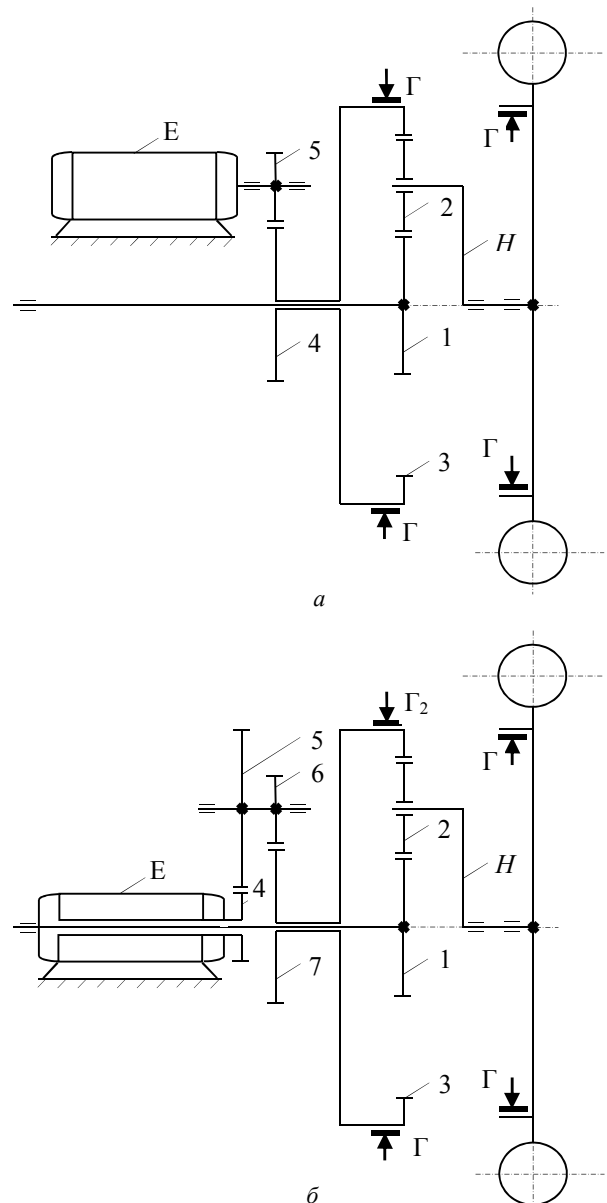


Рис. 5 – Схема гібридного електромеханічного приводу ведучого колеса автомобіля:  
а – з асиметричним встановленням електродвигуна;  
б – з співвісним встановленням електродвигуна

Для проведення кінематичного і динамічного аналізу гібридного приводу розглянемо схему планетарного механізму (рис. 6).

Використовуючи метод зупинки водила  $H$ , запишемо формулу Вілліса для планетарного механізму Джемса [18]

$$\frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = -\frac{z_3}{z_1}, \quad (1)$$

де  $\omega_1$ ;  $\omega_3$ ;  $\omega_H$  – кутові швидкості 1-го, 3-го зубчастих коліс та водила  $H$ ;

$z_1$ ;  $z_3$  – числа зубів 1-го та 3-го коліс.

Із рівняння (1) визначимо кутову швидкість  $\omega_H$  водила  $H$ , яке жорстко зв'язане з ведучим колесом [18]

$$\omega_H = \frac{\omega_1 + \frac{z_3}{z_1} \omega_3}{1 + \frac{z_3}{z_1}}. \quad (2)$$

При зупиненому гальмівному  $\Gamma_2$  (рис. 5) зубчастому епіциклічному колесі 3 ( $\omega_3 = 0$ ) вираз (2) прийме вигляд [18]

$$\omega_H = \frac{\omega_1}{1 + \frac{z_3}{z_1}}. \quad (3)$$

Передаточне число  $U_{1-H}^{(3)}$  планетарного механізму Джемса від вала зубчастого колеса 1 до вала водила  $H$  при зупиненому колесі 3 [18]

$$U_{1-H}^{(3)} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 + \frac{z_3}{z_1}. \quad (4)$$

З виразу (2) видно, що змінюючи величину і напрямок кутової швидкості  $\omega_3$  можна навіть змінити напрямок обертання вала водила  $H$ , яке жорстко пов'язано з колесом. Граничне значення кутової швидкості  $\omega_3$ , при якому кутова швидкість  $\omega_H$  дорівнює нулю [18]

$$\omega_{3\text{lim}} = -\frac{z_1}{z_3} \omega_1. \quad (5)$$

При

$$|\omega_{3\text{lim}}| > \frac{z_1}{z_3} \omega_1 \quad (6)$$

водило  $H$  та ведуче колесо будуть обертатись в протилежний бік [18].

Таким чином, зменшуючи  $\omega_3$  та вмикаючи електродвигун для роботи на реверс, можна плавно змінювати рух автомобіля з руху вперед на рух назад. Вказаний перехід буде плавним. У відмінності від традиційного переходу для автомобілів з механічною трансмісією, що включає в себе загальмування машини і перемикання передач, у даному випадку буде відсутній час спрацювання (у функції часу буде відсутня не лінійність типу "зазор").

**Сильовий та аналізи потужності електромеханічного приводу ведучих коліс автомобіля.** Рівновага планетарного механізму визначається умовою (рис. 6) [18]

$$M_H = M_1 + M_3, \quad (7)$$

де  $M_H$  – крутний момент на вихідному валу планетарного механізму (на валу водила  $H$ );  
 $M_1$ ,  $M_3$  – крутні моменти на вхідних валах планетарного механізму (валах 1-го та 3-го коліс).

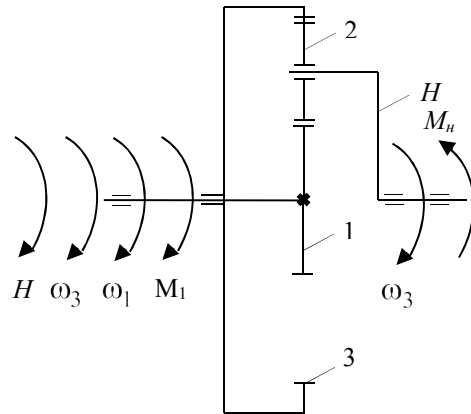


Рис. 6 – Схема планетарного механізму бортової передачі з двома ступенями свободи

Крутний момент  $M_H$  на валу водила  $H$  (на ведучому колесі) можна визначити як [18]

$$M_H = \frac{r_d}{n} (\sum P_o + m_a \dot{V}_a), \quad (8)$$

де  $r_d$  – динамічний радіус ведучих коліс;

$n$  – число ведучих коліс автомобіля;

$\sum P_o$  – сума сил зовнішнього опору руху автомобіля;

$m_a$  – маса автомобіля;

$\dot{V}_a$  – лінійне прискорення автомобіля.

Потужність  $N_H$  на ведучому колесі автомобіля [18]

$$N_H = \omega_H \cdot M_H = M_H \frac{V_a}{r_d}, \quad (9)$$

де  $V_a$  – лінійна швидкість автомобіля.

Підставляючи (8) у (9), визначимо потужність [18]

$$N_H = \frac{V_a}{n} (\sum P_o + m_a \dot{V}_a). \quad (10)$$

Із рівняння (2) визначимо [12]

$$\omega_3 = \frac{z_1}{z_3} \left[ \omega_H \left( 1 + \frac{z_3}{z_1} \right) - \omega_1 \right]. \quad (11)$$

Враховуючи, що  $\omega_H = V_a / r_d$ , перетворимо (11) до вигляду [18]

$$\omega_3 = \frac{z_1}{z_3} \left[ \frac{V_a}{r_d} \left( 1 + \frac{z_3}{z_1} \right) - \omega_1 \right]. \quad (12)$$

Із рівняння (7) визначимо з урахуванням (8) [18]

$$M_3 = M_H - M_1 = \left[ \frac{r_d}{n} (\sum P_o + m_a \dot{V}_a) - M_1 \right]. \quad (13)$$

Потужність на валу зубчастого колеса 3 (рис. 6) [18]

$$N_3 = M_3 \cdot \omega_3 = \left[ \frac{r_d}{n} (\sum P_o + m_a \dot{V}_a) - M_1 \right] \times \left[ \frac{V_a}{r_d} \left( 1 + \frac{z_3}{z_1} \right) - \omega_1 \right] \frac{z_1}{z_3}. \quad (14)$$

Проводячи перетворення (14), отримаємо з урахуванням співвідношення (10)

$$N_3 = N_n \left( 1 - \frac{\omega_1 \cdot r_d}{V_a} \right) \cdot \left( 1 + \frac{z_3}{z_1} \right) \quad (15)$$

Потужність електричного двигуна  $N_{ед}$  пов'язана з потужністю на валу зубчастого колеса 3 (рис. 6) співвідношенням

$$N_3 = N_{ед} \cdot \eta_{ед-3}, \quad (16)$$

де  $\eta_{ед-3}$  – ККД зубчастої передачі від електричного двигуна до валу колеса 3, для схеми на рис. 1, а

$$\eta_{ед-3} = \eta_{3-4}; \quad (17)$$

для схеми на рис. 1, б

$$\eta_{ед-3} = \eta_{4-5} \cdot \eta_{6-7}, \quad (18)$$

де  $\eta_{3-4}$ ;  $\eta_{4-5}$ ;  $\eta_{6-7}$  – ККД зубчастих пар, для циліндричних пар можна прийняти

$$\eta_{3-4} = \eta_{4-5} = \eta_{6-7} = 0,988. \quad (19)$$

Частка потужності на ведучому колесі, що створюється електроприводом

$$\frac{N_{ед}}{N_n} = \frac{1}{\eta_{ед-3}} \left[ 1 - \frac{\omega_1 \cdot r_d}{V_a \left( 1 + \frac{z_3}{z_1} \right)} \right] \quad (20)$$

### Висновки:

1. В статті запропоновано два варіанти реалізації гібридного електромеханічного приводу ведучого колеса, що дозволяє підвищити динамічні властивості автомобіля.

2. Отримані аналітичні вирази дозволяють здійснювати синтез гібридного електромеханічного приводу ведучого колеса автомобіля та проводити його кінематичний, динамічний та розрахунки потужностей.

3. Визначено співвідношення між потужністю від електричного двигуна та потужністю від теплового двигуна для реалізації прискореного режиму руху автомобіля.

4. Отримані результати у подальшому будуть використані для вибору раціональних параметрів електричної частини приводу ведучого колеса, що забезпечать мінімальну витрату енергії на рух гібридного автомобіля.

5. Потребують подальших досліджень можливості зниження енергетичних втрат автомобіля при використанні гібридного електромеханічного приводу ведучих коліс автомобіля.

### Список літератури

1. Бажинів О. В. Конверсія легкового автомобіля в гібридний / О. В. Бажинів, В. Я. Двадненко, М. Хакім. – Харків : ХНАДУ, 2014. – 160 с.
2. Бажинів О. В. Гібридні автомобілі / О. В. Бажинів, О. П. Смирнов, С. А. Серіков, та ін. – Харків : ХНАДУ, 2008. – 27 с.
3. Бажинів О. В. Синергетичний автомобіль. Теорія і практика / О. В. Бажинів, О. П. Смирнов, С. А. Серіков, та ін. – Х. : ХНАДУ, 2011. – 236 с.
4. Бажинів А. В. Концепція створення екологічно чистого автомобіля / А. В. Бажинів, О. П. Смирнов // Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля. – Луганськ : СНУ. В. Даля, 2006. – № 7. – С. 15–19.

5. Смирнов О. П. Характерні режими роботи гібридної силової установки автомобіля / О. П. Смирнов, В. І. Калмиків // Автомобільний транспорт: сб. научн. тр. – Харьков : РИО ХНАДУ. – 2006. – Вып. 18. – С. 13–15.
6. Смирнов О. П. Шляхи вдосконалення гібридних силових установок автомобілів / О. П. Смирнов, О. І. Репницький // Вестник ХНАДУ. – 2010. – № 49. – С. 26–28.
7. Дембіцький В. М. Вибір компоувальної схеми гібридного автомобіля та визначення режимів його руху / В. М. Дембіцький // Наукові нотатки. – Луцьк : ЛНТУ. – 2012. – Вып. 37. – С. 75–81.
8. Шабанов К. Д. Замкнутые дифференциальные передачи / К. Д. Шабанов. – М. : Машиностроение, 1972. – 160 с.
9. Пронин Б. А. Бесступенчатые клиноременные и фрикционные передачи (вариаторы) / Б. А. Пронин, Г. А. Ревков. – М. : Машиностроение, 1967. – 404 с.
10. Передаточные механизмы. Сборник статей: под. ред. В. Ф. Мальцева и Б. А. Пронина – М. : Машиностроение, 1971. – 424 с.
11. Фаробин Я. Е. Автоматическое управление бесступенчатых передач самоходных машин / Я. Е. Фаробин. – М. : Машиностроение, 1968. – 384 с.
12. Петров В. А. Автоматическое управление бесступенчатых передач самоходных машин / В. А. Петров. – М. : Машиностроение, 1968. – 384 с.
13. Антонов А. С. Силовые передачи колесных и гусеничных машин / А. С. Антонов. – Ленинград : Машиностроение, 1975. – 480 с.
14. Гутыря С. С. Частотні характеристики планетарних колісних редукторів троллейбусів / С. С. Гутыря, В. П. Ягліньський, А. М. Чанчин // Вісник СевНТУ. Серія Механіка, енергетика, екологія: Збірник наукових праць. – Севастополь : СевНТУ. – Вып. 133. – 2012. – С. 340–345.
15. Гутыря С. С. Моделювання частотних характеристики планетарного колісного редуктора / С. С. Гутыря, В. П. Ягліньський, А. М. Чанчин // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Серія: Машинознавство та САПР. – Х. : НТУ "ХПІ", 2013. – № 1 (975). – С. 35–43.
16. Гутыря С. С. Форми і критерії пов'язаності коливань планетарного колісного редуктора / С. С. Гутыря, В. П. Ягліньський, А. М. Чанчин // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2015. – № 35 (1144). – С. 347–355.
17. Gregory A. Schultz, Lung-Wen Tsai, Naritomo Higuchi, Ivan C. Tong, "Development of a Novel Parallel Hybrid Transmission", SAE International, 2001. Paper Number: 2001-01-0875.
18. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – Учеб. для вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М. : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. – 640 с.

### References (transliterated)

1. Bazhynov O. V. Konversija legkovogo avtomobilja v gibrydnyj / O. V. Bazhynov, V. Ja. Dvadnenko, M. Hakim. – Kharkiv : KhNADU, 2014. – 160 p.
2. Bazhynov O. V. Gibrydni avtomobili / O. V. Bazhynov, O. P. Smyrnov, S. A. Sjerikov, ta in. – Kharkiv : KhNADU, 2008. – 327 p.
3. Bazhynov O. V. Synergetychnyj avtomobil'. Teorija i praktyka / O. V. Bazhynov, O. P. Smyrnov, S. A. Sjerikov, ta in. – Kharkiv : KhNADU, 2011. – 236 p.
4. Bazhynov A. V. Konceptyja sozdanyja ekologychesky chystogo avtomobilja / A. V. Bazhynov, O. P. Smyrnov // Visnyk Shidnoukrai'ns'kogo nacional'nogo universytetu im. Volodymyra Dalja. – Lugans'k : SNU. V. Dalja, 2006. – № 7. – pp. 15–19.
5. Smyrnov O. P. Harakterni rezhymy roboty gibrydnoi' sylovoi' ustanovky avtomobilja / O. P. Smyrnov, V. I. Kalmykov // Avtomobil'nyj transport: sb. научн. тр. – Kharkov : RYO KhNADU. – 2006. – Вып. 18. – pp. 13–15.
6. Smyrnov O. P. Shljahy vdoskonalennja gibrydnyh sylovyh ustanovok avtomobiliv / O. P. Smyrnov, O. I. Repnyč'kij // Vestnyk KhNADU. – 2010. – № 49. – pp. 26–28.
7. Dembic'kij V. M. Vybir komponuval'noi' shemy gibrydnoho avtomobilja ta vyznachennja rezhymiv jogo ruhu / V. M. Dembic'kij // Naukovi notatky. – Luc'k : LNTU, 2012. – Вып. 37. – pp. 75–81.
8. Shabanov K. D. Zamknutye differencial'nye peredachi / K. D. Shabanov. – Moscow : Mashinostroenie, 1972. – 160 p.
9. Pronin B. A. Besstupenchatye klinoremennye i frikcionnye Peredachi (variatory) / B. A. Pronin, G. A. Revkov. – Moscow : Mashinostroenie, 1967. – 404 p.
10. Peredatochnye mehanizmy. Sbornik statej: pod. red. V. F. Mal'ceva i B. A. Pronina – Moscow : Mashinostroenie, 1971. – 424 p.
11. Farobin Ja. E. Avtomaticheskoe upravlenie besstupenchatyh peredach samohodnyh mashin / Ja. E. Farobin. – Moscow : Mashinostroenie, 1968. – 384 p.
12. Petrov V. A. Avtomaticheskoe upravlenie besstupenchatyh peredach samohodnyh mashin / V. A. Petrov. – Moscow : Mashinostroenie, 1968. – 384 p.
13. Antonov A. S. Silovye peredachi kolesnyh i gusenichnyh mashin / A. S. Antonov. – Leningrad : Mashinostroenie, 1975. – 480 p.
14. Gutyrya S. S. Chastotni harakterystyky planetarnyh kolisnyh reduktoriv troleybusiv / S. S. Gutyrya, V. P. Jaglins'kij, A. M. Chanchin // Visnyk

- SevNTU. Serija Mehanika, energetyka, ekologija: Zbirnyk naukovykh prac'. – Sevastopol' : SevNTU. – Vyp. 133. – 2012. – P. 340–345.
15. Gutyryja S. S. Modeljuvannja chastotnykh harakterystyky planetarnogo kolisnogo reduktora / S. S. Gutyryja, V. P. Jaglins'kyj, A. M. Chanchin // Visnyk Nacional'nogo tehničnogo universytetu "KhPI". Zbirnyk naukovykh prac'. Serija: Mashynoznavstvo ta SAPR. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2013. – № 1 (975). – P. 35–43.
16. Gutyryja S. S. Formy i kryterij pov'jazanosti kolyvan' planetarnogo kolisnogo reduktora / S. S. Gutyryja, V. P. Jaglins'kyj, A. M. Chanchin // Visnyk Nacional'nogo tehničnogo universytetu "KhPI". Zbirnyk naukovykh prac'. Serija: Problemy mehanichnogo pryvodu. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – № 35 (1144). – pp. 347–355.
17. Gregory A. Schultz, Lung-Wen Tsai, Naritomo Higuchi, Ivan C. Tong, "Development of a Novel Parallel Hybrid Transmissio", SAE International, 2001. Paper Number : 2001-01-0875.
18. Artobolevskij Y. Y. Teorija mehanyzmov y mashyn. / Y. Y. Artobolevskij. – Ucheb. dlja vtuzov. – 4-e yzd., pererab. y dop. – Moscow : Nauka. Gl. red. fiz.-mat. lyt., 1988. – 640 p.

Надійшла (received) 20.05.2016

*Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions*

**Дослідження кінематики та динаміки гібридного електромеханічного приводу ведучого колеса автомобіля / Р. О. Кайдалов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 59–64. – Бібліогр.: 18 назв. – ISSN 2079-0791.**

**Исследование кинематики и динамики гибридного электромеханического привода ведущего колеса автомобиля / Р. О. Кайдалов // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х. : НТУ "ХПІ", 2016. – № 23 (1195). – С. 59–64. – Библиогр.: 18 назв. – ISSN 2079-0791.**

**Study kinematics and dynamics of a hybrid electromechanical drive wheel drive car / R. O. Kaidalov // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195). – P. 59–64. – Bibliogr.: 18. – ISSN 2079-0791.**

*Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors*

**Кайдалов Руслан Олегович** – кандидат технічних наук, доцент, Національна академія Національної гвардії України, докторант докторантури та ад'юнктури, м. Харків; тел.: (067) 682-39-84; e-mail: kaidalov.76@ukr.net.

**Кайдалов Руслан Олегович** – кандидат технических наук, доцент, Национальная академия Национальной гвардии Украины, докторант докторантуры и адъюнктуры, г. Харьков; тел.: (067) 682-39-84; e-mail: kaidalov.76@ukr.net.

**Kaidalov Ruslan Olegovich** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, National Academy of the National Guard of Ukraine, doctoral and doctoral Postgraduate School, Kharkiv; tel.: (067) 682-39-84; e-mail: kaidalov.76@ukr.net.

УДК 621.833

**П. М. КАЛІНІН, Ю. О. ОСТАПЧУК, Ю. В. ЖЕРЕЖОН-ЗАЙЧЕНКО, В. І. ЮСОВ, В. І. СЕРИКОВ**

**ДО ПИТАННЯ ОПТИМАЛЬНО-РАЦІОНАЛЬНОГО ПРОЕКТУВАННЯ СТУПІНЧАСТИХ ЗУБЧАСТИХ РЕДУКТОРІВ**

Розглянуто задачу оптимального проектування ступінчастих зубчастих редукторів. На прикладі конічно-циліндричного редуктора вирішена задача оптимального розподілу загально передаточного числа редуктора по ступеням з метою мінімізації його габаритних розмірів. Для вирішення задачі застосований метод допустимих множин. Наведені результати чисельного дослідження інформаційної множини редуктора. Проаналізовані існуючі рекомендації по розподілу передаточних чисел по ступеням редуктора та наведені рекомендації по вибору оптимально-раціональних рішень такого розподілу в умовах різних обмежень на критерії якості. Зроблені висновки по результатам проведених досліджень.

**Ключові слова:** оптимальне проектування, конічно-циліндричний редуктор, загальне передаточне число, твердість матеріалів, габаритні розміри, параметри оптимізації, критерії якості, інформаційна множина, таблиця іспитів, оптимально-раціональне рішення.

Рассматривается задача оптимального проектирования ступенчатых зубчатых редукторов. На примере коническо-цилиндрического редуктора решена задача оптимального распределения общего передаточного числа редуктора между ступенями с целью минимизации его габаритных размеров. Для решения поставленной задачи предлагается использовать метод допустимых множеств. Приведены результаты численного исследования информационного множества редуктора. Проанализированы существующие рекомендации по распределению передаточных чисел по ступеням редуктора и приведены рекомендации по выбору оптимально-рациональных решений при разных ограничениях на критерии качества. Сделаны выводы по результатам проведенных исследований.

**Ключевые слова:** оптимальное проектирование, коническо-цилиндрический редуктор, общее передаточное число, габаритные размеры, параметры оптимизации, критерии качества, информационное множество, таблица испытаний, оптимально-рациональное решение.

The problem of optimal design of the stepped gear reducers. For example, bevel-helical gear set and resolved the problem of the optimal distribution of the total gear ratio between the stages to minimize the overall size of the gearbox. As the overall size of the gear used in its conventional length, height, width, area of the front surface and volume. To solve this problem are encouraged to use the method of admissible sets, which is based on PSI method. The results of numerical investigation of the information set gear. Analyzed the existing recommendations on the distribution ratios for steps bevel-helical gear units and provides guidelines for choosing the optimum rational decisions under different constraints on the quality criteria. Conclusions based on the results of the research. The proposed campaign to optimize the bevel-helical gear can be generalized to other types of stepped gear reducers.

**Keywords:** optimal design, bevel-helical gear unit, total gear ratio, dimensions, parameters optimization, quality criteria, the parameter space, the information set, test table, optimally-efficient solution.

© П. М. Калінін, Ю. О. Остапчук, Ю. В. Жережон-Зайченко, В. І. Юсов, В. І. Сериков, 2016