

В. І. СЕРИКОВ

АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ ПЛАНЕТАРНИХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ БРОНЕТАНКОВОЇ ТЕХНІКИ (ОГЛЯДОВА СТАТТЯ)

Робота присвячена огляду сучасних тенденцій дослідження та використання планетарних коробок передач бронетанкової техніки. Проведено аналіз сфер застосування механічних трансмісій. Описані переваги та недоліки використання шестеренних коробок передач у складі механічних трансмісій. Розглянуто конструктивні особливості використання зубчастих передач у трансмісіях. Визначені вимоги до шестеренних коробок передач у складі трансмісій. Проаналізовані переваги та недоліки використання планетарних коробок передач та сфери їх використання. Розглянуто класифікацію механічних регульованих передач за загальними ознаками, а також індивідуальними. Проведено огляд виконання умов підвищення надійності з урахуванням конструктивних особливостей ступінчастих коробок, які поділяють на три групи: прості коробки передач (з нерухомими осями валів); планетарні коробки передач (з рухомими осями валів); комбіновані (поєднання простої та планетарної коробки передач у одному агрегаті). Виконано стислий огляд сучасних підходів до моделювання планетарної коробки передач, що враховують інерційні, пружні, дисипативні, трансформаторні та фрикційні властивості, враховують інші характерні риси планетарного ряду. Здійснено аналіз відомих способів вирішення проблем такого моделювання. Проаналізовано сучасні методики розрахунків на міцність планетарних редукторів, у тому числі із частковим руйнуванням, та відповідні програмні комплекси. З'ясована потреба у розробленні більш досконалих математичних моделей, які адекватно описують напружено-деформований стан у зубчастих зачепленнях.

Ключові слова: проектування, планетарні коробки передач, механічна трансмісія, вплив експлуатаційних факторів, діагностичні параметри, синтез кінематичних схем

V. SIERYKOV

ANALYSIS OF RESEARCH ON PLANETARY GEARBOXES OF ARMORED VEHICLES (REVIEW ARTICLE)

The work is devoted to the review of modern trends in the research and use of planetary gearboxes of armored vehicles. An analysis of the areas of application of mechanical transmissions was carried out. The advantages and disadvantages of using gear gearboxes as part of mechanical transmissions are described. The design features of the use of gears in transmissions are considered. The requirements for gear gearboxes as part of transmissions are defined. The advantages and disadvantages of using planetary gearboxes and their areas of use are analyzed. The classification of mechanical adjustable gears according to general features, as well as individual ones, is considered. An overview of the fulfillment of the conditions for increasing reliability was carried out, taking into account the design features of stepped gearboxes, which are divided into three groups: simple gearboxes (with fixed shaft axes); planetary gearboxes (with movable shaft axes); combined (combination of a simple and planetary gearbox in one unit). A brief review of modern approaches to planetary gear box modeling, taking into account inertial, elastic, dissipative, transformer and frictional properties, taking into account other characteristic features of the planetary series, is carried out. An analysis of known ways of solving problems of such modeling was carried out. Modern methods of calculating the strength of planetary gearboxes, including those with partial destruction, and corresponding software complexes are analyzed. The need for the development of more advanced mathematical models that adequately describe the stress-strain state in gear engagements has been identified.

Keywords: design, planetary gearboxes, mechanical transmission, influence of operating factors, diagnostic parameters, synthesis of kinematic schemes

Вступ. Разом із вогневою міццю та захищеністю бронетанкової техніки найважливішою тактико-технічною характеристикою військових гусеничних та колісних машин (ВГКМ) є їх рухливість на марші та полі бою, котра забезпечується такими його конструктивними елементами, як силова установка, трансмісія, система керування рухом, ходова частина. Силова передача ВГКМ є основною системою, що визначає показники надійності, рухливості та економічності [1–6].

Сучасна ВГКМ повинна через структуру і параметри трансмісії реалізовувати всю потужність двигуна у вигляді сили тяги в усьому діапазоні швидкостей. Параметри динамічності розгону багато в чому можуть визначати живучість ВГКМ на полі бою. Отже трансмісії відносяться до найважливіших вузлів ВГКМ, які визначають їхню працездатність [1, 2, 4, 5].

У проектуванні моторно-трансмісійних відділень (МТВ) основних танків склалося два головних підходи:

1) центральні трансмісії з гідротрансформатором (комплексною гідропередачею), механічною планетарною коробкою передач (ПКП) із гідрокеруванням і двухпоточ-

ним гідрооб'ємним механізмом повороту, які працюють спільно із чотиритактним дизельним двигуном, встановленим уздовж осі ВГКМ;

2) бортові механічні ПКП із гідрокеруванням, які працюють синхронно із чотиритактним двигуном, встановленим уздовж осі або двотактним дизельним двигуном, встановленим поперек осі ВГКМ.

Але перший підхід, притаманний для всіх виробників танків, крім України і Росії, вимагає порівняно більших висоти і об'ємів заброньованого простору, що полегшує виявлення ВГКМ на полі бою, різко підвищує її вагу і силует [1, 7].

У роботі надалі викладено огляд сучасних тенденцій дослідження та використання планетарних коробок передач бронетанкової техніки.

Аналіз сфер застосування механічних трансмісій вітчизняних танків та інших.

Механічна трансмісія складається з наступних агрегатів: головного фрикціону; коробки передач (КП); механізмів повороту; двох бортових передач. Зміна крутного моменту на ведучих колесах у необхідних межах забезпечує КП, а постійне збільшення крутного моменту – бортові передачі. Механічні

трансмисії мають такі основні переваги: високий ККД у широкому діапазоні зміни передавальних чисел, що сприяє отриманню великого запасу ходу та високої максимальної швидкості; порівняльна простота та дешевизна виробництва; простота військового та заводського ремонтів. До недоліків механічних трансмісій відносяться: багатоступінчаста зміна передавальних чисел, що знижує ступінь використання двигуна, середню швидкість руху та поворотливість зразка ВГKM; великі динамічні навантаження на двигун та агрегати трансмісії внаслідок жорсткого кінематичного зв'язку між двигуном та привідними колесами, що знижує надійність роботи; складне керування рухом зразка ВГKM, особливо за допомогою механічних приводів безпосередньої дії. Подальше вдосконалення механічних трансмісій спрямоване на усунення чи зменшення цих недоліків [4, 7].

Зубчасті передачі (прості та планетарні) є найбільш компактними та надійними засобами передачі та перетворення механічної енергії. Механічні регульовані передачі класифікують за загальними ознаками – кінематична схема передачі, спосіб керування і тип сигналу у керуючому пристрої, наявність перетворюючого механізму, спосіб зміни передавального відношення, наявність проміжного зв'язку, а також індивідуальними: принцип дії, характер взаємодії тіл, що обертаються, вид геометрії поверхні зачеплення, вид перетворюючого механізму, тип елементів зачеплення, вид проміжного зв'язку та його конструктивне виконання, особливості конструктивного виконання [7, 8].

Зубчасті передачі у складі трансмісії автотранспорту, енергетичних машин тощо у робочому циклі переважно навантажуються з одного боку, тому що гальмування двигуном застосовується рідко. Для підвищення середніх швидкостей руху та полегшення керування зразком ВГKM застосовуються ПКП та КП з синхронізаторами. З часом використання ПКП безперервно зростало і на межі ХХ-ХХІ століть набуло практично абсолютний статус у складі силових передач переважної більшості зразків легкових і вантажних автомобілів, автобусів, промислових і сільськогосподарських тракторів, будівельних і дорожніх машин та об'єктів бронетанкової техніки [7–9]. Є всі підстави вважати, що, принаймні у досяжному майбутньому, рівень використання ПКП за умови їх подальшого вдосконалення буде тільки зростати.

КП називається шестерений агрегат трансмісії, що дає можливість змінювати у необхідних межах сили тяги на гусеницях та швидкості руху машини за рахунок зміни передавальних чисел між двигуном і провідними колесами. КП призначена для: зміни сили тяги та швидкостей руху машини у ширших межах, ніж це можливо змінювати обертів двигуна; забезпечення руху машини заднім ходом; тривалого роз'єднання двигуна та трансмісії при роботі двигуна на місці. Відповідно до призначення всіх типів шестерених КП пред'являються такі вимоги: забезпечення машині заданих тягово-швидкісних властивостей; легкість керування КП, зручність автоматизації процесу перемикання щаблів; надійність роботи КП протягом тривалого періоду експлуатації у

різних умовах бойового застосування з малим обсягом технічного обслуговування; високий коефіцієнт корисної дії на всіх передачах, простота конструкції, компактність, мала вага та безшумність у роботі, дешевизна виробництва [3–5, 7–9].

Надійність роботи КП протягом тривалого періоду експлуатації у різних умовах бойового застосування машини досягається безумовною міцністю та достатньою жорсткістю всіх деталей КП. При цьому потрібна висока зносостійкість деталей, схильних до тертя: шестерень, підшипників, синхронізаторів, деталей механізму перемикання передач та ущільнень картера. Також необхідно знижувати динамічні навантаження при перемиканні передач, що викликають руйнування торців зубів шляхом переходу до КП з постійним зачепленням шестерень, синхронізаторами, фрикційним включенням передач. Виконання цих вимог залежить від обраної схеми КП, а також конструктивного рішення її окремих вузлів. За конструктивною ознакою ступінчасті коробки поділяють на три групи: прості КП (з нерухомими осями валів); ПКП (з рухомими осями валів); комбіновані (поєднання простої та планетарної КП у одному агрегаті) [4, 5, 7–9].

Наприклад, трансмісія Т-64 складається з лівої і правої планетарних коробок передач з трьома ступенями свободи, які забезпечують сім передач переднього ходу і одну заднього, і бортових редукторів, які представляють собою одноступеневі планетарні редуктори (ПР) з постійним передавальним числом [6]. Конструктивно ПКП об'єднані з бортовими редукторами у бортові КП (рис. 1).

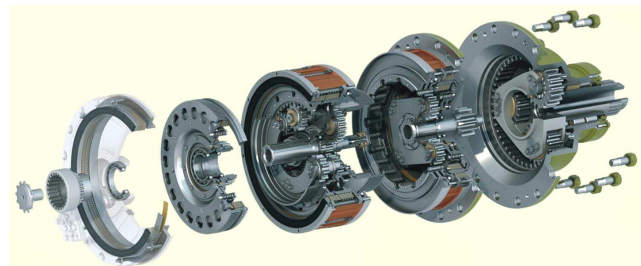


Рисунок 1 – 3D-модель бортової коробки передач згідно [6]

У ПКП частина шестерень, іменованих сателітами, здійснює складний (відносний та переносний) рух, а перемикання ступенів досягається гальмуванням або блокуванням окремих ланок ПКП. Основна перевага ПКП стосовно бойових машин полягає у меншому часі фрикційного перемикання ступенів і підвищенні за рахунок середньої швидкості руху машини [4, 5, 7].

Передача зусиль одночасно декількома полюсами зачеплення, відсутність радіального навантаження центральних ланок планетарних рядів силами зачеплення шестерень, вибір раціональних схем із малим числом планетарних рядів та керованих фрикційних пристроїв створюють реальні передумови отримання компактною конструкції. Передача частини енергії переносним рухом без помітних втрат визначає високий ККД ПКП оптимальних схем та раціональної конструкції. Істотний недолік полягає у

складності синтезування (складання) схем, проектування, виготовлення та складання ПКП [1, 4, 5, 7].

Незважаючи на це, вони застосовувалися на чеських (ЧМКД), англійських («Чіфтен») та американських (M5A1) танках. Планетарні редуктори з обмеженим числом ступенів (3–5) та меншим діапазоном зміни передавальних чисел (приблизно 4) використовуються на всіх танках та БМП з гідромеханічними трансмісіями: американських M1, M60, німецьких Леопард-2, БМП «Мардер» [3, 4, 5, 7].

Епіциклічний планетарний ряд складається з трьох основних ланок: сонячної шестерні, водила з сателітами та епіциклу (рис. 2). Сателіти встановлені за допомогою підшипників на осях, закріплених у воді, і охоплюються зовні епіциклом – колесом із внутрішніми зубами, що знаходяться у постійному зачепленні із сателітами [10, 11]. Зазвичай система автоматичної трансмісії має два планетарні ряди із сонячними шестернями різного розміру (рис. 3).

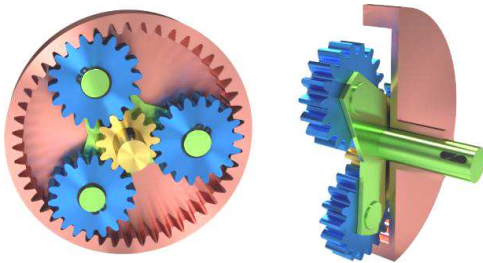


Рисунок 2 – Деталі планетарної передачі [10]

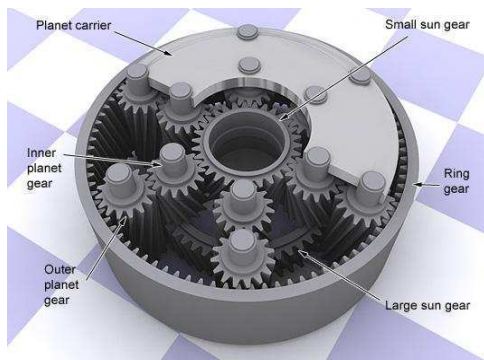


Рисунок 3 – Складений планетарний редуктор [11]

При моделюванні ПКП враховуються інерційні, пружні, дисипативні, трансформаторні та фрикційні властивості. Структуру динамічної моделі ПКП становлять планетарні ряди [7, 9]. Характерна риса планетарного ряду – висока жорсткість його ланок, тому розробки динамічної моделі ПКП враховують лише інерційні властивості ланок. У цьому випадку модель виявляється з топологічними виродженнями.

Відомі два способи вирішення цієї проблеми. Перший полягає у застосуванні рівнянь Лагранжа другого роду. Він потребує виконання великого обсягу ручної підготовчої роботи. За необхідності зміни структури ПКП у процесі дослідження підготовча робота повторюється заново.

При застосуванні іншого способу, крім системи диференціальних рівнянь, складається і використовується система аналітичних рівнянь, що описують умови рівноваги взаємодіючих ланок ПКП, яка під-

лягає розв'язанню на кожному кроці інтегрування, що істотно ускладнює реалізацію обчислювального процесу [7, 9]. Найбільш просто моделювання здійснюється на основі структурно-матричного методу.

Розрахунок на міцність планетарного редуктора. Розвиток механічних приводів тісно пов'язаний із досягненнями у галузі дослідження геометрії та міцності зубчастих передач, технології їх виготовлення та контролю, матеріалів та термічної обробки, мастила; створенням методів розрахунку та стевдових випробувань [12–18].

В деяких умовах виникають проблеми, пов'язані із використанням транспортного засобу під час прискорення та гальмування на низьких обертах при великих навантаженнях. Такий режим характеризується перевантаженням за рівнем моменту. Це може спричинити передчасне пошкодження деталей та вузлів передач, зокрема обода епіцикла [12]. Забезпечення необхідного рівня надійності епіцикла ускладнюється через потребу в параметричній оптимізації конструкції за двома критеріями – міцністю і жорсткістю. Головна мета – підвищення навантажувальної здатності планетарної передачі (ПП) шляхом рівномірного розподілу навантаження між її елементами, зокрема сателітами [13].

При виборі розрахункових моделей для епіциклу враховується що він має форму короткого тонкостінного циліндра з внутрішніми зубами. Ця форма визначає вибір можливих розрахункових моделей, і найбільш поширеною є модель кільця. Основним обмеженням використання цієї моделі для розрахунків епіциклу є умова незмінності форми осового перерізу в процесі деформування [12]. Відомі розрахункові моделі для компонентів деформацій та внутрішніх силових факторів обода епіциклу «плаваючої» конструкції не враховують асиметрію навантаження обода з боку внутрішнього зачеплення та шліцевого з'єднання з корпусом редуктора [14–16].

Підтвердження адекватності розробленої аналітичної кільцевої моделі великої кривизни отримано шляхом порівняння і аналізу результатів аналітичного розрахунку напруженого стану обода епіцикла серійного планетарного колісного редуктора (ПКР) Raba 118/76 у програмному комплексі у програмному комплексі Autodesk Simulation [12]. Подібні програмні комплекси успішно використовуються для перевірки адекватності не лише аналітичних моделей, але й результатів експериментальних досліджень реальних передач вертольотів, грейферів та інших відповідальних деталей машин.

Для ефективної роботи без збоїв та передчасних ремонтів у роботах [17–27] за підтримкою аналізу навантажень на сателіти та центральні колеса здійснювалась оптимізація ПР. На основі досліджень у роботі [17] була розроблена методика оцінки несучої здатності багатоступінчастого планетарного механізму типу $n \times \overline{AI}$, конструкція якого задовольняє критерію мінімуму маси з урахуванням умов згинної міцності. На прикладі двоступінчастого механізму показано оцінку його несучої здатності з урахуванням двох варіантів виконання конструкції – кінематичного та силового.

У роботі [18] наводиться методика оцінки несучої здатності оптимальної за масою конструкції багатоступінчастого планетарного механізму типу $2 \times AI$ за виконанням вимог контактної міцності. Із використанням запропонованої універсальної математичної моделі та методу нечіткої багатоцільової оптимізації у роботі [21] отримана компактна оптимальна конструкція ПП із великим передавальним числом та великою вантажоздатністю.

Завдяки зменшенню габаритів було здійснено у роботі [22] оптимізацію триступінчастої ПКП із застосуванням кількісного аналізу за підтримкою програмного забезпечення Power Gear. На основі використаного у роботі [23] алгоритму рою частинок було значно зменшено вагу та покращено ефективність ПР.

Мета дослідження [24] полягала в максимізації ефективності ПП при зменшенні її ваги та міжосьової відстані за рахунок варіювання геометричних параметрів епіциклічної системи зубчастих коліс (діаметр вала, кількість зубців, модуль, ширина зуба). У роботі [25] з використанням генетичного алгоритму була проведена оптимізація ПР. Об'єм конструкції ПР мінімізован на базі алгоритму диференціальної еволюції в роботі [26].

Для моніторингу впливу пошкоджень поверхні та кореня зуба на напружено-деформований стан КП у роботі [27] розроблено інноваційний гібридний чисельно-аналітичний підхід. На рис. 4 показана груба фактична SE сітка, використана на основі для оцінки основних прогинів та жорсткостей механічних компонентів КП. Із цього попереднього розрахунку сили передаються у модель, яка обчислює контактний тиск за допомогою напіваналітичних функцій Герца у безпосередній близькості від зони контакту.

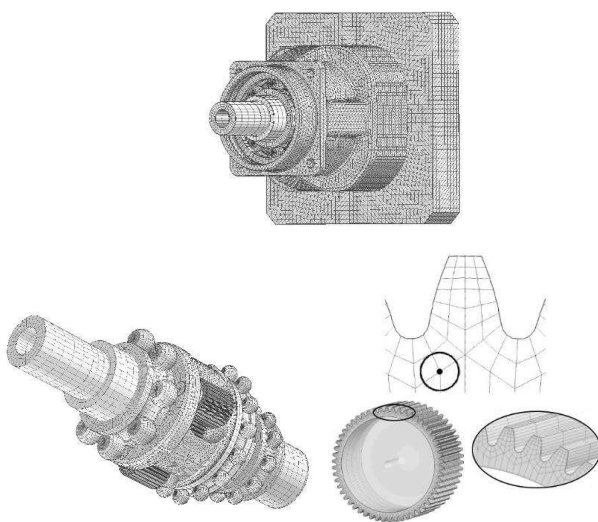


Рисунок 4 – Скінченно-елементна модель коробки передач [27]

Достовірність динамічного розрахунку приводу машин багато у чому залежить від адекватності обраних динамічних моделей зубчастих передач. Адекватна динамічна модель зубчастої передачі повинна задовольняти двом основним вимогам: забезпечувати правильне якісне та кількісне відображення ди-

намічних процесів досліджуваної системи та кількісний опис цих процесів із прийнятним ступенем точності [28–36]. У роботі [28] проведено частотний аналіз коливань планетарних редукторів.

Для динамічних процесів, що супроводжують експлуатацію ПКР, характерні такі особливості. Відповідно до роботи [29] вібраційні навантаження містять як синхронні компоненти (гармоніки), пропорційні зворотній частоті обертання сателітів, так і несинхронні, пов'язані з резонансними процесами і не пропорційні частоті обертання зубчастих коліс.

Основна потужність вібронавантаження у зубчастих передачах відповідає високочастотній ділянці. Виникнення параметричних коливань у ПКР, пов'язане з пульсацією жорсткості зубчастих зачеплень, призводить до появи зон нестійкості коливань [33].

Контактно-втомне викришування зубців сонячної та епіциклічної шестерні є однією із найпоширеніших причин виходу із ладу ПП (рис. 5). Під час експериментів у роботі [24] було доведено, що у перевантажених ПП контактна міцність поверхні зубців центральних коліс завжди менша, ніж розрахована. Синтез композитного ПР із максимальною навантажувальною спроможністю було здійснено з використанням генетичного алгоритму.

Результати скінченно-елементного моделювання показали, що згинально-крутильні коливання обода епіциклу сприяють виникненню розтягуючих напружень у западині між зубами після виходу із зачеплення [34].

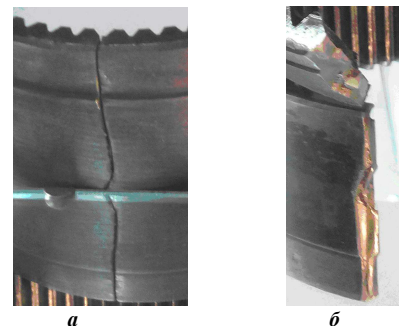


Рисунок 5 – Фото втомних пошкоджень епіцикла [29]: а – магістральна тріщина; б – руйнування обода

У багатьох дослідженнях розглянуто поведінку системи ПП із тріщиною. Тріщина може збільшити відносне зміщення між водилом і зубчастим вінцем і викликати велику різницю у частоті відгуку у залежності від сили тяжіння та зазору [30], що може призвести до меншого діапазону робочих умов. У роботі [31] розглянуто динамічне моделювання планетарної зубчастої передачі з тріщиною сонячної шестерні під дією сили тяжіння та зазором несучого кільця.

Багатопарність зубчастого зачеплення обумовлена періодичною зміною числа навантажених зубів, яка характеризується коефіцієнтами перекриття та функцією наведеної жорсткості зачеплення. Багатопотоковість системи ПКР з декількома сателітами збільшує частоту зміни функції жорсткості зубчастого зачеплення «епіцикл–сателіти» [35].

Підвищена податливість тонкостінного обода епіциклу сприяє більш рівномірному розподілу навантаження, що передається по потоках, зумовлює наявність декількох форм параметричних коливань, що призводить до розширення області їх нестійкості [30].

У зв'язку з обмеженою кінематичною точністю виготовлення та пружними деформаціями основних елементів ПКР під навантаженням контакт зубів може відбуватися поза лінією зачеплення, у результаті виникають т. зв. «кромкові удари», що сприяють розширенню області нестійкості коливань. Наслідком невиконання основної теореми зачеплення у точках контакту робочих профілів зубів є виникнення додаткових джерел вимушених коливань у вигляді тангенціальних складових навантаження на зубці [34]. Досвід експлуатації підтверджує, що віброактивність ПКР є визначальною для вібрацій системи тягової трансмісії загалом.

У низці робіт виконано дослідження тангенціальної жорсткості зачеплення епіциклу із сателітами при різних колових зсувах осей сателітів, визначено резонансні режими функціонування ПП. Запропоновані моделі були застосовані для виявлення несправностей та діагностики, при цьому не досліджувалися області нестійкості параметричних коливань тонкостінних епіциклів [33].

Дослідження динаміки ПП на основі скінченно-різницевої моделі здійснювалися із використанням оригінального програмного комплексу. Було визначено власні частоти та форми коливань тривимірної динамічної моделі ПП з урахуванням пружних деформацій основних деталей. У результаті досліджень резонансних режимів роботи прямозубих зубчастих передач у складі авіаційних вентиляторів експериментально зафіксовано розмикання зубців, що зчеплюються, і збільшення динамічних навантажень у зачепленні у 2...4 рази [34].

Зазвичай, у дискретних моделях зубчасті колеса вважають зосередженими матеріальними точками, вплив яких враховують силами та моментами сил інерції. У роботі [32] обговорюються підходи побудови простих еквівалентних моделей всього машинного агрегату як єдиної динамічної системи. Як приклад розглянуті типові елементи силової передачі вал і система вал-зубчасте колесо. Виконані розрахунки спектра частот при використанні як традиційних дискретних, континуальних, так і скінченно-елементних моделей програмного пакета ANSYS.

У результаті моделювання параметричних коливань епіциклу з урахуванням багатопарності та багатопоточності зубчастих передач у складі КП автомобілів підтверджено ефективність вирівнювання пульсацій жорсткості багатопарного зачеплення шляхом нерівномірного розташування осей сателітів по колу [35].

У роботі [34] також досліджувалися біфуркаційні процесів у зубчастих зачепленнях трансмісійних систем авіаційних двигунів, спричинених змінною жорсткістю та кінематичною похибкою зачеплення. Авторами показано, що при збільшенні потужності, що передавалася,

кінематична похибка зачеплення зменшується до двох разів порівняно з ненавантаженим режимом роботи. На одній і тій же частоті обертання експериментально зареєстровані біфуркаційні коливання, які відрізняються амплітудою у 2 рази. При цьому параметричні коливання та зони відповідних резонансів не досліджені.

У роботі [29] виконано комплексне дослідження втомної міцності обода епіциклу в небезпечних перерізах з урахуванням концентрації напружень у галтелях зубів, циклічно змінних деформацій розтягування та вигину обода, а також вигину зубів. В. П. Яглинський, С. С. Гутиря, А. Н. Чанчин, Ю. М. Хом'як враховують циклічні деформації тонкостінного обода та зубів у зачепленні епіциклу із сателітами.

Диференціальне рівняння коливань епіциклу наведено у вигляді рівнянь Матьє-Хілла зі змінними періодичними коефіцієнтами. На підставі діаграми Айнса-Стретта визначено області нестійкості параметричних коливань «критеріального елемента» – тонкостінного епіциклу для прямозубих та косозубих передач з урахуванням впливу зазорів у зачепленнях.

Також у вказаній роботі [29] встановлені діапазони значень критичних швидкостей руху тролейбусів, що відповідають прояву перших трьох параметричних резонансів епіциклу ПКР у складі конструкцій провідних мостів. Авторами обґрунтовано критерій вібростійкості епіциклу, встановлено розрахункові значення ймовірності параметричних резонансів. Теоретично підтверджено позитивний ефект від застосування косозубого зачеплення у ПКР, що забезпечує мінімальну глибину пульсації жорсткості, звуження області нестійкості параметричних коливань епіциклу, зменшує ймовірність зародження та розвитку тріщин втоми.

Метою статті [10] була розробка нової моделі вузла, що використовується у ПР, водила з поліпшеними властивостями міцності і втомної довговічності. Спочатку виконувався статичний, втомний та модальний аналіз вихідного вузла, і на основі отриманих результатів пропонувалися режими роботи, що забезпечують безаварійну роботу. Відповідний метод чисельного аналізу вибирався для оцінки втомної довговічності, загальної деформації та напружень фон Мізеса кожної нової моделі. На наступному етапі пропонувалися та піддавалися аналогічним розрахункам нові конструкції.

На рис. 6 показана динамічна модель двоступінчастої планетарної передачі підйомного механізму із застосуванням допоміжних скінченно-елементних сіток [31].

У статті [36] представлений інноваційний підхід до характеристики поведінки різних зубчастих передач. Він заснований на гібридному підході, що поєднує скінченні елементи (СЕ) з аналітичними формулюваннями. Зокрема, вирішувач обчислює окремо макродеформацію тіл (чисельний розв'язок на основі грубої сітки) та розподіл контактних навантажень (аналітичне рішення без необхідності подібнення сітки). Обчислення вібрацій використо-

вують визначення поверхневої втомної міцності при піттингу зубчастих коліс і промислового планетарного редуктора.

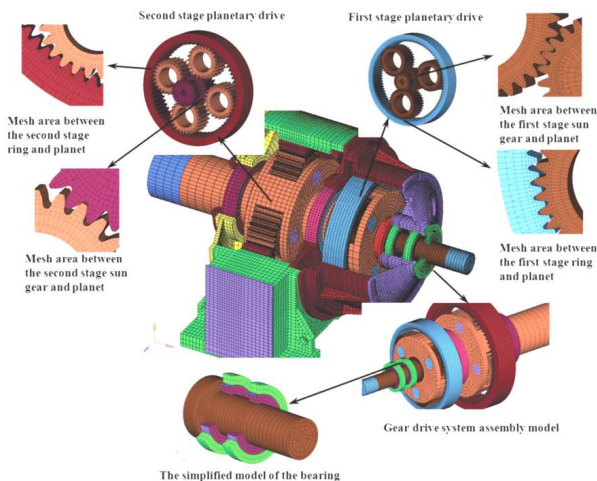


Рисунок 6 – Модель динамічного аналізу двоступінчастої планетарної передачі [31]

На рис. 7 показана використана у дослідженні [37] імітаційна модель редуктора планетарної коробки передач всюдихода. Розрахунок компонентів редуктора (шестерень, підшипників, корпусу валів та інших) реалізовувався з використанням методу скінченних елементів.

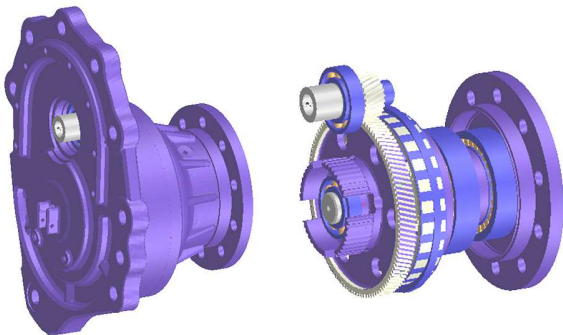


Рисунок 7 – Модель редуктора з корпусом (ліворуч) та без корпусу (праворуч) [37]

Втомна тріщина, викликана головним чином складними робочими умовами, може зрештою призвести до виходу з ладу ПР, якщо її не виявити на ранній стадії. У статті [38] проаналізовано умови роботи зубчастих передач важкоавантажених машин та встановлено два перспективних способи їх діагностики за рівнем накопичених втомних пошкоджень в експлуатації (за твердістю металу та за параметрами магнітної петлі гістерезису). Авторами розроблено алгоритм проведення діагностики технічного стану і прогнозування безаварійно гарантованого напрацювання зубчастих коліс за вимірюванням твердості металу, котрий залучає 5 фундаментальних етапів: обрання прибору; вибір схеми вимірювань; обрання кількості замірів, числа і взаємного розташування точок вимірювання; розроблення конструкції шаблону для вимірювань; розробку пристосування для кріплення шаблонів, опрацювання методики прогнозування з урахуванням

періодів припрацювання, стабільних за лінійною функцією накопичення пошкоджень в експлуатації.

Зубчасті колеса бортової КП танка на максимальних потужностях працюють зі значними короткочасними перевантаженнями, у середовищі підвищеної температури та вібрації, часто з недостатнім змащенням та низьким рівнем гідравлічної та повітряної фільтрації [1–7]. Це призводить до передчасної появи втомного викришування робочих поверхонь зубців коліс редукторів та їх руйнування. За умов відсутності інформації щодо дійсного технічного стану зубчастих коліс вказаних редукторів з метою виключення аварійної поломки їх заміна виконується по закінченню заданого строку експлуатації. Підвищення ефективності виробництва можливе при переході від планово-попереджувального обслуговування (ППО) редукторів до обслуговування за дійсним технічним станом.

Обґрунтоване визначення технічного стану та прогнозування надійності. Отже, виходячи з попередньо викладених обставин, постає необхідність науково обґрунтованого визначення технічного стану і прогнозування безаварійно гарантованого напрацювання зубчастих коліс важкоавантажених машин. Технічний стан машин в експлуатації визначається на основі знання інформативного параметру технічного стану (ПТС), критерію граничного стану об'єкту і результатів періодичного чи безперервного контролю ПТС. При оцінці технічного стану зубчастих передач широко розповсюджені такі діагностичні параметри як: інтенсивність зміни температури, кінематична похибка передачі, віброакустичні сигнали [39].

Метод оцінки технічного стану зубчастих передач [40], що базується на аналізі характеру зміни кінематичної похибки передачі, дає можливість виявляти одиничні дефекти зубців, оцінювати нерівномірність зношування як пари, так і багатоступеневого зачеплення. Віброакустичний метод [41] – найбільш розвинутий та інформативний. У дослідженнях виділяють чотири основних параметри вібрації редуктора, кожному з яких відповідає певний вид пошкодження – викришування, тріщини, сколювання, поломка. Загальним недоліком двох останніх методів діагностики зубчастих передач є залежність точності оцінки технічного стану від кваліфікації діагноста, його знань про особливості конструкції і функціонування, а також природи вібраційних процесів. При цьому аналіз та інтерпретація віброакустичних сигналів має велику долю суб'єктивізму у розшифровці типу дефекту і його кількісної оцінки. Крім того, кожен з вищевказаних методів дає інтегральну оцінку для групи коліс і не дає можливості виявити технічний стан окремого зубчастого колеса, оцінити зношення чи викришування його зубців.

Зміна властивостей поверхневих шарів металу зубчастих коліс при експлуатації може бути узагальненим діагностичним критерієм. Вимірюючи у процесі ППО, наприклад твердість металу зубців у зонах можливого руйнування і порівнюючи отримані значення з гранично досягнутою твердістю дефектного колеса, оцінюють його технічний стан

[38]. Однак при застосуванні напрямку діагностики за твердістю металу як діагностичного інструменту для вимірювань на місці треба враховувати, що, як відомо, явище втоми є чутливим щодо вм'ятин або інших розривів матеріалу, котрі спричиняють концентрації напружень і можуть утворюватись при вимірюванні твердості.

У роботі [42] запропоновано методику та наведено приклад прогнозування параметричної надійності планетарного колісного редуктора (ПКР) за двома критеріями: втомної міцності та вібростійкості «критеріального елементу» – тонкостінного епіциклу у складі «слабкої ланки» – ПКР. У роботі [43] розглянуто методику оптимізації динамічного навантаження у зубчастих зачепленнях багатоступінчастого планетарного механізму типу $n \times AI$ із загальним епіциклом. Як цільова функція оптимізації динамічного навантаження у зубчастих зачепленнях прийнята функція розподілу коефіцієнта динамічності, параметрами якої є передавальні відношення ступенів механізму.

Тенденція щодо створення нових бортових ВКП та модернізації вже існуючих зберігається. При проектуванні нової бортової ВКП виникає необхідність оцінки якості самої кінематичної схеми, її конструктивних особливостей та порівняння даної схеми з уже існуючими, у тому числі серійно виробленими КП.

Найбільш повно питання кількісної оцінки якості схем ПКП розглянуто та узагальнено у роботі [44]. У статті запропоновано комплекс доопрацьованих кількісних критеріїв якості кінематичних схем ПКП стосовно бортових планетарних коробок передач ВГКМ, що дає можливість в автоматичному або напівавтоматичному режимах проводити відбраковування або сортування згенерованих схем за обраними критеріями. Бортові ПКП практично повністю задовольняють усім вимогам щодо динаміки розгону машини, гальмування і керованості при використанні автоматичної системи управління поворотом.

У статті [45] були запропоновані алгоритм та програмний продукт, які дозволяють за заданими передавальними відношеннями в автоматизованому режимі синтезувати потенціальні структурні схеми ПКП із двома ступенями свободи. Далі для синтезованих структурних схем за допомогою хвильового алгоритму Лі перевіряється перспектива конструктивної реалізації кінематичної схеми. Для них знаходяться всі основні силові та кінематичні характеристики, що дає можливість відібрати схему, яка має найкращі показники за обраними кількісними характеристиками якості.

На теперешній час проектувальниками використовуються метод синтезу ПКП, що був свого часу розроблений М.О. Крейнсом. У подальшому цей метод неодноразово покращувався його учнями. По знайдених внутрішніх передавальних відношеннях з урахуванням умов співвісності, складання та сусідства підбираються числа зубів на всіх зубчастих колесах і здійснюється повний кінематичний та силовий аналіз за відомими методами синтезу ПП.

Семишвидкісна бортова коробка передач (БКП), була розроблена ХКБМ ім. О.О. Морозова для танка Т-64 під двигун 5ТДФ, потужністю 700 л.с. Потім БКП було посилено під двигуни В-46 та 6ТД. Натепер вона є основною трансмісією танків Т-64, Т-64А, Т-64Б, БМ «Булат», Т-80УД, Т-72, Т-84, Т-90С, тягачів МТ-Т, інженерних машин БТМ-4М «Тундра», БРМ-3, БРЭМ-1, МТУ-72, МТУ-90, виконаних на шасі МТ-Т, Т-72 та Т-90С, і гусеничних машин ГМ-831...ГМ835, носіїв ракетного озброєння (комплекси С-300В) [46].

У статті [46] розглядається динаміка перехідних процесів у силовій передачі танку Т-64А у режимах розгону та гальмування на рівній горизонтальній ґрунтовій дорозі. Силова передача танка Т-64А є складною механічною системою із гідравлічним керуванням. Вона має 13 рухомих мас (дві БКП), на які накладаються неголономні зв'язки, зумовлені включенням, буксуванням та вимкненням фрикційних пристроїв. Аналітичне моделювання здійснюється шляхом аналізу динамічного стану. Авторами наведено результати дослідження динаміки дизеля 5ТДФ, всережимного регулятора та БКП (трансмісії).

При виконанні роботи [46] розглядалися такі задачі: аналітичне моделювання динаміки танку Т-64А та його моторно-трансмісійної установки у режимах розгону та гальмування на рівній горизонтальній ґрунтовій дорозі; дослідження динаміки перехідних процесів у силовій передачі; визначення законів зміни кутових швидкостей обертання елементів трансмісії та крутних моментів, що діють на сонячні шестерні планетарних рядів залежно від режиму руху машини.

В основу алгоритму розрахунку перехідних процесів у силових передачах була покладена авторська розробка: метод динамічного стану. Отримані залежності зміни крутних моментів дають можливість побудувати циклограми навантаження всіх деталей і вузлів БКП. Розроблена математична модель силових передач та отримані за її допомогою результати перехідних процесів дозволяють оцінити їх навантаженість, міцність, надійність та ресурс [46, 47].

Роботи [3, 48] дають можливість оцінити конструктивні особливості та тактико-технічні характеристики силових передач танку «Леопард-1», включаючи двигун MB838CaM500 і трансмісію 4HP-250.

КП танку Т-72Б з трьома ступенями свободи складається з ведучого та веденого валів, розташованих співвісно, чотирьох планетарних рядів з двома блокувальними фрикціями та чотирма дисковими гальмами. Перший планетарний ряд відкритий, тобто лише з полюсами зовнішнього зачеплення. У ньому застосовуються подвійні взаємозалежні сателіти, встановлені на пальцях загального водила, які знаходяться у постійному зачепленні один з одним і великою і малою сонячними шестернями. Велика сонячна шестерня пов'язана із ведучим валом коробки передач. З нею знаходяться у постійному зачепленні широкі сателіти, які знаходяться у зачепленні з проміжними сателітами, а останні пов'язані з малою сонячною шестернею [4, 7].

Одна із найбільш поширених в Україні та в інших країнах військових гусеничних машин – легкий багатоцільовий гусеничний транспортер-тягач МТ-ЛБ. Він був прийнятий на озброєння ще у 1964 році та випущений (Харківським тракторним заводом, у Польщі та Болгарії) у кількості приблизно 9600 машин, з яких орієнтовно 7500 на теперішній час ще знаходяться у експлуатації [49, 50]. Сьогодні він уже не відповідає сучасним тактико-технічним характеристикам з точки зору потужності двигуна та середніх швидкостей руху. У зв'язку з цим за останні роки запропоновано багато варіантів його модернізації, більшість з яких полягає у заміні двигуна на більш потужний. При цьому виникає проблема перевантаження інших агрегатів, насамперед трансмісії. Просте підвищення її навантажувальної здатності шляхом збільшення габаритів практично неможливе, що пов'язано з вищезгаданими обмеженнями габаритів МТВ. Вихід із цієї ситуації полягає в оптимальному за масою проектуванні нової трансмісії при забезпеченні її навантажувальної здатності, довговічності та вимоги розміщення в існуюче МТВ. Аналогічна задача розв'язувалась у роботі [51] для трансмісій та коробок передач автомобілів. Особливо слід відмітити підхід у роботі [51], який полягає у розв'язанні задачі оптимально-раціонального проектування співвісного механічного приводу на прикладі тривальної коробки передач автомобіля.

Розв'язання задачі оптимізації трансмісії легкого багатоцільового гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ є перспективним напрямком досліджень, тому що дає можливість поліпшити масові характеристики машини, забезпечити навантажувальну здатність та довговічність трансмісії при модернізації. Побудовано цільову функцію оптимізації за масою, яка досить коректно враховує основні показники трансмісії. Визначені змінні проектування, у якості яких обрані основні геометричні параметри зачеплень: модулі та числа зубців. У подальших дослідженнях планується вибір методів розв'язання задачі, побудова прикладних методик і алгоритмів, виконання тестових і перевірочних розрахунків щодо підтвердження та оцінки отриманих теоретичних результатів [49].

Модернізація бойових машин, пов'язана зі встановленням додаткового обладнання, вимагає використання більш потужних двигунів, що призводить до збільшення навантажень на деталі та вузли бортової КП. Дослідження демонструють, що в сучасних умовах бортова КП танка Т-64 працює на межі своїх технічних можливостей: збільшення потужності двигуна до 1200 к.с. знижує ресурс підшипникових опор і зубчастих передач [46, 47]. Вона морально застаріла і не відповідає сучасним вимогам щодо потужності, що передається, керованості та ергономіки.

При проектуванні нових транспортних засобів пересування, створенні тренажерів та модернізації існуючих зразків військової техніки виникає необхідність у математичному моделюванні силових передач у вигляді системи «водій – двигун – всережимний регулятор – трансмісія», що дає мож-

ливість вибрати правильні напрямки конструкторських робіт та оцінити їх ефективність. Проблема підвищення ресурсу підшипникових опорів може бути вирішена завдяки використанню спеціальних пружних опор [2]. Конструкцію бортової КП можна поліпшити насамперед внаслідок оптимізації планетарного редуктора.

Метою дослідження [47] було збільшення навантажувальної здатності, а отже, й підвищення ресурсу роботи елементів бортової коробки передач танка Т-64 через вирішення завдання оптимізації бортового ПР. Згідно з геометричними параметрами бортового редуктора (рис. 8) автори шукають оптимальні конструктивні параметри передачі – кількість зубців, величини модулів тощо щодо кінематичної схеми ПП бортового редуктора, параметрів вхідного вала, загального передавального числа передачі, яке одночасно забезпечує основну цільову функцію, тобто максимальну вантажопідйомність, та відповідає необхідним габаритним умовам.

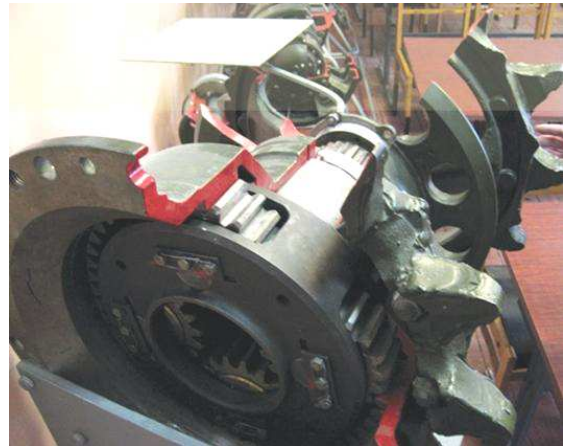


Рисунок 8 – Бортовий редуктор [47]

У [1] запропоновано інструментарій, який дає можливість проводити в автоматизованому режимі порівняльний аналіз динамічних якостей транспортного засобу у цілому і якості його трансмісії зокрема; синтезована нова бортова ПКП для основних танків типу Т-64, Т-72, Т-80-УД і Т-84, котра виключає вади серійної КП та покращує динаміку розгону.

Висновки. При оцінці технічного стану зубчастих передач із використанням робочих параметрів як діагностичних та існуючого метода діагностики, що базуються на аналізі характеру зміни кінематичної похибки передачі або віброакустичний метод дають інтегральну оцінку для групи коліс і не дозволяють виявити технічний стан окремого зубчастого колеса.

Існуючі методи математичного моделювання силових передач недостатньо відображають конструктивні особливості трансмісій, алгоритми управління, діючі кінематичні та силові зв'язки.

Деякі із недоліків, що притаманні переліченим вище методам розрахунків, усунені в низці публікацій [52–67]. Проте у цих роботах базові протиріччя існуючих підходів не усунені повною мірою. Відповідно, виникає потреба у розробленні більш досконалих математичних моделей, які адекватно описують напружено-деформований стан у зубча-

стих зачепленнях. Це становить напрямок подальших досліджень.

Список літератури

- Волонцевич, Д. О., Веретенников, Є. О., & Антропов, Р. Ю. (2009). Синтез нової кінематичної схеми бортових планетарних коробок передач основного танку на базі розроблених критеріїв оцінки динамічності машин. *Механіка та машинобудування*, (2), 20–32.
- Xu, X., Dong, P., Liu, Y., & Zhang, H. (2018). Progress in Automotive Transmission. *Technology Automotive Innovation*, 1(3), 187–210.
- Spielberger, W. J. (1995). *Waffensysteme Leopard 1 und Leopard 2. Motorbuch-Verlag*.
- Сафонов, Б. С., & Мураховский, В. И. (ред.) (1995). *Современные танки*. Москва: "Арсенал-Пресс". 320 с.
- Волонцевич, Д. О., Веретенников, Е. А., & Истомин, А. Е. (2012). Бортовая планетарная коробка передач для основного танка. *Вісник НТУ "Харківський політехнічний інститут": Серія: Проблеми механічного приводу*, 36, 32–36.
- Клітної, В. В., & Веретенников, І. М. (2020). Оптиміальний синтез планетарного бортового редуктора Т-64. *Комп'ютерні технології і мехатроніка*: зб. наук. пр. за матеріалами 2-ї Міжнар.наук.-практ. конф., 28 трав. 2020 р. Харків: ХНАДУ, 367–370.
- Филичкин, Н. В. (2008). Анализ планетарных коробок передач транспортных и тяговых машин: учеб. пособие. Компьютерная версия испр. и доп. Челябинск: Изд-во ЮурГУ, 178 с.
- Волонцевич, Д. О., Ковалюх, Р. В., & Кондусова, Н. В. (2011). Основы классификации регулируемых механических зубчатых передач и некоторые вопросы их структурного синтеза. Ч. 1. *Механіка та машинобудування*, (2), 231–239.
- Didikov, R., Dobretsov, R., & Galyshev, Yu. (2018). Transmission of the Perspective Wheel Tractor with Automatic Gearbox: Management of the Power Distribution Mechanism. *International Review of Mechanical Engineering*, 12, 790–796. DOI.org/10.15866/ireme.v12i9.15646.
- Janigová S., & Schürger B. (2021). Design Optimization of the Modified Planetary Carrier. *Journal of Engineering Sciences*, 8(1), E17-E22.
- Salamandra, K., & Tyves, L. (2018). Modeling of cyclic gearshifts in automatic transmissions for vehicles. *Engineering for rural development*, 2071–2078.
- Гутыря, С. С., Хомяк, Ю. М. Жеглова, В. М., & Чанчин, А. Н. (2016). Аналитическое моделирование и прочностной расчет эпицикла планетарного редуктора. *Вісник НТУ "Харківський політехнічний інститут": Серія: Проблеми механічного приводу*, 23(1195), 29–36.
- Чанчин, А. М. (2015). Моделирование показателей жесткости эпицикла у складі планетарного колісного редуктора. *Вісник НТУ "Харківський політехнічний інститут": Серія: Проблеми механічного приводу*, 34(1143), 144–153.
- Hamand, Y. C., & Kalamkar, V. (2011). Analysis of Stress and Deflection of Sun Gear by Theoretical and ANSYS Method. *Modern Mechanical Engineering*, (1), 56–68.
- Shim, J., Han, S. G., Yoon, C. H., Suh, J. S., & Song, C. K. (2014). Strength Verification of the Planetary Gear System. *Proceeding of the Int. Conf. on Mechanics*. Heat and Mass Transfer, 92–96.
- Kirov, V., & Wang, Yu. Y. (2014). Finite Element Analysis of a Floating Planetary Ring Gear with External Splines. *Gear Solutions*, 33–43.
- Шехов, А. В., & Павленко, В. Н. (2013). Несущая способность оптимальной по массе конструкции многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \overline{AI}$ при изгибной прочности. *Вісник НТУ "Харківський політехнічний інститут": Серія: Проблеми механічного приводу*, 41(1014), 173–182.
- Матусевич, В. А., Шарaban, Ю. В., Шехов, А. В. [и др.] (2015). Оценка несущей способности оптимальной по массе конструкции планетарного механизма типа $2 \times \overline{AI}$ из условия контактной прочности. *Вісник НТУ "Харківський політехнічний інститут": Серія: Проблеми механічного приводу*, 34, 93–102.
- Maputi, E. S., & Arora, R. (2019). Design optimization of a three-stage transmission using advanced optimization techniques. *International Journal for Simulation and Multidisciplinary Design Optimization*, 10, A8, 1–11.
- Dilawer, S. I., Junaidi, M. A. R., & Mehdi, D. S. N. (2013). Design, load analysis and optimization of compound epicyclic gear trains. *American Journal of Engineering Research*, 2(10), 2320–2847.
- Zhang, N., Cao, Y, Du, J, & Li, Q. (2016). Epicyclic Gear Train Parametric Design Based on the Multi-objective Fuzzy Optimization Method. *4th International Conference on Information Systems and Computing Technology*. Atlantis Press. P. 73–79.
- Nandepagoudar, S. B. (2017). Design and numerical analysis of optimized planetary gear box. *6th National Conference RDME* (17-18 March 2017), 05–11.
- Qimin X., & Qili X. (2010). Study on optimal design of planetary gear reducer based on particle swarm algorithm and matlab. *2010 sixth international conference on semantics, knowledge and grids*. IEEE, 391–394.
- Wu, J. B., Shu, L., & Cheng, H. M. (2010). The optimal design of multi-level planetary gear reducer. *Advanced Materials Research*. Trans Tech Publications Ltd, 139, 1308–1311.
- Daoudi, K., Boudi, E. M., & Abdellah, M. (2019). Genetic approach for multiobjective optimization of epicyclic gear train. *Mathematical Problems in Engineering*, 1–10.
- Wang, Z. K., & Zheng, Y. L. (2012). The program and optimal design of planetary gear based on differential evolution algorithm. *Advanced materials research*. Trans Tech Publications Ltd, 482, 2438–2441.
- Concli, F., & Kolios, A. (2021). Preliminary evaluation of the influence of surface and tooth root damage on the stress and strain state of a planetary gearbox: an innovative hybrid numerical-analytical approach for further development of structural health monitoring models. *Computation*, 9(3), 38.
- Molina, V. C. (2012). Theoretical frequency analysis of vibrations from planetary gearboxes. *Forschung im Ingenieurwesen*, 76(1), 15–31.
- Яглинский, В. П., Гутыря, С. С., Чанчин, А. Н., & Хомяк, Ю. М. (2018). Параметрические колебания в планетарных колесных редукторах. *Вісник НТУ "Харківський політехнічний інститут": Серія: Машинознавство та САПР*, № 25(1301), 156–162.
- Chen, X., Chen, Y., & Zuo, M. J. (2020). Dynamic modeling of a planetary gear system with sun gear crack under gravity and carrier-ring clearance. *Procedia Manufacturing*, 49, 55–60. <https://doi.org/10.1016/j.promfg.2020.06.011>.
- Zhang, X., Tang, X., & Yang, W. (2019). Analysis of transmission error and load distribution of a hoist two-stage planetary gear system. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 233(1), 3–16.
- Грищенко, В. М., Томін, О. С., & Ломов, С. Г. (2014). Динамічні скінченно-елементні моделі валів трансмісійних машин в ANSYS. *Вісник НТУ "Харківський політехнічний інститут": Серія: Динаміка і міцність машин*, 58(1100), 21–30.
- Gutyrya S., Yaglinsky V., & Chanchin A. (2016). Parametrical Fluctuations of Epicycle in Wheel Gearboxes. *British Journal of Applied Science & Technology*, 13(2), 1–8.
- Калинин, Д. В. (2015). Моделирование нелинейных колебаний цилиндрических зубчатых передач авиационных приводов. *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета*, 14(3), Ч. 1, 183–192.
- Dresig, H., & Schreiber, U. (2005). Vibration Analysis for Planetary Gears under Consideration of Stiffness Variations during Tooth Engagement. *International Conference on Gears*. VDI BERICHTE. Munich, Germany, 591–610.
- Concli, F., & Gorla, C. (2021). Dynamic modeling of gears: an innovative hybrid FEM–analytical approach. *International Journal of Computational Methods and Experimental Measurements*, 9(2), 117–125.
- Chung, W. J., Oh, J. S., Han, H. W., Kim, J. T., & Park, Y. J. (2020). Analytical study of floating effects on load sharing characteristics of planetary gearbox for off-road vehicle. *Advances in Mechanical Engineering*, 12(7), 1–16. <https://doi.org/10.1177/1687814020940468>
- Гайдамака, А. В., Музикін, Ю. Д., & Клітної, В. В. (2021). Діагностика технічного стану і прогнозування безаварійно гарантованого напруження зубчастих коліс важко навантажених машин. *Vehicle and electronics. Innovative technologies*, 20, 54–61. <https://doi.org/10.30977/VEIT.2021.20.0.06>
- Frini, M., Soualhi, A., & Badaoui, M. (2019). Gear faults diagnosis based on the geometric indicators of electrical signals in three-phase induction motors. *Mechanism and Machine Theory*, 138, 1–15. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2019.03.030>

40. Chen, Y., Schmidt, S., Heyns, P. S., & Zuo, M. J. (2021). A time series model-based method for gear tooth crack detection and severity assessment under random speed variation. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 156, 107–605. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.107605>
41. Mohammed, O. D., & Rantatalo, M. (2020). Gear fault models and dynamics-based modelling for gear fault detection—A review. *Engineering Failure Analysis*, 117, 104–798. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.104798>
42. Oborskyi, G. O., Hutyria, S. S., Yaglinskij, V. P., & Chanchin, A. M. (2018). Technical evolution and reliability of trolleybus's traction transmission. *Вісник Національного технічного університету ХПІ. Серія: Машинознавство та САПР*, (25), 117–126.
43. Матусевич, В. А., Шарабан, Ю. В., Шехов, А. В., & Абрамов, В. Т. (2016). Оптимизация динамической нагрузки в зубчатых зацеплениях планетарного механизма типа $n \times AI$ при контактной прочности. *Вісник НТУ "Харківський політехнічний інститут": Серія: Проблеми механічного приводу*, (23), 97–103.
44. Волонцевич, Д. О., Веретенников, Е. А., & Пасечный, С. С. (2013). К вопросу о количественных критериях качества кинематических схем планетарных коробок передач. *Вісник НТУ "Харківський політехнічний інститут": Серія: Транспортне машинобудування*, 31(1004), 105–110.
45. Волонцевич, Д. О., Сериков, В. І., & Пасічний, С. С. (2014). Автоматизация структурно-параметричного синтезу планетарних коробок передач транспортних засобів. *Вісник НТУ "Харківський політехнічний інститут": Серія: Транспортне машинобудування*, 14(1057), 38–49.
46. Чернышев, В. Л., Остапчук, Ю. А., & Шипулин, А. А. (2013). Исследование динамики силовой передачи танка Т-64А в режимах разгона и торможения на сухой грунтовой дороге. *Вісник НТУ "Харківський політехнічний інститут": Серія: Проблеми механічного приводу*, 41(1014), 162–173.
47. Клітної, В. В., Клітної, В. В., & Батрак, П. О. (2020). Оптимізація планетарної передачі бортового редуктора з використанням методу диференціальної еволюції. *Автомобільний транспорт*, 47, 15–20. <https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2020.47.0.15>
48. Чернышев, В. Л., Арнаутов, К. Б., & Акиншин, А. Г. (2014). К вопросу о конструкции и технических характеристиках силовой передачи танка "Леопард-1". *Вісник НТУ "Харківський політехнічний інститут": Серія: Проблеми механічного приводу*, 31(1074), 183–189.
49. Клочков, І. Є., Устиненко, О. В., Бондаренко, О. В., & Браславська, Т. С. (2018). Побудова цільової функції оптимізації трансмісії гусеничного транспортера-тягача МТ-ЛБ за масою. *Вісник Національного технічного університету ХПІ. Серія: Машинознавство та САПР*, 7(1283), 34–40.
50. МТ-ЛБ і його модифікації. Військова панорама. 11 груд. 2011. – Режим доступу : <http://wartime.org.ua/455-mt-lb-yoogomodifkasyi.html>. – Дата звернення : 12 лютого 2022.
51. Калінін, П. М., Остапчук, Ю. О., Жережон-Зайченко, Ю. В., Юсов, В. І., & Сериков В. І. (2016). До питання оптимально-раціонального проектування ступінчастих зубчастих редукторів. *Вісник НТУ "Харківський політехнічний інститут": Серія: Проблеми механічного приводу*, 23(1195), 64–71.
52. Bondarenko, O., Ustylenko, O., & Serykov, V. (2020). Solving the problem of rational design for a two stage reducer by using a modified evolutionary algorithm. Proceedings of 7th International VAPT Conference Dedicated to the 90th Anniversary of Prof. Kiril Arnaudov «Power Transmissions 2020», June 10–13, 2020, Borovets, Bulgaria. Sofia, Bulgaria. *Scientific-technical union of mechanical engineering «Industry-4.0»*, 115–122.
53. Бондаренко, О. В., Устиненко, О. В., Клочков, І. Є., Сериков, В. І., Воронцов, Б. С., & Кириченко, І. О. (2020). Приклад багатокритеріальної оптимізації двоступінчастого редуктора за допомогою модифікованого еволюційного алгоритму. *Вісник НТУ «ХПІ»: Серія: Машинознавство та САПР*, 2, 7–12.
54. Кривошея, А. В., Данильченко, Ю. М., Сторчак, М. Г., Бабичев, Д. Т., Мельник, В. Е., Французов, В. И., Гуцаленко, Ю. Г., & Третяк, Т. Е. (2014). К вопросу классификации кинематических схем и математических моделей формообразования зубчатых передач. *Вісник НТУ "ХПІ"*, 31(1074), 75–84.
55. Кривошея, А. В., Сторчак, М. Г., Данильченко, Ю. М., & Кривошея, В. В. Обобщенная классификация кинематических схем формообразования зубчатых колес. (2006). *Високи технології в машинобудуванні: зб. наук. праць*, 2(13), 48–69.
56. Кривошея, А. В., Данильченко, Ю. М., Сторчак, М. Г., & Мельник, В. Е. (2010). Совершенствование обобщенной унифицированной математической модели формообразования и обработки зубчатых колес. *Оборудование и инструмент для профессионалов. Серия Металлообработка*, 4, 46–51.
57. Данильченко, Ю. М., Кривошея, А. В., & Сторчак, М. Г. (2014). Проектирование формообразующего оборудования и инструментальных систем для обработки зубчатых колес. *Международный симпозиум "Теория и практика зубчатых передач-2014"*, Ижевск, 20-21 янв. 2014 г. Ижевск, 484–489.
58. Кривошея, А. В., Сторчак, М. Г., Данильченко, Ю. М., Тернюк, Н. Э., Воронцов, Б. С., & Устиненко, А. В. (2015). Разработка концепции, структуры и принципов создания и функционирования новой технической системы синтеза зубчатых передач. *Вісник НТУ "ХПІ"*, 34 (1143), 64–74.
59. Бондаренко, О., Устиненко, О., Протасов, Р., Клочков, І., Воронцов, Б., Матюшенко, М., & Калінін, П. (2022). Огляд сучасного використання генетичних та еволюційних алгоритмів. Стратегії, можливості (оглядова стаття). *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР*, 2, 6–16.
60. Vorontsov, V., Bosansky, M., Kyrychenko, I., Kuzmenko, N., Stupnytskyu, V., Kuleshkov, Y., & Ustinenko, A. (2020). Methods of designing gear's machining tools with the hyperboloid cutting part. *Strojnícky časopis-Journal of Mechanical Engineering*, 70(1), 135–142.
61. Hasanov, M., Klochko, A., Horoshaylo, V., Vorontsov, V., & Ryazantsev, A. (2022). Duplex Scheme of the Technological Impact of the Provision of Operational Properties of a Hardened Large Module Gears. *International Journal of Integrated Engineering*, 14(6), 55–62.
62. Протасов, Р. В., Андрієнко, С. В., & Устиненко, О. В. (2020). Синтез зубчатых и цепных передач с эволютным профилем и их моделирование в САД-системах. *Сучасні проблеми моделювання*, (17), 101–107.
63. Ягліньський, В., Гутиря, С., Хомяк, Ю., & Беліков, В. (2021). Узагальнені критерії навантажувальної здатності промислових роботів. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР*, (2), 135–142.
64. Гутиря, С. С., Ягліньський, В. П., & Чанчин, А. М. (2013). Моделювання частотних характеристик планетарного колісного редуктора. *Вісник Нац. ун-ту "ХПІ"* : зб. наук. пр. Темат. вип. : Машинознавство та САПР, 1 (975), 35–43.
65. Ягліньський, В. П., Гутиря, С. С., & Чанчин, А. Н. (2015). Частотний аналіз коливаний планетарного колісного редуктора. *Вісник Гомельського державного технічного університету ім. П.О. Сухого*, 1(2) (61), 3–10.
66. Ягліньський, В. П., Гутиря, С. С., Хомяк, Ю. М., & Чанчин, А. Н. (2016). Параметрические колебания эпицикла колісного редуктора. *Вісник Херсонського національного технічного університету*, 2(57), 87–96.
67. Бондаренко, О. В., & Устиненко, О. В. (2019). Використання псевдовипадкових послідовностей в еволюційних алгоритмах при раціональному проектуванні зубчастих циліндричних редукторів та коробок передач. *Вісник НТУ «ХПІ»: Серія: Машинознавство та САПР*, (1), 3–9.

References (transliterated)

- Volontsevych, D. O., Veretennikov, Ye. O., & Antropov, R. Yu. (2009). Syntez novoi kinematychnoi skhemy bortovykh planetarnykh korobok peredach osnovnogo tanku na bazi rozroblenykh kryteriyv otsinky dynamichnosti mashyn. *Mekhanika ta mashynobuduvannia*, (2), 20–32.
- Xu, X., Dong, P., Liu, Y., & Zhang, H. (2018). Progress in Automotive Transmission. *Technology Automotive Innovation*, 1(3), 187–210.
- Spielberger, W. J. (1995). Waffensysteme Leopard 1 und Leopard 2. *Motorbuch-Verlag*.
- Safonov, B. S., & Murakhovsky, V. I. (ed.) (1995). Modern tanks. Moscow: "Arsenal-Press". 320 p.
- Volontsevich, D. O., Veretennikov, E. A., & Istomin, A. E. (2012). Onboard planetary gearbox for the main tank. *Bulletin of NTU "Kharkiv Polytechnic Institute": Series: Problems of mechanical drive*, 36, 32–36.
- Klitnoi, V. V., & Veretennikov, I. M. (2020). Optymalniy syntez planetarnoho bortovoho reduktora T-64. *Kompiuterni tekhnologii i mekhatronika : zb. nauk. pr. za materialamy 2-yi Mizhnar.nauk.-*

- prakt. konf., 28 trav. 2020 r. Kharkiv: KhNADU, 367–370.
7. Filichkin, N. V. (2008). Analiz planetarnykh korobok peredach transportnykh i tyagovykh mashin: ucheb. posobiye. Komp'yuternaya versiya ispr. i dop. Chelyabinsk: Izd-vo YuurGU, 178 s.
 8. Volontsevich, D. O., Kovalyukh, R. V., & Kondusova, N. V. (2011). Osnovy klassifikatsii reguliruyemykh mekhanicheskikh zubchatykh peredach i nekotoryye voprosy ikh strukturnogo sinteza. CH. 1. Mekhanika ta mashinobuduvannya, (2), 231–239.
 9. Didikov, R., Dobretsov, R., & Galyshev, Yu. (2018). Transmission of the Perspective Wheel Tractor with Automatic Gearbox: Management of the Power Distribution Mechanism. *International Review of Mechanical Engineering*, 12, 790–796. DOI.org/10.15866/ireme.v12i9.15646.
 10. Janigová S., & Schürger B. (2021). Design Optimization of the Modified Planetary Carrier. *Journal of Engineering Sciences*, 8(1), E17–E22.
 11. Salamandra, K., & Tyves, L. (2018). Modeling of cyclic gearshifts in automatic transmissions for vehicles. *Engineering for rural development*, 2071–2078.
 12. Hutyrya, S. S., Khomyak, YU. M. Zhehlova, V. M., & Chanchyn, A. N. (2016). Analytycheskoe modelirovaniye y prochnostnoy raschet épytsykla planetarnoho reduktora. *Visnyk NTU "Kharkivskyy politekhnichnyy instytut"*: Seriya: Problemy mekhanichnoho pryvodu, 23(1195), 29–36.
 13. Chanchin, A. M. (2015). Modeliuвання pokaznykiv zhorstkosti épytsyky u skladi planetarnoho kolisnoho reduktora. *Visnyk NTU "Kharkivskyy politekhnichnyy instytut"*: Seriya: Problemy mekhanichnoho pryvodu, 34(1143), 144–153.
 14. Hamand, Y. C., & Kalamkar, V. (2011). Analysis of Stress and Deflection of Sun Gear by Theoretical and ANSYS Method. *Modern Mechanical Engineering*, (1), 56–68.
 15. Shim, J., Han, S. G., Yoon, C. H., Suh, J. S., & Song, C. K. (2014). Strength Verification of the Planetary Gear System. *Proceeding of the Int. Conf. on Mechanics*. Heat and Mass Transfer, 92–96.
 16. Kirov, V., & Wang, Yu. Y. (2014). Finite Element Anlysis of a Floating Planetary Ring Gear with External Splines. *Gear Solutions*, 33–43.
 17. Shekhov, A. V., & Pavlenko, V. N. (2013). Nesushchaya sposobnost' optimal'noy po masse konstruksyy mnohostupenchatoho planetarnoho mekhanyzma typan x AI pry yz-hybnoy prochnosty. *Visnyk NTU "Kharkivskyy politekhnichnyy instytut"*: Seriya: Problemy mekhanichnoho pryvodu, 41(1014), 173–182.
 18. Matusyevych, V. A., Sharaban, YU. V., Shekhov, A. V. [y dr.] (2015). Otsenka nesushchey sposobnosty optimal'noy po masse konstruksyy planetarnoho mekhanyzma typan 2xAI yz uslovyya kontaktnoy prochnosty. *Visnyk NTU "Kharkivskyy politekhnichnyy instytut"*: Seriya: Problemy mekhanichnoho pryvodu, 34, 93–102.
 19. Maputi, E. S., & Arora, R. (2019). Design optimization of a three-stage transmission using advanced optimization techniques. *International Journal for Simulation and Multidisciplinary Design Optimization*, 10, A8, 1–11.
 20. Dilawer, S. I., Junaidi, M. A. R., & Mehdi, D. S. N. (2013). Design, load analysis and optimization of compound epicyclic gear trains. *American Journal of Engineering Research*, 2(10), 2320–2847.
 21. Zhang, N., Cao, Y, Du, J, & Li, Q. (2016). Epicyclic Gear Train Parametric Design Based on the Multi-objective Fuzzy Optimization Method. *4th International Conference on Information Systems and Computing Technology*. Atlantis Press. P. 73–79.
 22. Nandepagoudar, S. B. (2017). Design and numerical analysis of optimized planetary gear box. *6th National Conference RDME (17-18 March 2017)*, 05–11.
 23. Qimin X., & Qili X. (2010). Study on optimal design of planetary gear reducer based on particle swarm algorithm and matlab. *2010 sixth international conference on semantics, knowledge and grids*. IEEE, 391–394.
 24. Wu, J. B., Shu, L., & Cheng, H. M. (2010). The optimal design of multi-level planetary gear reducer. *Advanced Materials Research*. Trans Tech Publications Ltd, 139, 1308–1311.
 25. Daoudi, K., Boudi, E. M., & Abdellah, M. (2019). Genetic approach for multiobjective optimization of epicyclic gear train. *Mathematical Problems in Engineering*, 1–10.
 26. Wang, Z. K., & Zheng, Y. L. (2012). The program and optimal design of planetary gear based on differential evolution algorithm. *Advanced materials research*. Trans Tech Publications Ltd, 482, 2438–2441.
 27. Concli, F., & Kolios, A. (2021). Preliminary evaluation of the influence of surface and tooth root damage on the stress and strain state of a planetary gearbox: an innovative hybrid numerical-analytical approach for further development of structural health monitoring models. *Computation*, 9(3), 38.
 28. Molina, V. C. (2012). Theoretical frequency analysis of vibrations from planetary gearboxes. *Forschung im Ingenieurwesen*, 76(1), 15–31.
 29. Yahlynskyi, V. P., Hutyrya, S. S., Chanchyn, A. N., & Khomyak, YU. M. (2018). Parametrycheskye kolebaniya v planetarnykh kolesnykh reduktorakh. *Visnyk NTU "Kharkivskyy politekhnichnyy instytut"*: Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR, № 25(1301), 156–162.
 30. Chen, X., Chen, Y., & Zuo, M. J. (2020). Dynamic modeling of a planetary gear system with sun gear crack under gravity and carrier-ring clearance. *Procedia Manufacturing*, 49, 55–60. <https://doi.org/10.1016/j.promfg.2020.06.011>.
 31. Zhang, X., Tang, X., & Yang, W. (2019). Analysis of transmission error and load distribution of a hoist two-stage planetary gear system. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, 233(1), 3–16.
 32. Hryshchenko, V. M., Tomin, O. S., & Lomov, S. H. (2014). Dynamichni skinchenno-elementni modeli valiv transmisiynykh mashyn v ANSYS. *Visnyk NTU "Kharkivskyy politekhnichnyy instytut"*: Seriya: Dynamika i mitsnist mashyn, 58(1100), 21–30.
 33. Gutyrya S., Yaglynskiy V., & Chanchin A. (2016). Parametrical Fluctuations of Epicycle in Wheel Gearboxes. *British Journal of Applied Science & Technology*, 13(2), 1–8.
 34. Kalinin, D. V. (2015). Modelirovaniye nelineynykh kolebaniy tsilindricheskikh zubchatykh peredach aviatsionnykh privodov. *Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo aerokosmicheskogo universiteta*, 14(3), CH. 1, 183–192.
 35. Dresig, H., & Schreiber, U. (2005). Vibration Analysis for Planetary Gears under Consideration of Stiffness Variations during Tooth Engagement. *International Conference on Gears*. VDI BERICHT. Munich, Germany, 591–610.
 36. Concli, F., & Gorla, C. (2021). Dynamic modeling of gears: an innovative hybrid FEM–analytical approach. *International Journal of Computational Methods and Experimental Measurements*, 9(2), 117–125.
 37. Chung, W. J., Oh, J. S., Han, H. W., Kim, J. T., & Park, Y. J. (2020). Analytical study of floating effects on load sharing characteristics of planetary gearbox for off-road vehicle. *Advances in Mechanical Engineering*, 12(7), 1–16. <https://doi.org/10.1177/1687814020940468>
 38. Haidamaka, A. V., Muzykin, Yu. D., & Klitnoi, V. V. (2021). Diahnostyka tekhnichnoho stanu i prohozuvannya bezavariino harantovanoho napratsiuвання zubchastykh kolis vazhko navantazhenykh mashyn. *Vehicle and electronics. Innovative technologies*, 20, 54–61. <https://doi.org/10.30977/VEIT.2021.20.0.06>
 39. Frini, M., Soualhi, A., & Badaoui, M. (2019). Gear faults diagnosis based on the geometric indicators of electrical signals in three-phase induction motors. *Mechanism and Machine Theory*, 138, 1–15. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2019.03.030>
 40. Chen, Y., Schmidt, S., Heyns, P. S., & Zuo, M. J. (2021). A time series model-based method for gear tooth crack detection and severity assessment under random speed variation. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 156, 107–605. <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2020.107605>
 41. Mohammed, O. D., & Rantatalo, M. (2020). Gear fault models and dynamics-based modelling for gear fault detection—A review. *Engineering Failure Analysis*, 117, 104–798. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.104798>
 42. Oborskiy, G. O., Hutyrya, S. S., Yaglynskiy, V. P., & Chanchin, A. M. (2018). Technical evolution and reliability of trolleybus's traction transmission. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu KhPI. Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR*, (25), 117–126.
 43. Matusyevych, V. A., Sharaban, YU. V., Shekhov, A. V., & Abramov, V. T. (2016). Optymyzatsyya dynamicheskoy nahruzky v zubchatykh zatseplennyakh planetarnoho mekhanyzma typan x AI pry kontaktnoy prochnosty. *Visnyk NTU "Kharkivskyy politekhnichnyy instytut"*: Seriya: Problemy mekhanichnoho pryvodu, (23), 97–103.
 44. Volontsevych, D. O., Veretennykov, E. A., & Pasechnyy, S. S. (2013). K voprosu o kolychestvennykh kryteryakh kachestva kynematycheskykh skhem planetarnykh korobok peredach. *Visnyk NTU "Kharkivskyy politekhnichnyy instytut"*: Seriya:

- Transportne mashynobuduvannya, 31(1004), 105–110.
45. Volontsevych, D. O., Sierykov, V. I., & Pasichnyi, S. S. (2014). Avtomatyzatsiia strukturno-parametrychnoho syntezu planetarnykh korobok peredach transportnykh zasobiv. *Visnyk NTU "Kharkivskiy politekhnichnyi instytut"*: Seriya: Transportne mashynobuduvannya, 14(1057), 38–49.
 46. Chernyshev, V. L., Ostapchuk, YU. A., & Shypulyn, A. A. (2013). Yssledovanye dynamyky sylovy peredachy tanka T-64A v rezhymakh raz-hona y tormozhenyya na sukhoi hruntovoy dorozhe. *Visnyk NTU "Kharkivskiy politekhnichnyi instytut"*: Seriya: Problemy mekhanichnoho pryvodu, 41(1014), 162–173.
 47. Klitnoi, V. V., Klitnoi, V. V., & Batrak, P. O. (2020). Optymizatsiia planetarnoi peredachy bortovoho reduktora z vykorystanniam metodu dyferentsialnoi evoliutsii. *Avtomobilnyi transport*, 47, 15–20. <https://doi.org/10.30977/AT.2219-8342.2020.47.0.15>
 48. Chernyshev, V. L., Arnaudov, K. B., & Akynshyn, A. H. (2014). K voprosu o konstruktsyy y tekhnicheskyykh kharakterystykakh sylovykh peredachy tanka "Leopard-1". *Visnyk NTU "Kharkivskiy politekhnichnyi instytut"*: Seriya: Problemy mekhanichnoho pryvodu, 31(1074), 183–189.
 49. Klochkov, I. Ye., Ustynenko, O. V., Bondarenko, O. V., & Braslavskaya, T. S. (2018). Pobudova tsilovoi funktsii optymizatsii transmisiy husenychnoho transportera-tiahacha MT-LB za masoiu. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu KhPI. Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR*, 7(1283), 34–40.
 50. MT-LB i yoho modyifikatsii. (2011). Viiskova panorama. Rezhym dostupu : <https://wartime.org.ua/455-mt-lb-yogo-modifikatsiyi.html>
 51. Kalinin, P. M., Ostapchuk, Yu. O., Zherezhon-Zaichenko, Yu. V., Yusov, V. I., & Sierykov V. I. (2016). Do pytannia optymizatsii racionalnoho proektuvannia stupinchastykh zubchastykh reduktoriv. *Visnyk NTU "Kharkivskiy politekhnichnyi instytut"*: Seriya: Problemy mekhanichnoho pryvodu, 23(1195), 64–71.
 52. Bondarenko, O., Ustynenko, O., & Serykov, V. (2020). Solving the problem of rational design for a two stage reducer by using a modified evolutionary algorithm. *Proceedings of 7th International BAPT Conference Dedicated to the 90th Anniversary of Prof. Kiril Arnaudov «Power Transmissions 2020»*, June 10–13, 2020, Borovets, Bulgaria. Sofia, Bulgaria. *Scientific-technical union of mechanical engineering «Industry-4.0»*, 115–122.
 53. Bondarenko, O. V., Ustynenko, O. V., Klochkov, I. Ye., Sierykov, V. I., Vorontsov, B. S., & Kyrychenko, I. O. (2020). Pryklad bahatokryterialnoi optymizatsii dvostupinchastoho reduktora za dopomohoiu modyfikovanoho evoliutsiinoho alhorytmu. *Visnyk NTU «KhPI»*: Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR, 2, 7–12.
 54. Krivosheya, A. V., Danil'chenko, YU. M., Storchak, M. G., Babichev, D. T., Mel'nik, V. Ye., Frantsuzov, V. I., Gutsalenko, YU. G., & Tret'yak, T. Ye. (2014). K voprosu klassifikatsii kinematicheskikh skhem i matematicheskikh modeley formoobrazovaniya zubchatykh peredach. *Visnyk NTU "KhPI"*, 31(1074), 75–84.
 55. Kryvosheya, A. V., Storchak, M. H., Danyl'chenko, YU. M., & Kryvosheya, V. V. Obobshchennaya klassyfykatsyya kynematicheskyykh skhem formoobrazovaniya zubchatykh koles. (2006). *Vysoki tekhnolohiyi v mashynobuduvanni: zb. nauk. prats'*, 2(13), 48–69.
 56. Krivosheya, A. V., Danil'chenko, YU. M., Storchak, M. G., & Mel'nik, V. Ye. (2010). Sovershenstvovaniye obobshchonnoy unifitsirovannoy matematicheskoy modeli formoobrazovaniya i obrabotki zubchatykh koles. *Oborudovaniye i instrument dlya professionalov. Seriya Metalloobrabotka*, 4, 46–51.
 57. Danil'chenko, YU. M., Krivosheya, A. V., & Storchak, M. G. (2014). Proyektirovaniye formoobrazuyushchego oborudovaniya i instrumental'nykh sistem dlya obrabotki zubchatykh koles. *Mezhdunarodnyy simpozium "Teoriya i praktika zubchatykh peredach-2014"*, Izhevsk, 20-21 yanv. 2014 g. Izhevsk, 484–489.
 58. Krivosheya, A. V., Storchak, M. G., Danil'chenko, YU. M., Ternyuk, N. E., Vorontsov, B. S., & Ustinenko, A. V. (2015). Razrabotka kontseptsii, struktury i printsipov sozdaniya i funktsionirovaniya novoy tekhnicheskoy sistema sinteza zubchatykh peredach. *Visnyk NTU "KhPI"*, 34 (1143), 64–74.
 59. Bondarenko, O., Ustynenko, O., Protasov, R., Klochkov, I., Vorontsov, B., Matiushenko, M., & Kalinin, P. (2022). Ohliad suchasnoho vykorystannia henetychnykh ta evoliutsiinyykh alhorytmiv. *Stratehii, mozhlivosti (ohliadova stattia)*. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI»*. Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR, 2, 6–16.
 60. Vorontsov, B., Bosansky, M., Kyrychenko, I., Kuzmenko, N., Stupnytsky, V., Kuleshkov, Y., & Ustinenko, A. (2020). Methods of designing gear's machining tools with the hyperboloid cutting part. *Strojniky časopis-Journal of Mechanical Engineering*, 70(1), 135–142.
 61. Hasanov, M., Klochko, A., Horoshaylo, V., Vorontsov, B., & Ryazantsev, A. (2022). Duplex Scheme of the Technological Impact of the Provision of Operational Properties of a Hardened Large Module Gears. *International Journal of Integrated Engineering*, 14(6), 55–62.
 62. Protasov, R. B., Andriienko, S. V., & Ustynenko, O. V. (2020). Syntez zubchatykh y tsepnnykh peredach s evoliutsiynym profylyem y ykh modelirovaniye v CAD-systemakh. *Suchasni problemy modeliuvaniya*, (17), 101–107.
 63. Iahlinskyi, V., Hutyria, S., Khomiak, Yu., & Bielikov, V. (2021). Uzahalneni kryterii navantazhuvalnoi zdatnosti promyslovykh robotiv. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI»*. Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR, (2), 135–142.
 64. Hutyria, S. S., Yahlinskyi, V. P., & Chanchin, A. M. (2013). Modeliuvaniya chastotnykh kharakterystyk planetarnoho kolisnoho reduktora. *Visnyk Nats. tekhn. un-tu "KhPI"* : zb. nauk. pr. Temat. vyp. : Mashynoznavstvo ta SAPR, 1 (975), 35–43.
 65. Yaglinskiy, V. P., Gutrya, S. S., & Chanchin, A. N. (2015). Chastotnyy analiz kolebaniy planetarnogo kolesnogo reduktora. *Vestnik Gomel'skogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta im. PO Sukhogo*, 1(2) (61), 3–10.
 66. Yaglinskiy, V. P., Gutrya, S. S., Khomyak, YU. M., & Chanchin, A. N. (2016). Parametricheskiye kolebaniya epitsikla kolesnogo reduktora. *Vestnik Khersonskogo natsional'nogo tekhnicheskogo universiteta*, 2(57), 87–96.
 67. Bondarenko, O. V., & Ustynenko, O. V. (2019). Vykorystannia psevdovypadkovykh poslidovnosti v evoliutsiinyykh alhorytmakh pry ratsionalnomu proektuvanni zubchastykh tsylindrichnykh reduktoriv ta korobok peredach. *Visnyk NTU «KhPI»*: Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR, (1), 3–9.

Надійшла (received) 20.02.2023

Відомості про авторів /About the Authors

Сериков Володимир Іванович / Sierykov Volodymyr – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), доцент, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-64-78; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5295-3925>; e-mail: SerikovVI@tmm-sapr.org