

ISSN 2079-0775



ВІСНИК

Національного технічного університету
«ХПІ»

Серія: Машинознавство та САПР

№1 2026

Харків

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

MINISTRY OF EDUCATION
AND SCIENCE OF UKRAINE

National Technical University
«Kharkiv Polytechnic Institute»

**Вісник Національного
технічного університету
«ХПІ». Серія:
Машинознавство та САПР**

**Bulletin of the National
Technical University
«KhPI». Series:
Engineering and CAD**

№ 1'2026

No. 1'2026

Збірник наукових праць

Collection of Scientific papers

Видання засноване у 1961 р.

The edition was founded in 1961

Харків
НТУ «ХПІ», 2026

Kharkiv
NTU «KhPI», 2026

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР = Bulletin of the National Technical University «KhPI». Series: Engineering and CAD : зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Харків: НТУ «ХПІ», 2026. № 1. 153 с. ISSN 2079-0775.

У збірнику представлені результати досліджень кінематики, динаміки, напружено-деформованого стану елементів сучасних машин, а також методи, моделі та системи їх автоматизованого проектування. Публікуються статті, що стосуються розробки систем автоматизованого проектування, застосування математичного моделювання в техніці, впровадження інформаційних технологій і розробки програмного забезпечення. Статті містять матеріали доповідей 57-ї міжнародної науково-технічної конференції «Проблеми якості і довговічності зубчастих передач та механічного приводу» ЗП–2026.

Для науковців, викладачів вищої школи, аспірантів, студентів і фахівців у галузі автоматизованого проектування механічних систем

The publication is devoted to the coverage of achievements in the field of kinematics, dynamics, stress-strain state of machines elements, as well as methods, models and systems of their automated design. Articles are published on the development of CAD systems, the application of mathematical modeling in technic, the introduction of information technology and software development. The articles contain materials of the 57th International scientific-technical conference «Problems of quality and durability of gears and mechanical drive» ZP–2026.

For scientists, teachers of higher education, post-graduate students, students and specialists in the field of mechanical engineering

Ідентифікатор медіа R30-01546, згідно з рішенням Національної ради України з питань телебачення і радіомовлення № 1075 від 16.10.2023 р.

Атестований як наукове фахове видання України категорії «Б», у якому можуть публікуватися результати дисертаційних робіт доктора філософії, доктора і кандидата наук

Галузь знань – механічна інженерія (13); спеціальності: 131 – прикладна механіка, 133 – галузеве машинобудування

Мова статей – українська, англійська

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР включений до зовнішніх інформаційних систем, у тому числі індексується в наукометричних базах OCLC WorldCat (США) і Google Scholar, пошукової системи Crossref та Bielefeld Academic Search Engine (Німеччина), входить до Переліку ICI Journal Master List 2018–2021 рр. наукометричної бази даних Index Copernicus, включений у довідник періодичних видань бази даних Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA), а також до електронних бібліотек The Vernadsky National Library of Ukraine (Україна, Київ), Institutional Repository (eNTUKhPIIR) (Україна, Харків), науково-технічної бібліотеки НТУ «ХПІ»

Офіційний сайт видання: <http://misapr.khpi.edu.ua/>

Засновник

Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

Founder

National Technical University
«Kharkiv Polytechnic Institute»

Редакційна колегія серії

Відповідальний редактор:

Ткачук М. А., проф., НТУ «ХПІ», Україна

Відповідальний секретар:

Ткачук М. М., ст. дослідник, НТУ «ХПІ», Україна

Члени редколегії:

Акімов О. В., проф., НТУ «ХПІ», Україна

База В. М., доц., Сумський державний університет, Україна

Бікіч С., проф., Новосадський університет, Сербія

Бурлаєнко В. М., доц., НТУ «ХПІ», Україна

Воропай О. В., проф., ХНАДУ, Україна

Грабовський А. В., проф., НТУ «ХПІ», Україна

Гречка І. П., доц., НТУ «ХПІ», Україна

Зінченко О. І., доц., НТУ «ХПІ», Україна

Львов Г. І., проф., НТУ «ХПІ», Україна

Ондрушка Ю., доц., Словацький технічний університет у Братиславі, Словаччина

Пасіка В. Р., проф., НУ «Львівська політехніка», Україна

Проценко В. О., проф., Херсонський НТУ, Україна

Рацков М., проф., Новосадський університет, Сербія

Ратінавелу С., ст. викл., Університет Карлстада, Швеція

Сотник М. І., проф., Сумський державний університет, Україна

Степанов М. С., проф., НТУ «ХПІ», Україна

Субботіна В. В., проф., НТУ «ХПІ», Україна

Устиненко О. В., доц., НТУ «ХПІ», Україна

Харжевський В. О., проф., Хмельницький національний університет, Україна

Хованський С. О., доц., Сумський державний університет, Україна

Хрїбїк А., PhD, Словацький технічний університет у Братиславі, Словаччина

Шатохін В. М., проф., ХНУМГ імені О.М. Бекетова, Україна

Editorial staff

Associate editor:

Tkachuk M. A., prof., NTU «KhPI», Ukraine

Executive secretary:

Tkachuk M. M., senior researcher, NTU «KhPI», Ukraine

Editorial staff members:

Akimov O. V., prof., NTU «KhPI», Ukraine

Baha V. M., doct. of Science, Sumy State University, Ukraine

Bikić S., prof., University of Novi Sad, Serbia

Burlayenko V. M., doct. of Science, NTU «KhPI», Ukraine

Voropai O. V., prof., ХНАДУ, Ukraine

Grabovsky A. V., prof., NTU «KhPI», Ukraine

Hrechka I. P., doct. of Science, NTU «KhPI», Ukraine

Zinchenko O. I., doct. of Science, NTU «KhPI», Ukraine

Lvov G. I., prof., NTU «KhPI», Ukraine

Ondruška J., doc., Slovak University of Technology in Bratislava, Slovakia

Pasika V. R., prof., Lviv Polytechnic National University, Ukraine

Protsenko V. O., prof., Kherson National Technical University, Ukraine

Rackov M., prof., University of Novi Sad, Serbia

Rathinavelu S., assoc. senior lecturer, Karlstad University, Sweden

Sotnyk M. I., prof., Sumy State University, Ukraine

Stepanov M. S., prof., NTU «KhPI», Ukraine

Subbotina V. V., prof., NTU «KhPI», Ukraine

Ustynenko O. V., doct. of Science, NTU «KhPI», Ukraine

Kharzhevskiy V. O., prof., Khmelnytskyi National University, Ukraine

Khovanskyi S. O., doct. of Science, Sumy State University, Ukraine

Chribik A., PhD, University of Technology in Bratislava, Slovakia

Shatokhin V. M., prof., KhNU of Urban Economy named after O.M. Beketov, Ukraine

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ». Протокол № 5 від 28 квітня 2026 р.

**О. В. БОНДАРЕНКО, О. В. УСТИНЕНКО, Р. В. ПРОТАСОВ, І. О. КИРИЧЕНКО,
М. В. МАТЮШЕНКО, С. В. АНДРІЄНКО**

РАЦІОНАЛЬНА ТРАНСМІСІЯ ВІЙСЬКОВОЇ КОЛІСНОЇ МАШИНИ: ВІД ІДЕЇ ДО РЕАЛІЗАЦІЇ

У статті розглянуто інженерні тенденції проєктування озброєння і військової техніки, які засвідчили істотне зростання ролі високотехнологічних систем та інноваційних підходів до їх створення. Зокрема, значний вплив на розвиток військової техніки мають технології штучного інтелекту, робототехніки, нових матеріалів та енергетичних систем, що формують нові вимоги до характеристик технічних засобів. У результаті встановлено, що ефективність функціонування сучасних зразків військової техніки значною мірою визначається рівнем науково проєктування їх основних систем. Аналіз структури та номенклатури бойової броньованої техніки, що використовується Збройними силами України, показав значну частку колісних бойових машин у загальному спектрі озброєння. При цьому колісні платформи охоплюють повністю класи MRAP і броньованих автомобілів та займають істотну частку в інших класах військової техніки. Така тенденція зумовлена їхньою високою мобільністю, відносно нижчою вартістю експлуатації та широкими можливостями застосування у різних типах бойових завдань. Вказано, що досягнення необхідних показників рухомості, маневреності, прохідності та енергоефективності бойових колісних машин значною мірою залежить від ефективності функціонування їх трансмісійних систем. Сучасні механічні ступінчасті трансмісії характеризуються складною структурою, значною кількістю параметрів проєктування та системою технічних обмежень. У результаті обґрунтовано доцільність використання системного підходу до визначення раціональних параметрів трансмісійних систем. Процес раціонального проєктування механічних ступінчастих трансмісій характеризується наявністю великої кількості змінних параметрів, числових та функціональних обмежень, а також декількох критеріїв оцінювання ефективності. У таких умовах задача оптимізації набуває багатоэкстремального та нелінійного характеру, що ускладнює застосування класичних детермінованих методів оптимізації. Крім того, взаємозв'язок між окремими параметрами системи може формувати суперечливі вимоги до конструктивних рішень. Показано, що ефективним інструментом розв'язання складних задач оптимального проєктування можуть бути стохастичні та метаевристичні алгоритми, які забезпечують глобальний пошук у складному просторі можливих рішень. Їх використання дає змогу враховувати випадковості, уникати «застрягання» у локальних екстремумах та забезпечувати робастність процесу раціонального проєктування. Завдяки поєднанню стратегій глобального та локального пошуку такі алгоритми здатні формувати раціональні параметричні розв'язки навіть за наявності складної системи обмежень. Це дає підстави розглядати метаевристичні алгоритми як перспективний «механізм» раціонального проєктування комплексу елементів механічних ступінчастих трансмісій колісних бронемашин.

Ключові слова: трансмісія, раціональне проєктування, стохастичні алгоритми, метаевристичні алгоритми

O. BONDARENKO, O. USTYNENKO, R. PROTASOV, I. KYRYCHENKO, M. MATYUSHENKO, S. ANDRIENKO

RATIONAL TRANSMISSION OF A MILITARY WHEELED VEHICLE: FROM CONCEPT TO IMPLEMENTATION

The article examines engineering trends in the design of weapons and military equipment that demonstrate a significant increase in the role of high-technology systems and innovative approaches to their development. In particular, the development of military equipment is strongly influenced by artificial intelligence technologies, robotics, new materials, and energy systems, which form new requirements for the characteristics of technical systems. As a result, it has been established that the effectiveness of the functioning of modern models of military equipment is largely determined by the level of scientific design of their main systems. An analysis of the structure and nomenclature of armored combat vehicles used by the Armed Forces of Ukraine has shown a significant share of wheeled combat vehicles in the overall spectrum of armament. At the same time, wheeled platforms fully cover the classes of MRAP vehicles and armored cars and occupy a substantial share in other classes of military equipment. This trend is driven by their high mobility, relatively lower operating costs, and wide possibilities of application in various types of combat tasks. It is indicated that the achievement of the required indicators of mobility, maneuverability, cross-country ability, and energy efficiency of combat wheeled vehicles largely depends on the efficiency of the functioning of their transmission systems. Modern mechanical stepped transmissions are characterized by a complex structure, a large number of design parameters, and a system of technical constraints. As a result, the expediency of using a systems approach to determine the rational parameters of transmission systems has been substantiated. The process of rational design of mechanical stepped transmissions is characterized by the presence of a large number of variable parameters, numerical and functional constraints, as well as several criteria for evaluating efficiency. Under such conditions, the optimization problem acquires a multi-extremal and nonlinear character, which complicates the application of classical deterministic optimization methods. In addition, the interrelation between individual system parameters may generate conflicting requirements for design solutions. It is shown that stochastic and metaheuristic algorithms can be an effective tool for solving complex problems of optimal design, as they provide a global search in a complex space of possible solutions. Their use makes it possible to account for randomness, avoid “stagnation” in local extrema, and ensure the robustness of the rational design process. Due to the combination of global and local search strategies, such algorithms are capable of forming rational parametric solutions even in the presence of a complex system of constraints. This provides grounds for considering metaheuristic algorithms as a promising “mechanism” for the rational design of mechanical stepped transmission systems of wheeled armored vehicles.

Keywords: transmission, rational design, stochastic algorithms, metaheuristic algorithms

Вступ. Актуальність задачі. Сьогоденний етап розвитку технологій і наукових досліджень створює складні інженерні виклики, що обумовлені стрімким зростанням вимог до ефективності, надійності та адаптивності технічних систем. З одного боку, підвищується складність конструкцій через інтеграцію багатофункціональних елементів, збільшення енергетичної насиченості та застосування нових матеріалів. З іншого боку, обмежені виробничі ресурси, висока динаміка зовнішніх умов та постійна мінливість середовища експлуатації накладають додаткові обмеження на проєктування і експлуатацію технічних систем.

Особливо гостро ці проблеми проявляються у військовій сфері. Інженерні рішення повинні враховувати широкий спектр параметрів – від динамічних навантажень та кінематичних властивостей до технологічності виробництва і ремонтпридатності, універсальності та адаптивності як самих систем, так і підходів до їх проєктування.

Серед ключових проблем сучасності також слід виділити когнітивні конфлікти, які виникають при проєктуванні складних технічних об'єктів. Напри-

© О. В. Бондаренко, О. В. Устиненко, Р. В. Протасов,
І. О. Кириченко, М. В. Матюшенко, С. В. Андрієнко, 2026

клад, підвищення потужності двигуна супроводжується збільшенням маси, що негативно впливає на маневреність; посилення броньового захисту може обмежувати мобільність і енергетичну ефективність. Подібні компромісні співвідношення вимагають системного підходу та застосування передових методів аналізу і проєктування, які дають змогу досягти раціонального балансу між технічними характеристиками.

В умовах таких складних взаємозв'язків сучасне інженерне проєктування все частіше спирається на адаптивні, стохастичні та метаевристичні методи. Використання таких підходів дає змогу забезпечити гнучкість, робастність та глобальний пошук оптимальних розв'язків, враховувати випадкові фактори та мінливість зовнішніх умов. Таким чином, інженерні виклики сучасності формують необхідність інтеграції наукових досліджень, інколи кардинально різних сфер, комп'ютерного моделювання та аналітичних методів у процес проєктування високотехнологічних технічних систем.

Основна частина. Сучасність відзначається раптовим зростанням збройних конфліктів, у яких керівництво збройних сил країн стикається з потребою ведення бойових дій проти регулярних та іррегулярних озброєних формувань.

Міжнародне геополітичне середовище та природа конфліктів різко трансформуються під впливом наукових та технологічних інновацій. Сучасні та революційні технології не лише відкривають нові перспективи, але й створюють загрози у сфері безпеки, оборони, та й у різних інших галузях. Рівень захисту та безпеки, який країна забезпечує своїм громадянам, здебільшого пов'язаний зі здатністю передбачити домінуючі технічні та технологічні тенденції, оцінити їх вплив на майбутнє і на цій основі розробити стратегію розвитку. У військовій сфері такі технології спрямовані на розширення можливостей сил та засобів для ефективної дії в оперативних умовах, що стрімко змінюються. Як зазначено у [1], «оборона України – комплекс політичних, економічних, соціальних, воєнних, наукових, науково-технічних, інформаційних, правових, організаційних та інших заходів держави для підготовки до збройного захисту та забезпечення її захисту у разі збройної агресії чи збройного конфлікту». Тобто, розвиток науково-технічного сегменту є невід'ємним складником оборонної спроможності. Така система «заходів держави» узгоджується з єдиною метою та завданнями, що відображається у відповідному документі – плані оборони [2].

Фактори, що впливають на цей процес, з одного боку, обумовлені умовами використання та роллю об'єкту, які формують відповідні вимоги до нього. А з іншого боку, – зміною традиційних підходів до проєктування на сучасні та ростом потужностей обчислювальних систем.

Аналіз науково-технологічних тенденцій у військовій сфері та аналіз прогнозів НАТО й корпорації RAND виявив [3] основні передбачувані напрями науково-технологічних досліджень у сфері озброєння та військової техніки:

1. Штучний інтелект та блокчейн.

2. Інтернет речей та його безпека.

3. Безпілотні транспортні засоби та робототехніка, дрони та рої дронів.

4. Підводний транспорт, зокрема підводні човни.

5. Нові матеріали, такі як матеріали з ефектом невидимості, броньовані матеріали, біоматеріали.

6. Електрифікація військового транспорту та альтернативні джерела енергії.

7. Безпека літальних апаратів.

8. Мережі зв'язку, включаючи бездротові та мобільні адаптивні мережі, та їхню безпеку.

Найбільш перспективним напрямком залишається штучний інтелект (AI) – одна з революційних технологій початку 20-х років. Подальший розвиток цього напрямку дасть змогу провести якісні зміни у військах, зброї та її проєктуванні. Іншим потенційно революційним напрямком є технології зберігання енергії та отримання нових матеріалів. Ці напрями будуть активно розвиватися в найближчому майбутньому.

Бойові дії на зараз вимагають від збройних сил використовувати спеціальні методи та підвищувати вимоги до мобільності, прихованості, автономності та інших факторів. Аналіз військових конфліктів останніх десятиліть вказує на значний вплив засобів збройної боротьби, зокрема, озброєння та військової техніки, на ефективність дій збройних сил. Напрямок їхнього розвитку визначає форми та способи боротьби, а відповідно і бронетехніку, що використовується.

З урахуванням цих обставин, збройні сили повинні бути оснащені сучасними високотехнологічними зразками військової техніки. Ці зразки повинні максимально враховувати специфіку різноманітних завдань та умов їх виконання, забезпечуючи високу рухомість підрозділів.

У роботі [4] вказується, що можливості військових механізованих та танкових військових формувань можна ефективно розширити шляхом реалізації наступних ініціатив:

1. Поступового нарощування чисельності військових частин і підрозділів, а також особового складу.

2. Фокусування підготовки військових частин і підрозділів на готовність до самостійних бойових операцій, використання тактики як для регулярних, так і для іррегулярних формувань, а також ведення бойових дій при обороні населених пунктів та в лісистій місцевості тощо.

3. Збільшення кількості заходів із бойової підготовки.

4. Проведення закупівель нового озброєння та модернізації існуючих основних зразків озброєння і військової техніки для військових частин і підрозділів.

Для досягнення цих цілей рекомендується:

1. Оптимізація та уніфікація структури і чисельності військових частин та підрозділів Сухопутних військ.

2. Впровадження передових методик бойової підготовки.

3. Здійснення закупівель та модернізацію танків

і бойових броньованих машин на державних підприємствах.

Проте танки на сучасний момент не становлять собою найбільш поширеного типу броньованої техніки [5]. Перевагу впевнено утримують бойові машини піхоти та бронетранспортери, броневих автомобілі. Вони виконують завдання забезпечення безпеки обстановки та правопорядку, контролю території, надання допомоги при запобіганні та ліквідації наслідків терактів. У цих завданнях використовуються як гусеничні, так і колісні бойові машини, а також броньовані автомобілі із підвищеним рівнем протимінного захисту.

У роботі [6] обговорюються питання аналізу легких броньованих платформ. Вказується, що відмінність легких броньованих платформ (ЛБП) та бронемашин від бронетранспортерів полягає у їх завданні – виявлення й ураження противника вогнем з бортового озброєння. Зазвичай для конструювання майбутніх бронемашин використовується шасі всюдихідного вантажного автомобіля, яке вже довело свою надійність та ефективність протягом багатьох років експлуатації. Під час модернізації це шасі отримує посилення, оснащується потужнішим двигуном, а також отримує броню та різноманітне озброєння, включаючи кулемети, гармати і, останнім часом, ракети.

Зростаючий інтерес провідних країн НАТО до розробки та впровадження на озброєння бойових колісних машин (БКМ) із підвищеним рівнем балістичного та протимінного захисту пояснюється їхньою ефективністю у вогневій підтримці тактичних мобільних груп, які діють автономно від основних сил. У зв'язку з цим були розроблені броневих автомобілі, які, насамперед, гарантують ефективний захист особового складу, а водночас є більш дешевими та менш витратними на паливо, порівняно з бронетранспортерами чи бойовими машинами піхоти, – MRAP, що розшифровується як "Mine Resistant Ambush Protected" ("стійкі до мін та захищені від засідок"). Ще одним варіантом подібних транспортних засобів є СБА, або "спеціальний броньований автомобіль". Навіть з урахуванням меншого захисту порівняно із MRAP, вони все ще здатні забезпечити безпеку екіпажу від куль та мають протимінний захист днища в певних ситуаціях. MRAP та СБА зазвичай не використовуються на передній лінії фронту, як БТР чи БМП. Вони, скоріше, служать для транспортування особового складу на задні лінії або в найближчий тил. Тим не менше, в умовах обмеженості транспорту броневих автомобілі широко використовуються прямо на передній лінії, що виявляється більш вигідним у порівнянні з іншими альтернативами. Збройні сили України отримали значну кількість MRAP та СБА для покращення своєї мобільності та безпеки на лінії фронту.

Також БКМ використовуються для виконання різноманітних завдань: спеціальних операцій, розвідувальних місій, пошуково-рятувальних операцій та бойового патрулювання в умовах активного використання протитанкових засобів ближнього бою та високого рівня мінної загрози. Також БКМ можуть бути ефективно використані в ході проведення ми-

ротворчих операцій для бойової охорони військ, супроводження колон і патрулювання конфліктних зон.

Заохочуючими факторами для подальшого поширення БКМ є:

- зменшення чисельності збройних сил держав та потреба у підвищенні їхньої оперативної мобільності;
- можливість широкого використання в конструкціях вузлів та агрегатів розроблених для цивільних автомобілів, які є значно менш витратними порівняно із спеціально створеними для військового використання, що в результаті призводить до скорочення термінів виробництва у разі необхідності створення специфічних військових моделей.

У статті [7] наведено напрями для підвищення ефективності бойових броньованих машин:

1. Оптимізація компоновальних схем;
2. Застосування модульних конструкцій на базі уніфікованого шасі в залежності від завдань, що вирішуються;
3. Зменшення габаритних параметрів автомобіля.
4. Зменшення маси бойових броньованих машин.
5. Зменшення вартості розробки, експлуатації, ремонту та утилізації зразків бойових броньованих машин.

Після початку активної фази російсько-української війни, збройні сили України були насичені великою кількістю різноманітної бойової броньованої техніки, як партнерської підтримки та власного виробництва, так і трофейною. Це вивело Україну в лідери рейтингу мілітаризації та широти спектру застосувань бойових машин.

Аналіз, наданий у [8], дає змогу оцінити загальний спектр цільового сегменту військової броньованої техніки України, розподілити її на класи в залежності від типу шасі та зробити висновки стосовно актуальності поставленої у роботі проблеми.

Далі наведемо відсотковий номінальний аналіз цільового сегменту військової броньованої техніки в залежності від типу шасі.

Бойова броньована техніка (власна, партнерська, трофейна) (гусеничні/колісні).

Танки (Т) (100%/0%): гусеничні (Leopard 2, M1 Abrams, Challenger 2, PT-91 Twardy, T-90, T-84U «Оплот», T-80, T-72, БМ «Булат», T-64БВ, T-62, T-55, Leopard 1).

Бойові машини піхоти (БМП) (100%/0%): гусеничні (CV 90, Bradley, Marder, БМП-3, БМП-2, БМП-1, М-80А, БМД-2, БМД-1, БМД-4).

Самохідні протитанкові комплекси (СПТК) (33%/66%): гусеничні (Штурм); колісні (АМХ-10 RC, 9П148 «Конкурс»).

Розвідувальні машини (РМ) (50%/50%): гусеничні (FV107 Scimitar, БРМ-1К); колісні (БРДМ-2, Fennek).

Бронетранспортери (БТР) (41%/59%): гусеничні (M113, AIFV, FV432 Bulldog, FV103 Spartan, БТР-Д, МТ-ЛБ, Bandvagn 206, M548, БТР-МД «Ракушка»); колісні (Stryker, LAV II, КТО Rosomak, Sisu XA-180, БТР-4, БТР-3, БТР-82, БТР-80, БТР-70, БТР-60, Saxon, VAB, M1117,).

MRAP (0%/100%): колісні (MaxxPro, Cougar,

Oshkosh M-ATV, Bushmaster PMV, BMC Kirpi, Cobra II, Dingo ATF, Wolfhound (6×6), Mastiff 3, Husky TSV, Mamba, KrAZ Shrek One, KrAZ Fiona, Gaia Amir).

Бронеавтомобілі (БА) (0%/100%): колісні (Козак-2,4,5,7, 2M1, Новатор, КрАЗ Кугуар, КрАЗ Кобра, КрАЗ Спартан, Дозор-Б, Тритон, UAT-T COBRA, BATT UMG, Roshel Senator, Iveco LMV, MLS Shield, LC79 APC-SH Fighter 2, Panthera T6, Pinzgauer Vector PPV, Dzik, Iveco M 40.12 WM/P, Варта, КрАЗ-6322 «Raptor»).

Самохідні артилерійські установки (САУ) (55%/45%): гусеничні (2С7 «Піон», PzH 2000, AHS Krab, 2С19 «Мста-С», 2С5 «Гіацинт-С», AS-90, M109, 2С3 «Акація», 2С1 «Гвоздика», 2С9 «Нона-С», PanzerMörser); колісні (CAESAR, Zuzana 2, Archer, 2С22 «Богдана», vz.77 «Дана», Дана М2, M120 Rak, 2С23 «Нона-СВК», Барс-8ММК, RCH 155).

Реактивні системи залпового вогню (РСЗВ) (55%/45%): гусеничні (M270 MLRS); колісні (Вільям, TRG-230, HIMARS M142, Буревій, Буревій, RM-70, BM-21MT Striga, APR-40, Верба, BM-21 «Град»).

Таким чином, бойові колісні машини повністю охоплюють номінали класів MRAP, БА, займають близько половини номіналів СПТК, РМ, БТР, САУ, РСЗВ, та повністю відсутні в БМП, танках. Можна констатувати, що бойові колісні машини займають значну частину загального спектру досліджуваного сегменту військової броньованої техніки України.

Отже, можемо акцентувати, що розробка загальних методів та підходів для раціонального проектування нового озброєння та модернізації існуючих зразків озброєння і військової техніки для військових частин і підрозділів є актуальним. Значну частину даного перерізу складають саме бойові колісні машини.

Більш того, спостерігається стійка тенденція до підвищення вимог до їх основних тактико-технічних характеристик. Зокрема, особливого значення набувають показники рухомості, маневреності, прохідності, а також експлуатаційної надійності та енергоефективності силового приводу. Досягнення високих значень зазначених характеристик значною мірою визначається ефективністю функціонування трансмісійної системи, яка забезпечує передачу та перетворення потужності двигуна відповідно до змінних умов руху машини.

Конструктивна складність сучасних трансмісій, зростання потужності двигунів та підвищення вимог до масогабаритних показників обумовлюють необхідність використання науково обґрунтованих підходів до їх проектування. Особливо це стосується механічних ступінчастих трансмісій, які залишаються широко застосовуваними у колісних броньованих машинах завдяки своїй конструктивній простоті, високій ефективності передачі потужності та високій надійності.

Водночас підвищення вимог до техніко-експлуатаційних характеристик бронетехніки зумовлює необхідність комплексного врахування при проектуванні трансмісій широкого спектра факторів, зокрема навантажень, кінематичних параметрів, ре-

сурсних характеристик, технологічності та ремонтно-придатності. У зв'язку з цим дедалі більшого значення набуває застосування системного підходу до узгодженого визначення раціональних параметрів трансмісійних систем.

Логічним продовженням вбачається необхідність розгляду сучасних тенденцій і перспективних напрямів розвитку методів раціонального проектування комплексу елементів механічних ступінчастих трансмісій колісних бронемашин.

Сучасний етап розвитку інженерної діяльності характеризується підвищенням вимог до процесу проектування технічних систем. Серед ключових характеристик такого процесу виділяють чітку цілеспрямованість, взаємозв'язок фундаментальних наукових досліджень із практичним результатом їх застосування, скорочення тривалості проектних робіт та їх максимальну автоматизацію. Важливою ознакою сучасного проектування також є комплексність підходу, що передбачає узгодження технічних, технологічних та економічних аспектів проектування.

Процес проектування загалом полягає у виконанні послідовності взаємопов'язаних процедур, спрямованих на створення нових або вдосконалення існуючих технічних об'єктів. Кожна з таких процедур реалізується за допомогою певного методу, який являє собою систему дій, орієнтованих на досягнення поставленої мети та отримання необхідного результату.

Однією з характерних тенденцій сучасного інженерного проектування є прагнення до мінімізації суб'єктивного впливу людини на різних етапах прийняття технічних рішень. У зв'язку з цим значного поширення набули підходи, що базуються на принципах оптимального проектування технічних систем. Це може досягатися шляхом варіювання конструктивних елементів та їхніх характеристик з метою формування найефективнішої конфігурації. У випадках, коли саме технічне рішення вже визначене, оптимізаційна задача полягає у встановленні найбільш раціональних значень параметрів системи. Разом із тим, процес оптимізації технічних об'єктів ускладнюється наявністю значної кількості числових і функціональних обмежень. Крім того, особливості застосованих методів розв'язання оптимізаційних задач не завжди дають змогу досягти глобально найкращих параметрів. З огляду на це доцільним є використання поняття оптимально-раціонального проектування, яке відображає компроміс між теоретичною оптимальністю та практично досяжними результатами.

Проектування механічних ступінчастих трансмісій зі складними компоновальними схемами та високою агрегатною насиченістю становить складну інженерну задачу. Насамперед це пояснюється значною кількістю параметрів, що підлягають визначенню на етапі проектування і можуть налічувати кілька десятків, а також відповідної системи обмежень. Додатковою складністю є наявність декількох критеріїв оцінювання, які іноді можуть бути взаємовиключними або, навпаки, концептуально пов'язаними між собою.

Водночас значна кількість існуючих методів та

підходів до реалізації раціонального проектування може ускладнювати вибір найбільш доцільного інструментарію для розв'язання конкретної інженерної задачі. До того ж не всі методи однаково ефективно адаптуються до специфіки проектування механічних ступінчастих трансмісій.

У якості базового апарату для вирішення існуючої проблеми раціонального проектування комплексу елементів механічних ступінчастих трансмісій колісних бронемашин було обрано стохастичні алгоритми [9]. Це обумовлено трьома головними перевагами стохастичних алгоритмів:

1. Гнучкість. Стохастичні алгоритми можуть працювати з різноманітними типами даних і задачами без необхідності в жорстких обмеженнях. Вони здатні адаптуватися до різних умов і змінюватися залежно від характеру даних та обставин.

2. Глобальний пошук. Стохастичні алгоритми часто використовують випадковий пошук, що дає їм змогу уникнути застрягання в локальних мінімумах чи максимумах. Це дає змогу здійснювати пошук оптимальних або прийнятних рішень у просторі можливостей.

3. Робастність. Стохастичні алгоритми можуть працювати ефективно навіть у випадках, коли вихідні або поточні дані містять шум або невизначеність. Вони є менш чутливими до таких аномалій і забезпечують стабільну продуктивність у різних умовах.

Стохастичні алгоритми оптимізації використовують випадковість у процесі пошуку оптимуму. Зазвичай їх застосовують, коли цільова функція складна, багатоекстремальна, з розривами та перешкодами.

Стохастичні алгоритми у свою чергу умовно можна поділити на евристичні та метаевристичні.

Евристичні алгоритми – спроможні видати прийнятне розв'язання серед багатьох розв'язань, але неспроможні гарантувати, що воно буде найкращим. Зазвичай такі алгоритми знаходять розв'язок, близький до найкращого, та роблять це швидко.

Метаевристичні алгоритми [10] – комбінують методи пошуку локальних та глобальних розв'язків у абстрактні стратегії евристичної оптимізації задач. Саме префікс «мета» вказує на складність, тобто на «високий рівень» або «понад». Більшість таких алгоритмів базується на методах пошуку локальних розв'язків, тобто вони обчислюють деякий початковий розв'язок та покращують його іншими методами. Використовуючи комбінації та поєднання різних стратегій, такі алгоритми намагаються уникнути глухих кутів під час пошуку локальних мінімумів.

Використання ймовірнісного фактору в стохастичних алгоритмах є важливим для ефективного розв'язання задач оптимізації та пошуку. Цей фактор дає змогу алгоритмам враховувати непередбачувані або випадкові події, що можуть виникати в процесі роботи. Врахування ймовірнісного фактору допомагає уникнути «застрягання» в локальних мінімумах чи максимумах. Крім того, цей підхід дає змогу адаптувати алгоритми до різних умов та змінювати їх поведінку на основі випадкових вхідних даних. Застосування ймовірності робить алгоритми більш

гнучкими та адаптивними до змін у середовищі. Загалом, використання ймовірнісного підходу сприяє збільшенню різноманітності та ефективності пошукових процесів у стохастичних алгоритмах.

У якості ймовірнісного фактору була обрана краща псевдовипадкова послідовність – ЛПт [11]. Використання ЛПт-послідовності як псевдовипадкового фактору на багатьох етапах (зокрема, під час генерації початкової популяції, підбору батьківських пар, схрещування та мутації) зумовлене зручністю її застосування та широкими функціональними можливостями. Зокрема, вказана послідовність забезпечує як зовнішню, так і внутрішню варіативність алгоритму, що підвищує «гнучкість» процесу пошуку. Важливою перевагою є можливість використання випадкового процесу при роботі з таблицею чисельників для формування пробних точок з різними координатами у серії експериментів у межах однієї задачі. Це дає змогу більш щільно дослідити простір параметрів проектування та поліпшити етап генерації початкової популяції, досягти її урізноманітнення та збільшення у декілька разів, завдяки цьому кінцевий результат досягається швидше та якісніше. Вказані особливості наближують процес формування нащадків до реального стохастичного процесу, коли він носить випадковий характер.

Основою структури та функціонування стохастичних алгоритмів, у розрізі евристичних та математичних, є фундаментальні процеси дарвіновської еволюції, механізми еволюції Ламарка та Болдуїна.

Спостереження, що лягли в основу еволюційної концепції [12] Ж.-Б. Ламарка, можуть бути інтерпретовані з позиції розроблення метаевристичних алгоритмів оптимізації. У центрі його теорії знаходиться ідея змінюваності організмів під впливом зовнішніх умов та накопичення корисних змін у часі. З точки зору алгоритмізації це може розглядатися як процес поступового вдосконалення розв'язків у просторі пошуку, коли система адаптується до умов задачі, формуючи більш ефективні структури або параметри.

Одним із ключових положень теорії Ламарка є уявлення про поступову градацію організації – перехід від простіших форм до складніших і більш ефективних. У контексті метаевристичних алгоритмів така ідея може бути інтерпретована як послідовне підвищення якості розв'язків у процесі ітераційного пошуку. Кожна нова ітерація алгоритму відповідає певному «рівню організації» популяції можливих рішень, що поступово наближається до оптимального стану.

Особливу цікавість для обчислювальних методів становить ламарківський принцип успадкування набутих ознак. У біологічному трактуванні він означає передачу нащадкам змін, отриманих організмом протягом життя. У метаевристичних алгоритмах цей принцип може бути реалізований як механізм збереження та передачі результатів локального покращення розв'язків. Наприклад, після застосування процедур локального пошуку отримані покращені характеристики розв'язків можуть безпосередньо передаватися наступним поколінням у популяції.

Важливою складовою ламарківського підходу є також роль зовнішнього середовища, яке формує

умови відбору та визначає напрямок адаптаційних змін. У метаевристичних алгоритмах аналогом такого середовища виступає цільова функція задачі, яка визначає якість розв'язків і спрямовує процес пошуку. Зміна параметрів середовища або обмежень задачі може впливати на еволюцію популяції розв'язків подібно до того, як зміни середовища впливають на еволюцію біологічних систем.

Еволюційна концепція Дарвіна [13] сформувала одну з найбільш послідовних наукових моделей розвитку складних систем. Її ключові положення також можуть бути інтерпретовані як концептуальна основа для створення сучасних метаевристичних алгоритмів оптимізації. Центральною ідеєю дарвінівського підходу є взаємодія трьох фундаментальних факторів – мінливості, відбору та спадковості, які відповідають генерації різноманітних розв'язків у просторі пошуку, оцінюванню їх якості за допомогою цільової функції та передачі ефективних характеристик наступним поколінням.

Важливою складовою дарвінівської теорії є положення про надлишкове відтворення та обмеженість ресурсів, що зумовлює конкуренцію між особинами. У метаевристичних алгоритмах аналогом цього процесу є формування популяції потенційних розв'язків, кількість яких перевищує можливості збереження всіх варіантів. У результаті відбувається селекція – вибір найефективніших розв'язків відповідно до значення функції пристосованості, що сприяє поступовому витісненню менш ефективних варіантів та концентрації пошуку в перспективних областях простору параметрів.

Ще одним важливим аспектом є спадкова мінливість, яка в біологічній еволюції проявляється через індивідуальні відмінності організмів. У метаевристичних алгоритмах цей принцип реалізується за допомогою операторів мутації та рекомбінації. Завдяки цьому забезпечується дослідження різних областей простору пошуку та підтримується різноманіття популяції, що зменшує ризик передчасної збіжності алгоритму до локального оптимуму.

Дарвін підкреслював, що природний відбір діє не на окремі ізольовані організми, а на популяції, де еволюційні зміни проявляються статистично. Подібний принцип лежить і в основі популяційних метаевристичних: ефективність алгоритму визначається поведінкою всієї популяції у процесі ітераційного пошуку. Наявність великої кількості варіантів підвищує ймовірність виникнення перспективних комбінацій параметрів, які можуть бути відібрані та розвинуті у наступних поколіннях.

Таким чином, ключові ідеї дарвінівської еволюційної теорії – конкуренція, спадкова мінливість, природний відбір і популяційний характер розвитку – можуть розглядатися як методологічна основа для побудови метаевристичних алгоритмів оптимізації.

З іншого боку, ефект Болдуїна [14] демонструє, що здатність організмів навчатися та адаптувати поведінку під впливом змін середовища впливає на еволюційний процес не менше, ніж традиційний природний відбір. У контексті метаевристичних алгоритмів це можна розглядати як механізм, у якому розв'язки, що здатні швидко адаптуватися до змін-

них умов задачі, мають більшу ймовірність бути збереженими та покращеними в наступних ітераціях. Таким чином, навчання агентів можна інтегрувати у стратегії пошуку, створюючи динамічний відбір рішень, який враховує не лише їхню первинну ефективність, а й здатність до адаптації шляхом аналізу попередніх ітераційних кроків конкретних розв'язків.

Болдуїн підкреслював, що індивідуальний розвиток організму є процесом поступової адаптації, де взаємодія вроджених та набутих реакцій визначає успішність виживання. У метаевристичних алгоритмах аналогічним чином, розв'язок, який адаптується до локальних змін у просторі пошуку, отримує перевагу, подібно до того, як організм з ефективними адаптивними реакціями має більшу ймовірність відтворення та передачі корисних варіацій у популяції рішень.

Вроджені варіації та адаптації, отримані через онтогенетичне навчання, у природі взаємодіють для формування стабільних і корисних ознак. У метаевристичних алгоритмах це можна трактувати як поєднання початкових параметрів алгоритму та динамічної корекції під час ітерацій пошуку.

Положення ефекту Болдуїна можна безпосередньо використовувати для розробки метаевристичних з навчальними компонентами, де адаптація агентів впливає на їхній репродуктивний успіх у пошуку оптимального розв'язку. Використання таких підходів дає змогу імітувати органічний відбір, де розв'язки з високою адаптивністю утримуються та модифікуються у наступних поколіннях. Це дає змогу створювати алгоритми, які не лише відсікають менш придатні рішення, а й стимулюють розвиток найефективніших стратегій через навчання та онтогенетичну адаптацію.

Таким чином, ефект Болдуїна забезпечує концептуальну основу для інтеграції адаптивного навчання у метаевристичні алгоритми. Кожна ітерація пошуку може бути спроектована як онтогенетична адаптація, що визначає напрямок еволюційного прогресу, а органічний відбір дає змогу накопичувати та уточнювати ефективні варіації. Використання цих принципів сприяє створенню алгоритмів з підвищеною гнучкістю, здатністю до самонавчання та стабільним наближенням до глобального оптимуму.

Формування атрибутів задачі також часто викликає труднощі у зв'язку зі складністю систем. Для якісного та зручного формулювання завдання та атрибутів раціонального проектування механічних ступінчастих трансмісій колісних військових пропонується перейти від реального об'єкта до його структурної схеми. Структурна схема трансмісії графічно відображає всі складові системи передачі потужності від двигуна до коліс. Така схема дає змогу здійснювати структурний аналіз, будувати моделі та проводити розрахунки, що є необхідною умовою для формалізації задачі раціонального проектування. Однак для складних трансмісійних систем військових машин пропонується перейти до структурно-логічної схеми, яка враховує всі логічні елементи та послідовні або розгалужені ланцюги передачі моменту.

Логічний елемент визначається як частина системи, яка виконує задану функцію перетворення руху та не підлягає подальшому розділенню на послідовні технічні елементи. Конструктивний елемент, у свою чергу, може включати кілька логічних елементів і відображає агрегатну структуру. Така ієрархія – система → конструктивний елемент → логічний елемент → механізм → деталь – дає змогу декомпозиювати трансмісію до рівня, достатнього для формування моделі раціонального проектування з чіткими параметрами, цільовими функціями та системою обмежень.

Для спрощення аналізу та формалізації задачі пропонується лаконізований перелік базових структурно-логічних елементів трансмісії. Кожен логічний елемент пов'язується з цільовими функціями та обмеженнями, що дає змогу формувати пул параметрів проектування та числових/функціональних обмежень для всієї системи. Такий підхід забезпечує можливість проведення елементного аналізу та створення узагальненої моделі раціонального проектування.

Використання цього підходу спрощує формування задачі оптимізації та полегшує реалізацію алгоритмічних методів, у тому числі метаевристичних, де адаптивне представлення логічних елементів і зв'язків дає змогу ефективно здійснювати пошук раціональних конструкцій трансмісії.

Висновки:

1. Проведений аналіз сучасних науково-технологічних тенденцій розвитку озброєння і військової техніки засвідчив істотне зростання ролі високотехнологічних систем та інноваційних підходів до їх створення. Зокрема, значний вплив на розвиток військової техніки мають технології штучного інтелекту, робототехніки, нових матеріалів та енергетичних систем, що формують нові вимоги до характеристик технічних засобів. У результаті встановлено, що ефективність функціонування сучасних зразків військової техніки значною мірою визначається рівнем науково проектування їх основних систем. Це дає змогу обґрунтувати необхідність застосування сучасних методів оптимізації під час створення та модернізації військової техніки.

2. Аналіз структури та номенклатури бойової броньованої техніки, що використовується Збройними силами України, засвідчив значну частку колісних бойових машин у загальному спектрі озброєння. При цьому колісні платформи охоплюють повністю класи MRAP і броньованих автомобілів та займають істотну частку в інших класах військової техніки. Така тенденція зумовлена їхньою високою мобільністю, відносно нижчою вартістю експлуатації та широкими можливостями застосування у різних типах бойових завдань. Це дає підстави визначити колісні бойові машини як один із пріоритетних об'єктів дослідження при розробленні методів раціонального проектування військової техніки та її систем.

3. Вказано, що досягнення необхідних показників рухомості, маневреності, прохідності та енергоефективності бойових колісних машин значною мірою залежить від ефективності функціонування їх

трансмісійних систем. Сучасні механічні ступінчасті трансмісії характеризуються складною структурою, значною кількістю параметрів проектування та системою технічних обмежень. Це формує складну багатопараметричну задачу синтезу, яка потребує узгодженого врахування кінематичних, силових, ресурсних та експлуатаційних характеристик. У результаті обґрунтовано доцільність використання системного підходу до визначення раціональних параметрів трансмісійних систем.

4. Процес раціонального проектування механічних ступінчастих трансмісій характеризується наявністю великої кількості змінних параметрів, числових та функціональних обмежень, а також декількох критеріїв оцінювання ефективності. У таких умовах задача оптимізації набуває багатоекстремального та нелінійного характеру, що ускладнює застосування класичних детермінованих методів оптимізації. Крім того, взаємозв'язок між окремими параметрами системи може формувати суперечливі вимоги до конструктивних рішень. Це обумовлює необхідність застосування сучасних алгоритмічних підходів до пошуку раціональних розв'язків.

5. Показано, що ефективним інструментом розв'язання складних задач оптимального проектування можуть бути стохастичні та метаевристичні алгоритми, які забезпечують глобальний пошук у багатовимірному просторі можливих рішень. Їх використання дає змогу враховувати випадковість, уникати «застрягання» у локальних екстремумах та забезпечувати робастність процесу раціонального проектування. Завдяки поєднанню стратегій глобального та локального пошуку такі алгоритми здатні формувати раціональні параметричні розв'язки навіть за наявності складної системи обмежень. Це дає підстави розглядати метаевристичні алгоритми як перспективний «механізм» раціонального проектування комплексу елементів механічних ступінчастих трансмісій колісних бронемашин.

Список літератури

1. Про оборону України : Закон України № 1932-ХІІ від 6 грудня 1991 р. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1932-12#Text>.
2. Сиротенко А.М., Щипанський П.В., Павліковський А.К., Лобко М.М. Актуальні проблеми планування оборони України : комплексний підхід. *Наука і оборона*. 2020. № 1. С. 3–12.
3. Писаренко, Т. Кваша, Т. Гаврис та ін. *Аналіз світових технологічних трендів у військовій сфері : монографія* [Електронний ресурс]. Київ : УкрІНТЕІ, 2021. 110 с.
4. Попко С.М., Музиченко Д.П. Перспективи розвитку спроможностей Сухопутних військ Збройних Сил України. *Наука і оборона*. 2019. № 1. С. 3–8.
5. Голуб В.А., Хома В.В., Курбан В.А., Седов С.Г. Щодо визначення концепції побудови системи озброєння для потреб Збройних Сил України. *Наука і оборона*. 2019. № 3. С. 31–35.
6. Шаповалов О., Колесник Д., Журахов О., Болотов Г. Конструктивні особливості сучасних бронемашин із колісною формулою 4×4. *Технічні науки та технології*, 2016. № 3 (5). С. 85–95.
7. Зеленько О.М., Тимко А.Ю., Пинчук М.В. Обґрунтування напрямків підвищення технічних характеристик бойових броньованих машин. *Системи управління, навігації та зв'язку*. 2020. Випуск 1(59). С. 50–53.
8. *The Military Balance 2023: The International Institute for Strategic Studies Paperback* – 15 Feb, 2023. 576 p.
9. Maude Josée Blondin. *Controller Tuning Optimization Methods*

- for Multi-Constraints and Nonlinear Systems: A Metaheuristic Approach. Springer. 2021. 112 p.
10. Mark French. *Fundamentals of Optimization: Methods, Minimum Principles, and Applications for Making Things Better*. Springer, 2018. 399 p.
 11. I. Sobol', D. Asotsky, A. Kreinin, S. Kucherenko. *Construction and Comparison of High-Dimensional Sobol' Generators*. Wilmott Journal. 2011. Pp. 64–79.
 12. Jablonka E. *Epigenetic inheritance and evolution: The Lamarckian dimension*. Oxford University Press, Oxford, 1999. 360 p.
 13. О.Ю. Галкін, Л.О. Тітова. *Основи еволюційної теорії: Навчальний посібник з дисципліни «Біологія розвитку та основи еволюційної теорії» для студентів спеціальності 162 – Біотехнології та біоінженерія спеціалізації «Промислова біотехнологія»*. Київ, КПІ імені Ігоря Сікорського. 2018. 121 с.
 14. Weber B. H., Depew D. J. (eds.). *Evolution and Learning: The Baldwin Effect Reconsidered*. Cambridge, MA: MIT Press. 2003. 341 p.

References (transliterated)

1. Pro oboronu Ukrainy: Zakon Ukrainy No. 1932-XII vid 6 hrudnia 1991 r. [On the Defense of Ukraine: Law of Ukraine No. 1932-XII of December 6, 1991]. Available at: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/1932-12#Text>.
2. Syrotenko A. M., Shchypanskyi P. V., Pavlikovskiy A. K., Lobko M. M. Aktualni problemy planuvannya oborony Ukrainy: kompleksnyi pidkhid [Current problems of defense planning of Ukraine: a comprehensive approach]. *Nauka i oborona* [Science and Defense]. 2020, No. 1, pp. 3–12.
3. Pysarenko T., Kvascha T., Havrys V. ta in. *Analiz svitovykh tekhnolohichnykh trendiv u viiskovii sferi: monohrafiia* [Analysis of global technological trends in the military sphere: monograph]. Kyiv, UkrINTEI, 2021. 110 p.
4. Popko S. M., Muzychenko D. P. Perspektyvy rozvytku spromozhnosti Sukhoputnykh viisk Zbroinykh Syl Ukrainy [Prospects for the development of capabilities of the Land Forces of the Armed Forces of Ukraine]. *Nauka i oborona* [Science and Defense]. 2019, No. 1, pp. 3–8.
5. Holub V. A., Khoma V. V., Kurban V. A., Siedov S. H. Shchodo vyznachennia kontseptsii pobudovy systemy ozbroiennia dlia potreb Zbroinykh Syl Ukrainy [On defining the concept of building a weapons system for the needs of the Armed Forces of Ukraine]. *Nauka i oborona* [Science and Defense]. 2019, No. 3, pp. 31–35.
6. Shapovalov O., Kolesnyk D., Zhurakhov O., Bolotov H. Konstruktyvni osoblyvosti suchasnykh bronemashyn iz kolisnoi formuloiu 4x4 [Design features of modern armored vehicles with a 4x4 wheel configuration]. *Tekhnichni nauky ta tekhnolohii* [Technical Sciences and Technologies]. 2016, No. 3(5), pp. 85–95.
7. Zeleniukh O. M., Tymko A. Yu., Pynchuk M. V. Obgruntuvannia napriamkiv pidvyshchennia tekhnichnykh kharakterystyk boiovykh bronovanykh mashyn [Substantiation of directions for improving the technical characteristics of armored combat vehicles]. *Systemy upravlinnia, navihatsii ta zviazku* [Control, Navigation and Communication Systems]. 2020, Issue 1(59), pp. 50–53.
8. *The Military Balance 2023*. The International Institute for Strategic Studies. London, 2023. 576 p.
9. Blondin M. J. *Controller Tuning Optimization Methods for Multi-Constraints and Nonlinear Systems: A Metaheuristic Approach*. Springer, 2021. 112 p.
10. French M. *Fundamentals of Optimization: Methods, Minimum Principles, and Applications for Making Things Better*. Springer, 2018. 399 p.
11. Sobol I., Asotsky D., Kreinin A., Kucherenko S. *Construction and Comparison of High-Dimensional Sobol Generators*. Wilmott Journal. 2011, pp. 64–79.
12. Jablonka E. *Epigenetic Inheritance and Evolution: The Lamarckian Dimension*. Oxford University Press, Oxford, 1999. 360 p.
13. Halkin O. Yu., Titova L. O. *Osnovy evoliutsiinoi teorii: navchalnyi posibnyk z dystsypliny "Biolohiia rozvytku ta osnovy evoliutsiinoi teorii" dlia studentiv spetsialnosti 162 – Biotekhnolohii ta bioinzhenieriia spetsializatsii "Promyslova biotekhnolohiia"* [Fundamentals of evolutionary theory: textbook for the course "Developmental Biology and Fundamentals of Evolutionary Theory" for students of specialty 162 – Biotechnology and Bioengineering, specialization "Industrial Biotechnology"]. Kyiv, KPI imeni Ihoria Sikorskoho, 2018. 121 p.
14. Weber B. H., Depew D. J. (eds.). *Evolution and Learning: The Baldwin Effect Reconsidered*. Cambridge, MA, MIT Press, 2003. 341 p.

Надійшла (received) 19.03.2026
Стаття прийнята до друку 18.04.2026
Опублікована 28.04.2026

Відомості про авторів / About the Authors

Бондаренко Олексій Вікторович / Bondarenko Oleksiy – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; тел.: (067) 189-97-00; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2693-5301>; e-mail: avbondko@gmail.com

Устиненко Олександр Віталійович / Ustynenko Oleksandr – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), доцент, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; тел.: (093) 398-33-83; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6714-6122>; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org

Протасов Роман Васильович / Protasov Roman – PhD in Eng. S., Словацький технічний університет в Братиславі, старший викладач кафедри автомобільної інженерії та конструювання; м. Братислава, Словаччина; тел.: +421-949-352-655; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1611-0610>; e-mail: roman.protasov@stuba.sk

Кириченко Ірина Олексіївна / Kyrychenko Iryna – доктор технічних наук (Dr. in Eng. S.), професор, Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, професор кафедри логістичного управління та безпеки руху на транспорті; м. Київ, Україна; тел.: (095) 461-97-67; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3971-4871>; e-mail: i_kir@ukr.net

Матюшенко Микола Васильович / Matyushenko Mykola – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри геометричного моделювання та комп'ютерної графіки; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-64-31; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4727-8993>; e-mail: matushenkonikolay@ukr.net

Андрієнко Сергій Володимирович / Andrienko Sergij – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, старший викладач кафедри комп'ютерної графіки; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-37-24; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4310-3128>; e-mail: andrisherjjsv@gmail.com

**В. С. ВЕЙЛЕР, О. Ю. ШУТЬ, М. В. ПРОКОПЕНКО, О. М. МАРУСЕНКО, Є. А. ФЕДОРОВ,
Є.М. ОВЧАРОВ, Р. Г. НЕЧАЄВ, І. Я. ХРАМЦОВА, О. В. КОХАНОВСЬКА**

ПРОЄКТНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК НАГНІТАЧІВ ПОВІТРЯ ТАНКОВИХ ДВИГУНІВ

У роботі із залученням параметричного підходу описані дослідження напружено-деформованого стану та критичних режимів руху роторних систем нагнітачів повітря танкових двигунів. На прикладі тестової конструкції визначено вплив міжопорної відстані на валі на критичні швидкості обертання досліджуваного ротора. Також визначено вплив габаритних розмірів на напружено-деформований стан робочого колеса компресора. Установлено, що втрата стійкості руху ротора у дослідженому діапазоні частот обертання відбувається за першою, другою та третьою формою. Відповідно, запропоновано декілька стратегій відлаштування від небезпечних режимів роботи. Ці стратегії полягають у виведенні критичних режимів ротора за межі робочого діапазону. Зокрема, можливо знижувати критичні частоти обертання або їх підвищувати. Також можлива комбінація цих способів. Напружено-деформований стан робочого колеса компресора суттєво реагує на зміну його габаритних розмірів. Зокрема, збільшення його діаметра різко підвищує переміщення точок диска та лопатей. Це може спричинити втрату зазору між ротором і статором. А це призводить до потенційних проблем із працездатністю. Напруження у робочому колесі локалізуються у зоні переходу лопатей у диск. Також значний рівень напружень – у самому диску. Відповідно, за умовами міцності та жорсткості більшою мірою обмежується діаметр робочого колеса. За критерієм відлаштування від критичних швидкостей обертання ротора обмежується міжопорний розмір вала, а також довжина робочого колеса компресора.

Ключові слова: компресор, напружено-деформований стан, критичні режими роботи, роторна частина, робоче колесо, підшипникова опора, нагнітач повітря

**V. VEILER, O. SHUT, M. PROKOPENKO, O. MARUSENKO, Ye. FEDOROV, Ye. OVCHAROV,
R. NECHAIEV, I. KHRAMTSOVA, O. KOHANOVSKA**

DESIGN SUPPORT FOR THE TECHNICAL CHARACTERISTICS OF TANK ENGINE SUPERCHARGERS

The paper employs a parametric approach to investigate the stress-strain state and critical motion regimes of rotor systems in tank engine superchargers. Using a test assembly as an example, the influence of the bearing span on the critical speeds of the rotor was determined. The impact of overall dimensions on the stress-strain state of the compressor impeller was also analyzed. It was established that the loss of rotor stability within the investigated frequency range occurs at the first, second, and third modes. Accordingly, several strategies for detuning from hazardous operating regimes are proposed by shifting critical speeds beyond the operating range. Specifically, this can be achieved by either decreasing or increasing the critical frequencies, or through a combination of these methods. The stress-strain state of the compressor impeller is highly sensitive to changes in its geometric dimensions. Increasing the diameter significantly increases the displacement of the disk and blade points, which may lead to a loss of clearance between the rotor and stator, causing potential failure. Stresses in the impeller are localized in the blade-to-disk transition zone and within the disk itself. Consequently, the impeller diameter is primarily limited by strength and stiffness requirements, while the bearing span and impeller length are restricted by the criteria for detuning from critical speeds. The paper presents the distributions of the components of the stress-strain state of the compressor impeller at different values of the variable parameters, as well as at different rotor rotation frequencies. The forms of loss of stability of the compressor rotor part are also presented.

Keywords: compressor, stress-strain state, critical operating regimes, rotor assembly, impeller, bearing support, supercharger

Вступ. У роботі [1] зазначено, що військові фахівці визначають високу рухливість танків як визначального фактору підвищення тривалості їх «виживання» на полі бою. Тому двигун є одним із найважливіших агрегатів бойових броньованих машин (ББМ). Його розробка часто потребує більше часу, ніж самої ББМ.

Мета проєктних досліджень із підвищення характеристик танкових двигунів полягає у поліпшенні маневреності на складній місцевості, паливної економічності для підвищення запасу ходу, зменшення часу перебування танка під вогнем супротивника. Серед основних вимог до сучасного танкового двигуна – його компактність, малий рівень вібрацій та шуму силової установки, надійність роботи у різному кліматі, високі енергетичні показники, економічність, багатопаливність, хороша ремонтпридатність, низька ціна тощо. Танкові двигуни мають забезпечувати підвищені енергетичні показники, які запроєктовані на роботу до 1000 мото-годин та більше. Для визначального показника у бою – маневреності танка – необхідна висока потужність двигуна. Підвищення ступеня стиску є основним енергетичним показником, який впливає як на

потужність, так і на паливну економічність двигуна. Щоб забезпечити належні захист та мобільність, розробляються все більш потужні двигуни [1].

Також відзначається, що танкові двигуни забезпечені системою турбонаддуву, яка є найбільш ефективним засобом підвищення одиничної потужності, поліпшення паливної економічності та екологічної чистоти дизелів. Система наддуву визначається як сукупність впускних та випускних колекторів та патрубків, теплообмінних апаратів та агрегатів наддуву, яка забезпечує підвищення тиску свіжого заряду у впускному ресивері двигуна. Для форсування двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ) шляхом наддува на двигуні встановлюють т урбокомпресор (ТК) – компактний агрегат, що містить турбіну, котра утилізує залишкову енергію газів, що відпрацювали у циліндрах, і компресор, який використовує цю енергію для примусового

© В. С. Вейлер, О. Ю. Шуть, М. В. Прокопенко,
О. М. Марусенко, Є. А. ФЕДОРОВ, Є.М. Овчаров,
Р. Г. Нечаєв, І. Я. Храмцова, О. В. Кохановська, 2026

нагнітання повітря в циліндри двигуна із попереднім охолодженням або без нього [1].

На основі аналізу багатьох публікацій у [1] здійснено висновки, що до сучасних танкових двигунів та двигунів для бронетехніки ставляться вимоги збільшення потужності, підвищення термомеханічних навантажень, отже, інтенсифікації режимів роботи усіх елементів конструкції. Відповідно, це виносить на передній план проблеми дослідження реакції елементів танкових двигунів та двигунів для бронетехніки на дію навантажень, у першу чергу – динамічних.

При цьому питання дослідження динамічних процесів у двигунах висвітлені у низці робіт. При цьому виділяються два основних напрямки. Перший передбачає створення комплексних моделей, які охоплюють якомога більшу множину елементів двигунів, що взаємодіють між собою. Другий зосереджується на більш поглибленому аналізі динаміки окремих елементів або вузлів (агрегатів). Проте, завершеного вирішення зазначена проблема дотепер не отримала. При цьому основну увагу слід звернути на високообертові елементи двигунів, зокрема, нагнітачів повітря.

Виокремлюється низка проблемних питань, зокрема, напружено-деформований стан і критичні режими роботи компресорів нагнітачів повітря танкових двигунів. Ці питання не отримали завершеного вирішення у дослідженнях та на практиці.

Слід зазначити, що ситуація загострюється низкою обставин:

1) постійним трендом на зростання потужності та режимів роботи танкових двигунів, а звідси – підвищена потреба у постачанні повітря для забезпечення робочого процесу згоряння палива у двигунах;

2) особливості конструктивного виконання нагнітачів повітря вітчизняних танкових двигунів, тобто – підведення потужності із двох джерел – від турбіни та від самого двигуна; відповідно, ускладнюється конструкція та схема навантаження елементів нагнітачів;

3) особливістю робочого колеса компресора нагнітача повітря вітчизняних танкових двигунів є консольне його розташування відносно підшипникових опор, а, також, і зміна динамічних властивостей роторних частин нагнітачів порівняно із традиційним міжопорним розташуванням роторного колеса;

4) прагнення до забезпечення удосконалення постачання повітря змушує проєктно збільшувати діаметр робочого колеса та частоту обертання вала, що вступає у протиріччя із вимогами міцності, жорсткості та збудливості критичних режимів роботи;

5) за зазначених обставин різко зростає вплив на працездатність компресора жорсткісних властивостей пружних підшипникових опор, чим у багатьох випадках нехтують.

Таким чином, просте масштабування попередніх технічних рішень проєктованих

нагнітачів повітря у сучасних умовах заводить у «глухий кут». Потрібні нові підходи, моделі та методи досліджень, створенню та апробації котрих присвячена ця робота.

Аналіз моделей та методів досліджень у елементах нагнітачів повітря високофорсованих двигунів. Дослідженню процесів, станів та характеристик елементів нагнітачів повітря високофорсованих двигунів присвячено багато публікацій. Так, у статті [2] зазначено, що «... розвиток тривимірного моделювання та аналізу течії на основі розв'язання рівнянь Нав'є-Стокса, осереднених за Рейнольдсом, дає можливість більш якісно визначити характеристики та параметри течії, але потребує значно більших витрат часу на розрахунок та доведення або верифікацію використаних математичних моделей із метою отримання мінімальних похибок розрахунку. Метою роботи [2] є визначення картин течії газу у високонапірному відцентровому компресорі на основі числових методів розрахунку течії та порівняння інтегральних характеристик роботи з експериментальними даними. Розподіл тисків вздовж лопатей робочого колеса та дифузора показав шляхи оптимізації форми лопаті для збільшення ефективності роботи компресора: відбувається перехрещення ліній розподілів для оптимального режиму лопаті ротора; лопать спліттера працює в нормальному режимі, але можна покращити розподіл за рахунок покращення форми лопаті в початковій дільниці; перехрещення ліній розподілу тиску для оптимального режиму показує на недостатньо якісну роботу дифузора, що може бути покращено за рахунок зміни форми лопаті» [2]. Тобто, аналіз потоків повітря у нагнітачі повітря дає можливість обґрунтувати геометричну форму лопатей компресора. При цьому здійснюється спірання на моделі та методи, описані у [3–6].

При переході до проблем механіки роторних систем на пружних опорах, якими є роторні частини нагнітачів повітря, виникає низка задач забезпечення заданих параметрів їх міцності, жорсткості та стійкості їх руху. Зокрема, цьому присвячені роботи [7–18], у яких викладені питання моделювання руху роторних систем подібного типу.

Із цими питаннями пов'язані проблеми працездатності та міцності елементів роторних систем нагнітачів повітря високофорсованих танкових двигунів.

У роботі [19] поставлена та розв'язана задача про аналіз міцності, жорсткості та критичних швидкостей обертання роторних частин нагнітачів танкових двигунів. Для цього розроблено підходи, які використовують параметричний опис досліджуваного об'єкту. Цей параметричний опис інтегрується у геометричні, математичні та чисельні моделі досліджуваних процесів і станів. У ході розв'язання цих задач визначаються параметричні залежності характеристик жорсткості, міцності та критичних швидкостей

обертання від варійованих параметрів. Варіювалися маса крильчатки нагнітача повітря та жорсткості підшипникових опор вала. Установлені залежності контрольованих величин від варійованих параметрів. Здійснені розробки, дослідження та їхні результати підтверджують можливість постановки та розв'язання задач обґрунтування прогресивних технічних рішень при удосконаленні нагнітачів повітря танкових двигунів. Важливою обставиною розробленого підходу є те, що для аналізу процесів і станів різної природи розроблені єдині параметричні моделі. Ці моделі, з іншого боку, можуть бути переналаштовані на інші об'єкти. Зокрема, здійснено варіювання параметрів роторної частини нагнітача повітря танкового двигуна. Варіювалися маса робочого колеса та жорсткість підшипникових опор. У ході досліджень установлені залежності характеристик напружено-деформованого стану від варійованих параметрів. Також установлені залежності критичних швидкостей обертання ротора від варійованих параметрів. Розроблені параметричні моделі є основою для чисельних досліджень напружено-деформованого стану та критичних швидкостей обертання елементів роторних частин нагнітачів повітря.

Зазначені дослідження спираються на низку попередніх досліджень [1, 19–29], а також [30–32], у яких враховується контактна взаємодія елементів конструкції. Деякі питання роторної динаміки компресора описані у [33]. Мова йде про «роторну динаміку високошвидкісного імпульсера двигуна з наддувом. Ця модель описує деформівний вал і деформівний диск із лопатями. Підшипники вважаються більш податливими, а не жорсткими. Диск має консольне розташування відносно еластичних опор. Напружено-деформований стан роторної системи аналізується в широкому діапазоні параметрів розмірності та швидкостей обертання. Критичні частоти також вивчаються для цієї системи. Показано, що перші дві критичні швидкості консольного ротора з масивним деформівним диском можна ефективно модифікувати шляхом відповідного вибору відстані між опорами та їхньої жорсткості. Внаслідок цього робочий діапазон швидкості обертання може бути відлаштований від небезпечного резонансу» [33].

Загальний підхід до аналізу міцності, жорсткості та критичних режимів роботи компресорів нагнітачів повітря у цілому викладено у роботі [19]. Цей підхід базується на розширеному застосуванні узагальненого параметричного підходу до аналізу процесів і станів у компресорах, а також до синтезу їх раціональних технічних рішень за критеріями міцності, жорсткості та стійкості руху.

Розроблений у [19] підхід видається достатньо ефективним для розв'язання прикладних задач роторної динаміки, зокрема, стосовно компресорів нагнітачів повітря танкових дизелів.

Мета роботи – розроблення удосконалених підходів та параметричних моделей напружено-деформованого стану та критичних швидкостей обертання роторних частин нагнітачів повітря танкових двигунів, а також здійснення із їх залученням аналізу відповідних процесів і станів на їхніх тестових варіантах.

Загальний підхід до здійснення дослідження процесів і станів у елементах роторних частин нагнітачів повітря із консольним розташуванням робочого колеса.

При обґрунтуванні загального підходу до здійснення дослідження процесів і станів у елементах роторних частин нагнітачів повітря із консольним розташуванням робочого колеса були залучені розробки, описані у [1, 19 – 21, 30 – 33].

Тут слід мати на увазі, що у результаті попередніх зусиль [19] досягнуто побудови комплексних математичних та чисельних моделей, які на єдиній методологічній основі об'єднують і напружено-деформований стан, і критичні швидкості обертання роторних частин нагнітачів повітря подібного типу:

$$L(u, p, f, t) = 0 \quad (1)$$

де L – комплексний оператор, який об'єднує досліджувані процеси і стани;

u – переміщення точок валу та робочого колеса;

p – масив параметрів;

f – навантаження;

t – час.

Співвідношення (1), сформовані у загальному вигляді, потребують подальшої реалізації та конкретизації при дослідженні тих чи інших варіантів нагнітачів повітря. Далі у робочі можливості побудованих моделей ілюструються на прикладі тестових конструкцій, які за структурою відповідають реальним конструкціям, проте за геометричними параметрами та фізико-механічними властивостями матеріалів відрізняються. Тим не менш задля визначення закономірностей впливу варійованих параметрів на процеси, стани і характеристики роторних частин роторних нагнітачів подібного типу вони придатні.

Зокрема, на рис. 1 наведені параметричні тестової моделі роторних частин нагнітачів повітря із консольним розташуванням робочого колеса за різних варіантів варійованих параметрів.

Результати досліджень. Результати розрахунків наведені у табл. 1–6 та на рис. 2–9. Діаметр робочого колеса 191,1 мм; швидкість обертання – 10÷50 тис. об/хв. У дослідженнях – варіювання параметрів: p_1 – діаметр шийки на валу – $p_1 \in [20, 22, 24, 26]$ мм; p_2 – жорсткість опор – $p_2 \in [3, 3.5, 4, 4.5, 5] \cdot 10^5$ Н/мм.

Як свідчить аналіз результатів розрахунків напружено-деформованого стану (див. табл. 1-4), розподіли та рівні його компонентів практично не залежать від параметрів у діапазоні їх варіювання. Тому наведені тільки картини розподілів тільки

для крайніх значень параметрів.

Разом із тим на напружено-деформований стан відчутний вплив чинить швидкість обертання ротора (табл. 5, 6). Незважаючи на подібні розподіли компонент напружено-деформованого

стану робочого колеса на різних швидкостях обертання ротора, їх рівні змінюються у дослідженому діапазоні швидкостей обертання приблизно за параболічним законом.

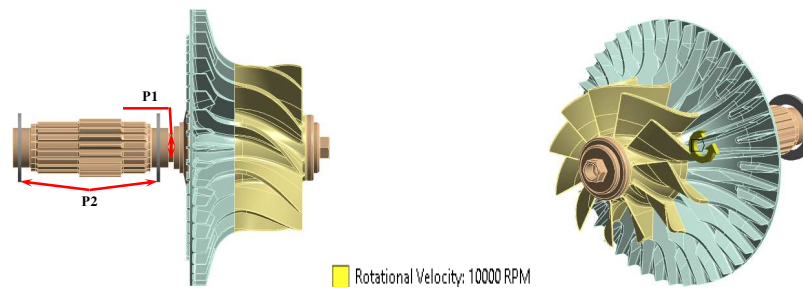


Рисунок 1 – Геометрична модель роторної частини нагнітачів повітря

Таблиця 1 – Повні переміщення (мм) у крильчатці від обертання 10 тис об/хв., жорсткість опор $4 \cdot 10^5$ Н/мм при варіюванні діаметру шийки на валу, мм

| Діаметр шийки на валу, мм | Значення | Повні переміщення (мм) у крильчатці |
|---------------------------|---|-------------------------------------|
| 20 | 0,0097 0,0086222 0,0075444 0,0064667 0,0053889 0,0043111 0,0032333 0,0021556 0,0010778 0 | |
| ... | ... | ... |
| 26 | 0,009719 0,0086391 0,0075592 0,0064793 0,0053994 0,0043195 0,0032397 0,0021598 0,0010799 0 | |

Таблиця 2 – Еквівалентні напруження (МПа) у крильчатці від обертання 10 тис об/хв., жорсткість опор $4 \cdot 10^5$ Н/мм при варіюванні діаметру шийки на валу, мм

| Діаметр шийки на валу, мм | Значення | Еквівалентні напруження (МПа) у крильчатці |
|---------------------------|---|--|
| 20 | 35,14 16,638 14,559 12,48 10,401 8,3214 6,2423 4,1631 2,084 0,0048 | |
| ... | ... | ... |
| 26 | 34,517 30,682 26,848 23,013 19,178 15,344 11,509 7,6742 3,8396 0,00488 | |

Таблиця 3 – Повні переміщення (мм) у крильчатці від обертання 10 тис об/хв., діаметру шийки на валу 24 мм, при варіюванні жорсткості опор, Н/мм

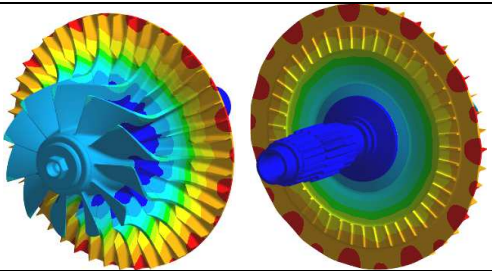
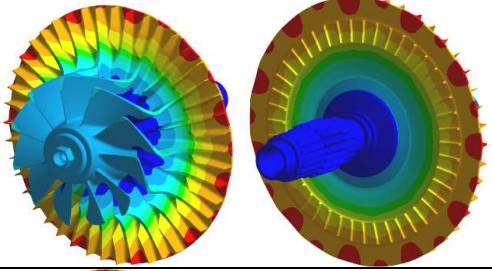
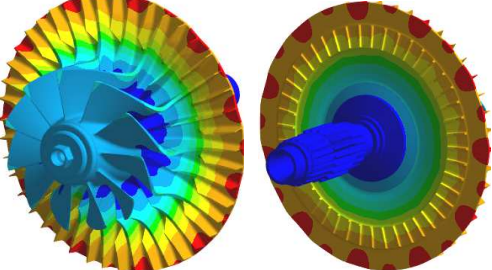
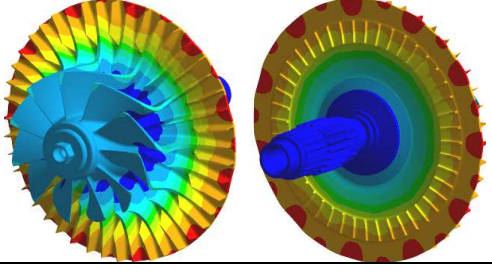
| Жорсткість опор, Н/мм | Значення | Повні переміщення (мм) у крильчатці |
|-----------------------|--|-------------------------------------|
| $3 \cdot 10^5$ | <ul style="list-style-type: none"> 0,0097116 0,0086325 0,0075535 0,0064744 0,0053953 0,0043163 0,0032372 0,0021581 0,0010791 0 | |
| ... | | |
| $4,5 \cdot 10^5$ | <ul style="list-style-type: none"> 0,0097114 0,0086323 0,0075533 0,0064743 0,0053952 0,0043162 0,0032371 0,0021581 0,001079 0 | |

Таблиця 4– Еквівалентні напруження (МПа) у крильчатці від обертання 10 тис об/хв., діаметру шийки на валу 24 мм, при варіюванні жорсткості опор, Н/мм

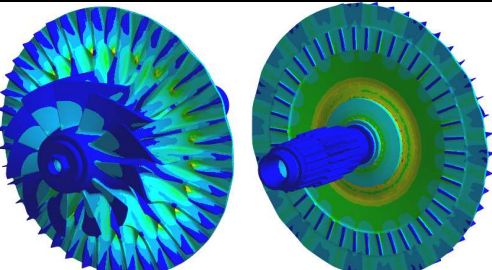
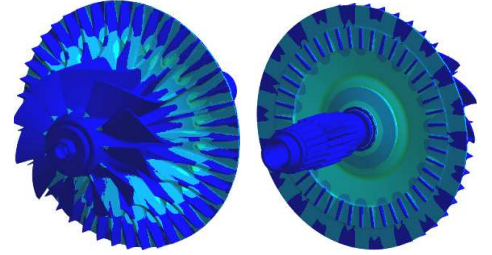
| Жорсткість опор, Н/мм | Значення | Еквівалентні напруження (МПа) у крильчатці |
|-----------------------|--|--|
| $3 \cdot 10^5$ | <ul style="list-style-type: none"> 34,803 30,936 27,07 23,204 19,337 15,471 11,604 7,7378 3,8713 0,00488 | |
| ... | | |
| $4,5 \cdot 10^5$ | <ul style="list-style-type: none"> 34,803 30,936 27,07 23,204 19,337 15,471 11,604 7,7378 3,8713 0,00488 | |

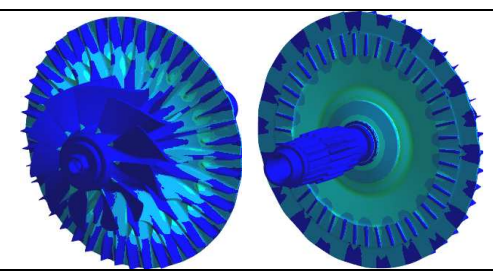
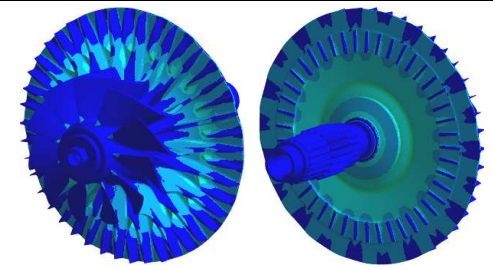
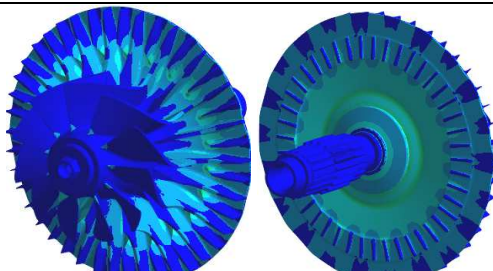
Таблиця 5 – Повні переміщення (мм) у крильчатці, діаметр шийки на валу 20 мм, жорсткість опор $4 \cdot 10^5$ Н/мм, при варіюванні частоти обертання ротора, тис об/хв.

| Частота обертання ротора, тис об/хв. | Значення | Повні переміщення (мм) у крильчатці |
|--------------------------------------|---|-------------------------------------|
| 10 | <ul style="list-style-type: none"> 0,0097 0,0086222 0,0075444 0,0064667 0,0053889 0,0043111 0,0032333 0,0021556 0,0010778 0 | |

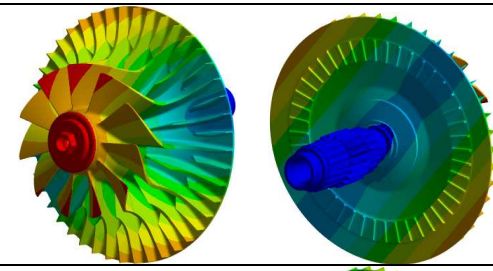
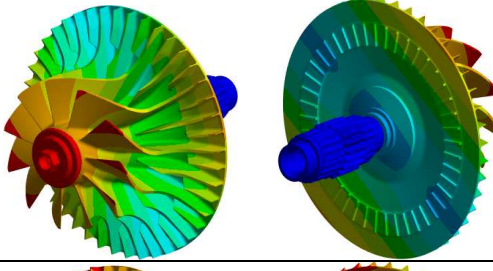
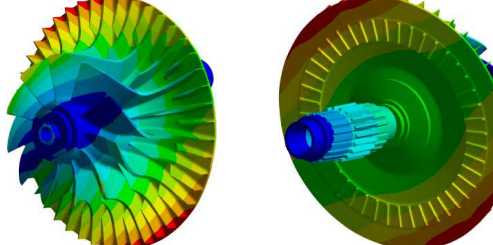
| Частота обертання ротора, тис об/хв. | Значення | Повні переміщення (мм) у крильчатці |
|--------------------------------------|---|--|
| 20 | <ul style="list-style-type: none"> 0,0388 0,034489 0,030178 0,025867 0,021556 0,017244 0,012933 0,008622 0,004311 0 |  |
| 30 | <ul style="list-style-type: none"> 0,0873 0,0776 0,0679 0,0582 0,0485 0,0388 0,0291 0,0194 0,0097 0 |  |
| 40 | <ul style="list-style-type: none"> 0,1552 0,13796 0,12071 0,10347 0,08622 0,06897 0,05173 0,03448 0,01724 0 |  |
| 50 | <ul style="list-style-type: none"> 0,2425 0,21556 0,18861 0,16167 0,13472 0,10778 0,08083 0,05388 0,02694 0 |  |

Таблиця 6 – Еквівалентні напруження (МПа) у крильчатці, діаметр шийки на валу 20 мм, жорсткість опор $4 \cdot 10^5$ Н/мм, при варіюванні частоти обертання ротора, тис об/хв.

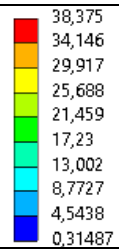
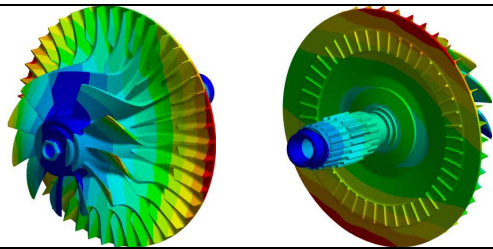
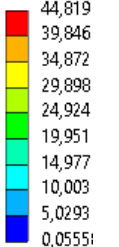
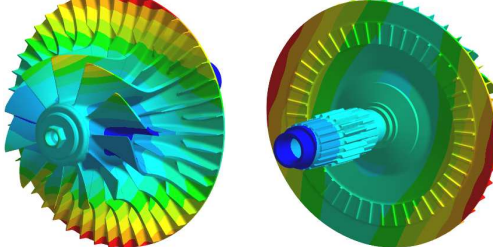
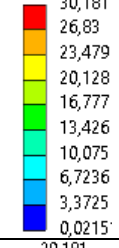
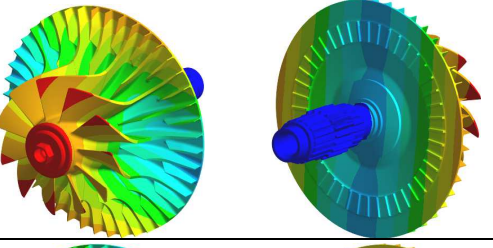
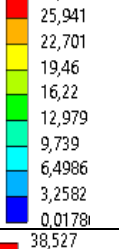
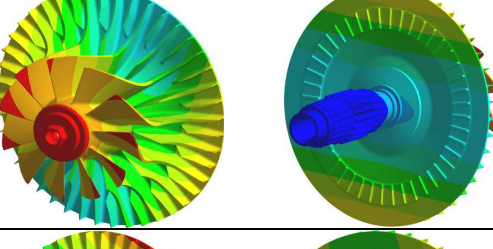
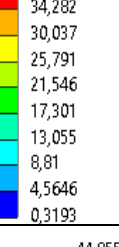
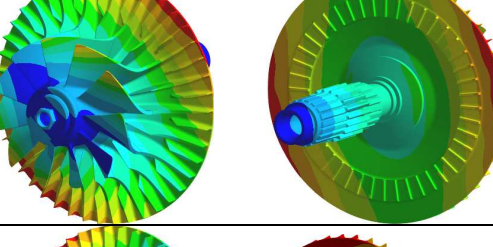
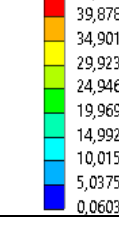
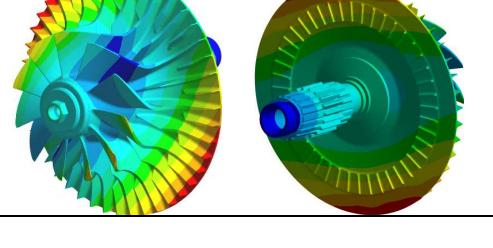
| Частота обертання ротора, тис об/хв. | Значення | Еквівалентні напруження (МПа) у крильчатці |
|--------------------------------------|--|--|
| 10 | <ul style="list-style-type: none"> 35,14 16,638 14,559 12,48 10,401 8,3214 6,2423 4,1631 2,084 0,0048 |  |
| 20 | <ul style="list-style-type: none"> 140,56 124,95 109,33 93,714 78,098 62,482 46,867 31,251 15,635 0,0195 |  |

| Частота обертання ротора, тис об/хв. | Значення | Повні переміщення (мм) у крильчатці |
|--------------------------------------|---|---|
| 30 | <ul style="list-style-type: none"> 316,26 281,13 245,99 210,86 175,72 140,59 105,45 70,315 35,179 0,04391 |  |
| 40 | <ul style="list-style-type: none"> 562,24 499,78 437,32 374,85 312,39 249,93 187,47 125 62,541 0,0780 |  |
| 50 | <ul style="list-style-type: none"> 878,5 780,91 683,31 585,71 488,11 390,51 292,92 195,32 97,72 0,12191 |  |

Таблиця 7 – Критичні частоти обертання роторної частини нагнітача повітря, об/хв., жорсткість опор $4 \cdot 10^5$ Н/мм, при варіюванні діаметру шийки на валу, мм

| Діаметр шийки на валу, мм | Значення, об/хв. | № критичної частоти | Критична частота обертання |
|---------------------------|------------------|---------------------|---|
| 20 | 29144 | Перша | <ul style="list-style-type: none"> 30,696 27,287 23,879 20,471 17,062 13,654 10,245 6,8371 3,4287 0,0203  |
| | | Друга | <ul style="list-style-type: none"> 29,803 26,493 23,183 19,873 16,563 13,253 9,9426 6,6326 3,3226 0,0126  |
| | | Третя | <ul style="list-style-type: none"> 37,68 33,527 29,374 25,221 21,069 16,916 12,763 8,6104 4,4576 0,3048  |

| Діаметр шийки на валу, мм | Значення, об/хв. | № критичної частоти | Критична частота обертання | | |
|---------------------------|------------------|---------------------|---|--|--|
| 20 | > 60000 | Четверта | <p>44,761 39,791 34,821 29,851 24,881 19,911 14,941 9,9705 5,0004 0,0303</p> | | |
| | | Перша | <p>30,516 27,127 23,738 20,348 16,959 13,57 10,181 6,792 3,4029 0,0138</p> | | |
| 22 | 46929 | Друга | <p>29,581 26,296 23,01 19,725 16,44 13,155 9,8701 6,585 3,2999 0,014844</p> | | |
| | | Третя | <p>38,068 33,873 29,677 25,482 21,287 17,091 12,896 8,7008 4,5055 0,31015</p> | | |
| | > 60000 | Четверта | <p>44,739 39,773 34,807 29,841 24,875 19,909 14,943 9,9775 5,0115 0,0456</p> | | |
| | | Перша | <p>30,327 26,959 23,591 20,222 16,854 13,486 10,118 6,7498 3,3816 0,01342</p> | | |
| 24 | 34499 | Друга | <p>29,362 26,102 22,842 19,581 16,321 13,061 9,8004 6,5401 3,2798 0,0195</p> | | |
| | 49824 | Перша | <p>29,362 26,102 22,842 19,581 16,321 13,061 9,8004 6,5401 3,2798 0,0195</p> | | |

| Діаметр шийки на валу, мм | Значення, об/хв. | № критичної частоти | Критична частота обертання | |
|---------------------------|------------------|---------------------|---|--|
| 24 | > 60000 | Третя |  |  |
| | > 60000 | Четверта |  |  |
| 26 | 36617 | Перша |  |  |
| | 52195 | Друга |  |  |
| | > 60000 | Третя |  |  |
| | > 60000 | Четверта |  |  |

Якщо звернутися до аналізу характеру розподілів компонент напружено-деформованого стану (див. табл. 1-6), то слід зазначити, що переміщення і напруження мають принципово відмінні особливості локалізації максимальних значень.

Так, максимуми переміщень спостерігаються у зоні зовнішнього діаметра робочого колеса. При цьому завдяки комбінації осової та радіальної

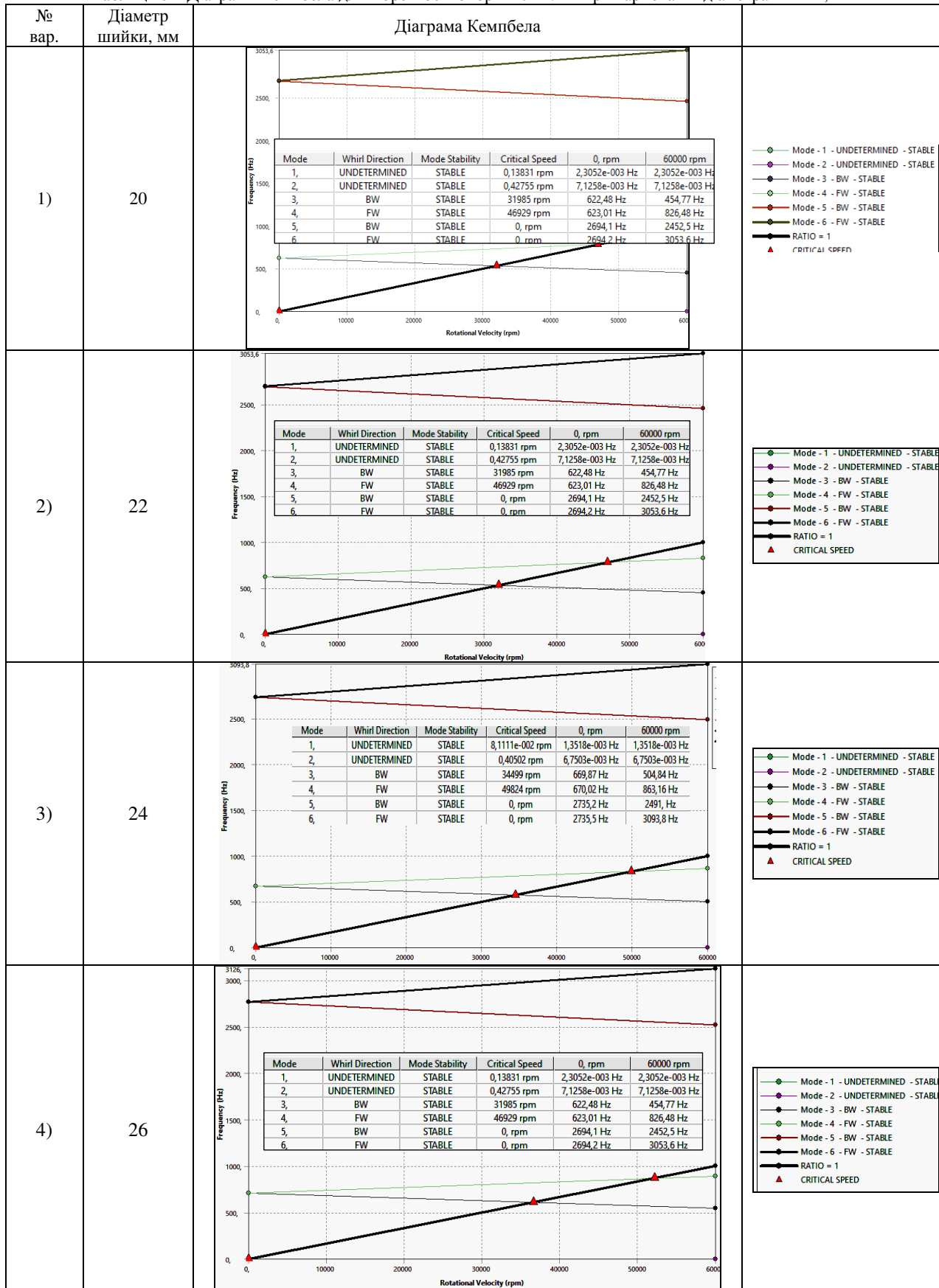
компоненти вектора пружних переміщень робоче колесо набуває «зонтовидного» вигляду. Саме переміщення зовнішньої кромки може спричинити несприятливе зменшення зазору зі статорною частиною нагнітача повітря, викликаючи небезпеку контакту на великих відносних швидкостях нерухомих та обертових частин конструкції.

На протипагу переміщенням, напруження

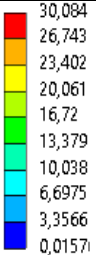
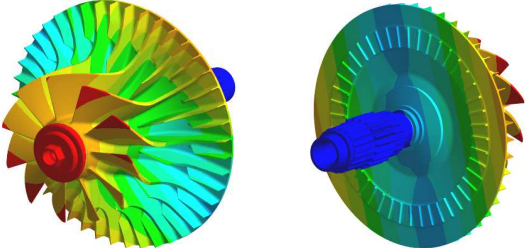
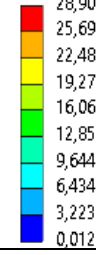
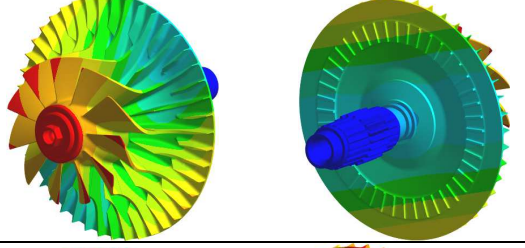
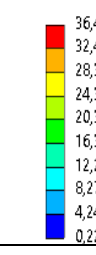
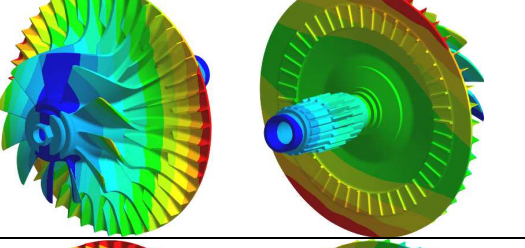

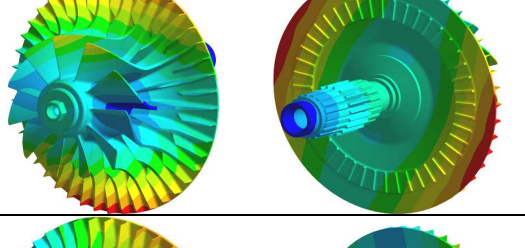
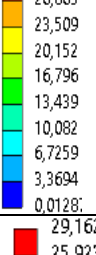
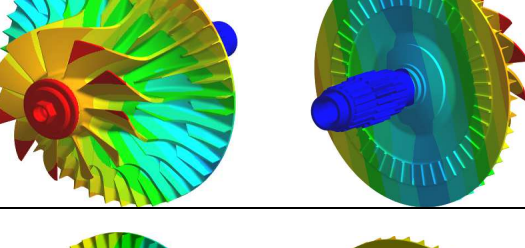

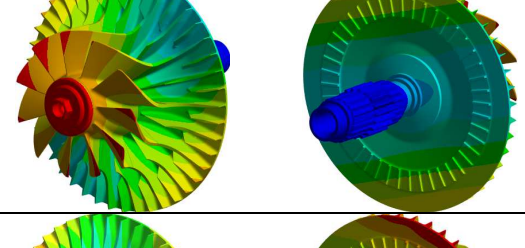
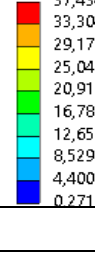
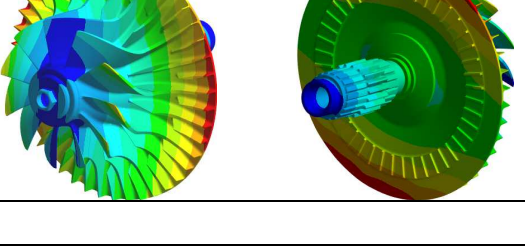
концентруються у зоні спряження лопатей із диском робочого колеса. Тут еквівалентні напруження на високих частотах обертання ротора перевищують межу плинності матеріалу

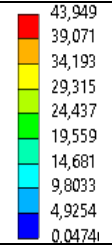
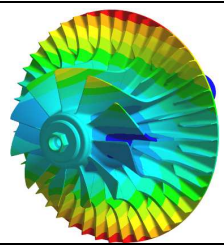
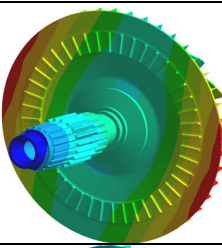
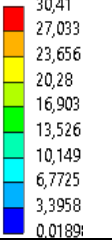
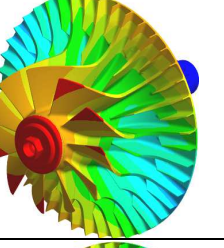
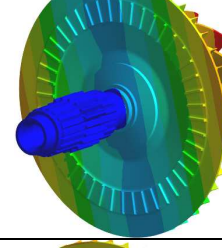
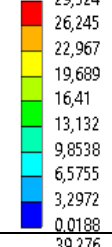
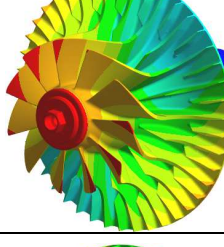
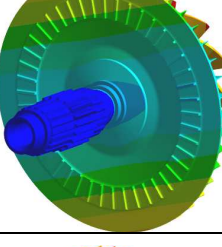
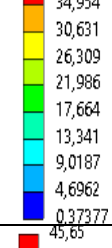
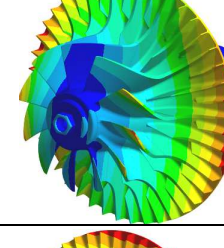
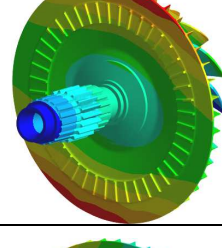
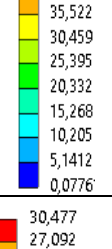
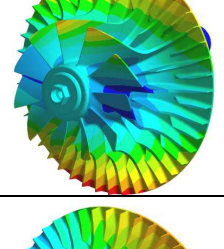
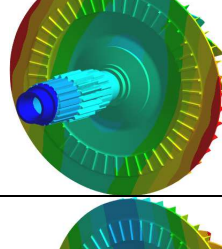
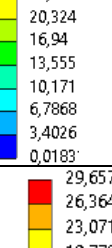
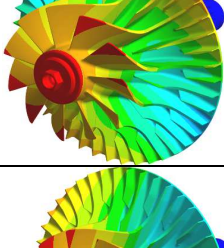
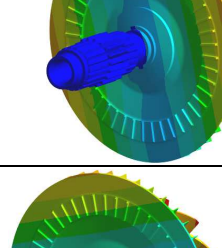
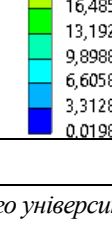

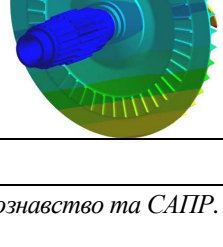
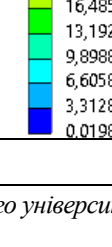

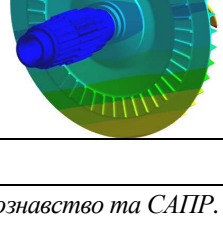
робочого колеса. Тому для більш реалістичного відображення напружено-деформованого стану робочого колеса слід розглядати пружно-пластичне деформування цього матеріалу.

Таблиця 8 – Діаграми Кемпбела для жорсткості опор $4 \cdot 10^5$ Н/мм при варіюванні діаметра шийки, мм



Таблиця 9 – Критичні частоти обертання, діаметр шийки на валу 24 мм, при варіюванні жорсткість опор, Н/мм

| Жорсткість опор, Н/мм | Значення, об/хв. | № критичної частоти | Критична частота обертання | |
|-----------------------|------------------|---------------------|---|--|
| $3 \cdot 10^5$ | 33560 | Перша |  |  |
| | 47238 | Друга |  |  |
| | > 60000 | Третя |  |  |
| | > 60000 | Четверта |  |  |
| $3.5 \cdot 10^5$ | 34089 | Перша |  |  |
| | 48688 | Друга |  |  |
| | > 60000 | Третя |  |  |

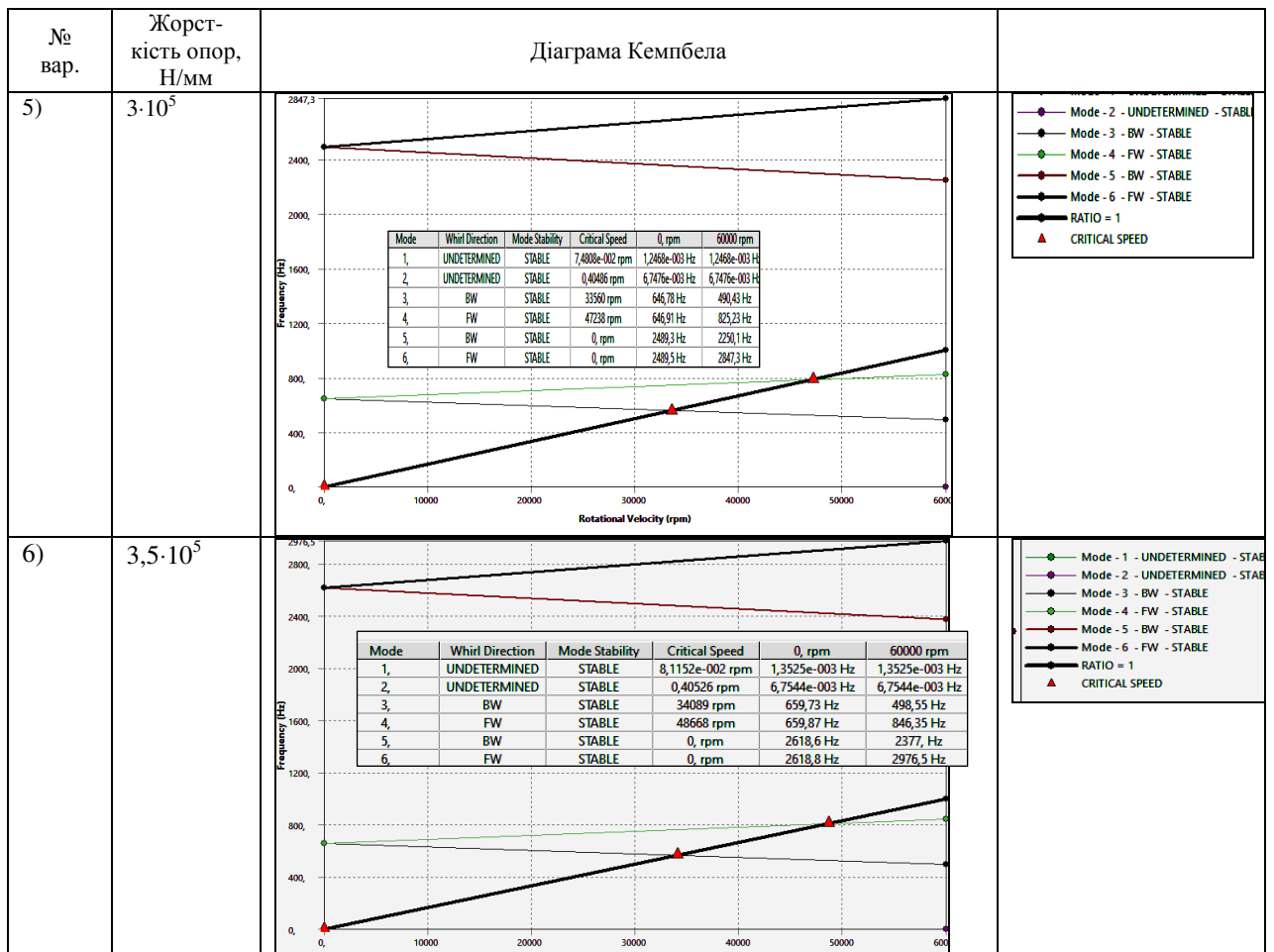
| Діаметр шийки на валу, мм | Значення, об/хв. | № критичної частоти | Критична частота обертання | | |
|---------------------------|------------------|---------------------|---|--|---|
| 3.5·10 ⁵ | > 60000 | Четверта |  |  |  |
| | | Перша |  |  |  |
| 4,5·10 ⁵ | 50779 | Друга |  |  |  |
| | | Третя |  |  |  |
| | > 60000 | Четверта |  |  |  |
| | | Перша |  |  |  |
| 5·10 ⁵ | 35092 | Друга |  |  |  |
| | 51580 | Перша |  |  |  |

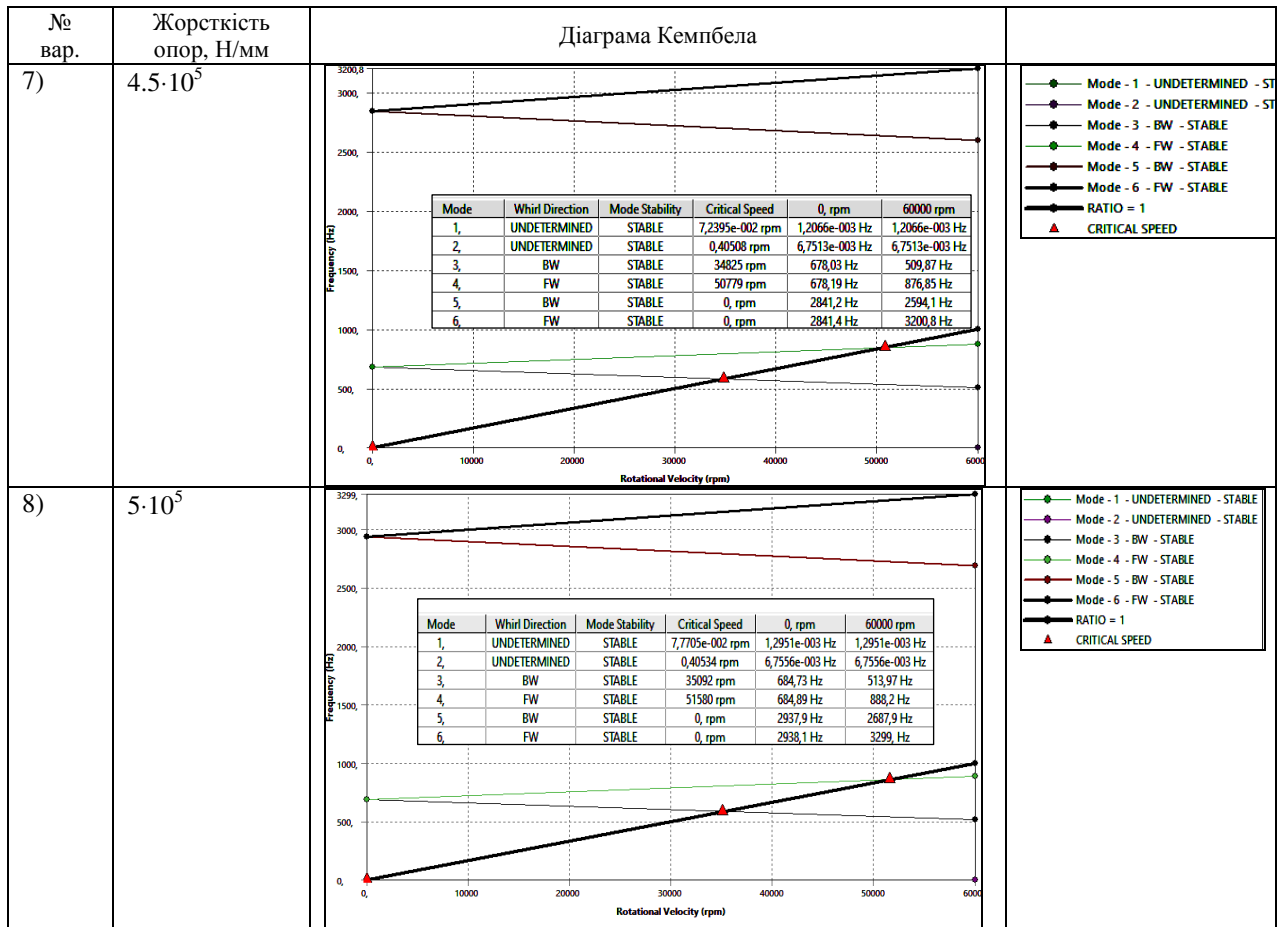
| Діаметр шийки на валу, мм | Значення, об/хв. | № критичної частоти | Критична частота обертання | |
|---------------------------|------------------|---------------------|----------------------------|--|
| 5·10 ⁵ | > 60000 | Третя | | |
| | > 60000 | Четверта | | |

Аналіз критичних швидкостей обертання роторної частини нагнітача (див. табл. 7-10) дає підстави стверджувати, що найбільшу небезпеку, як правило, становить втрата стійкості руху на

перших трьох формах. Вони зазвичай відповідають пресиційному збуреному руху у поєднанні із деформацією вала (разом із диском робочого колеса) та осадкою пружних опор.

Таблиця 10 – Діаграми Кемпбела для діаметра шийки 24 мм при варіюванні жорсткості опор





При цьому слід відзначити, що як нижня межа критичних частот обертання, так – і верхня відчутно залежать від варіюваних параметрів.

Отже, шляхом цілеспрямованого варіювання параметрів роторної частини (включно із властивостями пружних опор) можливо відлаштуватися від небезпечних режимів роботи нагнітача.

Висновки.

1. Розроблений удосконалений підхід до комплексного дослідження процесів і станів у роторних частинах нагнітачів повітря танкових двигунів із консольним розташуванням роторного колеса дає можливість на єдиній методологічній основі досліджувати їх напружено-деформований стан та критичні швидкості обертання. Це проілюстровано на низці тестових задач. У результаті досягаються переваги при проектних дослідженнях нагнітачів повітря.

2. При варіюванні окремих параметрів (чи їх наборів) змінюються усі досліджувані процеси, стани і характеристики, хоча із різною мірою інтенсивності. Таки чином, можна визначити чутливість певних інтегральних характеристик до варіювання окремих параметрів. У результаті можна виокремити деякі найбільш впливові варіювані параметри та найбільш чутливі до їх варіювання характеристики. Це складає цінність на перших етапах проектних досліджень.

3. На завершальних етапах проектних

досліджень необхідно застосовувати більш досконалі моделі процесів і станів, які є взаємозв'язаними та взаємовпливаючими. При цьому для різних характеристик можуть реалізовуватися різноспрямовані тенденції. Більш того, можуть виявлятися нові значущі фізичні чинники, які потрібно залучати до враховуваних.

Врешті-решт, раціональні технічні рішення необхідно обґрунтувати за комплексом різнотипних критеріїв та обмежень у комплексному параметричному поповнюваному просторі. При цьому такий удосконалений підхід уже побудовано та опробовано на типових тестових конструкціях

Список літератури

- Ткачук М. А., Назаренко С.О., Грабовський А. В., Ткачук М. М., Шуть О.Ю., Ліпейко А. І., Вейлер В.С., Марусенко О.М., Прокопенко М.В., Марусенко С.І., Васильєв А.Ю., Гречка І.П., Храмцова І. Я. Аналіз конструкцій, моделей та методів дослідження динаміки високооборотних елементів танкових двигунів (оглядова стаття). *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: *Машинознавство та САПР*. № 2. 2024. С. 69-105. doi:10.20998/2079-0775.2023.2.10.
- Роговий А.С., Азаров А.С., Овчаров С.М., Шудрик О.Л., Толстий П.В. Картини течії газу у високонапірному відцентровому компресорі. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: *Машинознавство та САПР*. №1. 2023. С. 82–91. doi: 10.20998/2079-0775.2023.1.09.
- Van den Braembussche R. Design and analysis of centrifugal compressors. John Wiley & Sons, 2019. 388 p.

- DOI:10.1002/9781119424086
4. Stewart M. Surface Production Operations: Volume IV: Pumps and Compressors. Gulf Professional Publishing, 2018. 918 p. DOI: 10.1016/C2009-0-20243-1
 5. Роговий А. С. Розробка теорії та методів розрахунку вихорокамерних нагнітачів [Електронний ресурс] : дис. ... д-ра техн. наук : спец. 05.05.17 / Андрій Сергійович Роговий ; Харків. нац. автомобільно-дорожній ун-т. – Харків, 2017. 364 с. Бібліогр.: с. 289-329. – укр. <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/29275>
 6. Nakhchi M.E., Naung S.W., Rahmati M. (2022). Influence of blade vibrations on aerodynamic performance of axial compressor in gas turbine: Direct numerical simulation. *Energy*, 242, 122988. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.122988>
 7. Мартиненко Г. Ю. Математичне моделювання та комп'ютерна симуляція явищ нелінійної динаміки віброгасної та віброізолюючої комплексної пасивно-активної магнітної опори з поворотним або обертовим вертикальним шток-валом. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Динаміка та міцність машин. №2. 2025. С. 118–120.
 8. Martynenko G., “Application of nonlinear models for a well-defined description of the dynamics of rotors in magnetic bearings,” *Eureka Phys. Eng.*, No. 3, 3–12 (2016).
 9. Martynenko G., “Resonance mode detuning in rotor systems employing active and passive magnetic bearings with controlled stiffness,” *Int. J. Automot. Mech. Eng.*, 13, No. 2, 3293–3308 (2016).
 10. Martynenko, G., Rozova, L. Integrated Computer Modeling of Dynamic Processes in Rotor Machines and Systems with Elastic-Damper and Magnetic Bearings. In: Nechyporuk, M., Pavlikov, V., Kritskiy, D. (eds) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2022. ICTM 2022. Lecture Notes in Networks and Systems*, vol 657.
 11. Martynenko, G. (2021). Mathematical Modelling and Computer Simulation of Rotors Dynamics in Active Magnetic Bearings on the Example of the Power Gas Turbine Unit. In: Chaari, F., Leskow, J., Wylomanska, A., Zimroz, R., Napolitano, A. (eds) *Nonstationary Systems: Theory and Applications. WNSTA 2021. Applied Condition Monitoring*, vol 18.
 12. Experimental Analysis and Modification of the Rotor System with Passive and Active Magnetic Bearings to Improve its Dynamic Characteristics. G Martynenko, V Martynenko - 2024 IEEE 5th KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek), 2024. P.p. 1-6
 13. Martynenko, G., Martynenko, V. (2025). Justification of Need to Use Nonlinear Mathematical Models to Describe Dynamics of Rotor Systems with Elastic-Damping Support Magnetic Elements. In: Lytvynov, O., Pavlikov, V., Krytskiy, D. (eds) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2024. ICTM 2024. Lecture Notes in Networks and Systems*, vol 1474. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-031-94852-7_22
 14. Мацушіта, О., Танака, М., Канкі, Х., Кобаяші, М., Кіо, П.: Вібрації обертових механізмів: Том 1. Основи роторної динаміки: Вступ до практичного аналізу вібрацій. Springer Japan, Токіо (2017). <https://doi.org/10.1007/978-4-431-55456-1>
 15. Сіну, Дж.Дж.: Виявлення пошкоджень у роторній динамічній системі шляхом моніторингу нелінійних коливань і антирезонансів вищого порядку. *Appl. Sci. (Швейцарія)* 12(23), 11904 (2022). <https://doi.org/10.3390/app122311904>
 16. Цзен, З., Чжан, Д., Хе, Т., Ван, Х.: Експериментальне дослідження динамічних механічних властивостей вертикального ротора з анізотропною опорою. *Механічний системний процес сигналу*. 184, 109678 (2023). <https://doi.org/10.1016/j.ymsp.2022.109678>
 17. Bifurcation of Elastic Rotors in Journal Bearings. K Avramov, O Borysluk - The Third International Conference Nonlinear “Nonlinear Dynamics – 2010”, 2010. Pp. 21-26
 18. Avramov, K.V., Borysiuk, O.V. Nonlinear dynamics of one disk asymmetrical rotor supported by two journal bearings. *Nonlinear Dyn* 67, 1201–1219 (2012). <https://doi.org/10.1007/s11071-011-0063-x>
 19. Ткачук М. А., Грабовський А. В., Ткачук М. М., Вейлер В.С., Шуть О.Ю., Овчаров Є. М, Нечасв Р.Г., Ліпейко А. І., Назаренко С.О., Прокопенко М.В., Льозний О.С. і Марусенко О.М. Проблемні питання працездатності та міцності елементів роторних систем нагнітачів повітря високофорсованих танкових двигунів. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: *Машинознавство та САПР*. №1. 2025. С. 92–102. doi: 10.20998/2079-0775.2025.1.09.
 20. Ткачук М. М., Вейлер В.С., Грабовський А. В., Прокопенко М. В., Ткачук М. А., Шуть О. Ю., Ліпейко А. І., Овчаров Є. М., Марусенко О. М. Міцність та стійкість руху роторних систем нагнітача повітря танкового двигуна. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*, серія: *Машинознавство та САПР*. №1. 2024. С. 63-84 <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2024.1.09>.
 21. Ткачук М. М., Грабовський А. В., Ткачук М. А., Шуть О. Ю., Ліпейко А. І., Овчаров Є. М., Цимбал Г. І., Вейлер В. С., Клочков І. Є., Кислиця Д. В. Аналіз нелінійних жорсткісних характеристик пружних опор компресора нагнітача повітря. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*, серія: *Машинознавство та САПР*. № 1. 2024. С. 121-130. doi: 10.20998/2079-0775.2023.1.12
 22. Hua C., Cao, G., Rao, Z. et al. (2017). Coupled bending and torsional vibration of a rotor system with nonlinear friction. *J. Mech. Sci Technol.* 31, 2679–2689.
 23. Hua C., Z. Rao, N. Ta and Z. Zhu, (2015). Nonlinear dynamics of a rubimpact rubber bearing-rotor system with Stribeck friction model. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 29 (8), 3109–3119.
 24. Reddy, Mutra Rajasekhara, and J. Srinivas. (2016). Vibration analysis of a support excited rotor system with hydrodynamic journal bearings. *Procedia Engineering* 144: 825–832.
 25. Han, Qinkai, and Fulei Chu. (2015). Parametric instability of flexible rotor-bearing system under time-periodic base angular motions. *Applied Mathematical Modelling*. 39, no. 15: 4511–4522.
 26. Zhang, Y., He, L., Yang, J., Wan, F., Gao, J. (2019). Vibration control of an unbalanced single-side cantilevered rotor system with a novel integral squeeze film bearing damper. *Appl. Sci.* 9(20), 4371-1–4371-18.
 27. Kelson, A.S., Суманский, Н.Р., Yakovlev, B.H. (1982). *Dynamics of Rotor-Bearing Systems*. Nauka, Moscow
 28. Бобир М. І., Бабенко А. Є., Лавренко Я. І., Халімон О. П. *Динаміка та довговічність високошвидкісних прецизійних центрифуг: Монографія*. Нац. техн. ун-т України «КПІ імені Ігоря Сікорського». Київ: А, 2017. 171 с.
 29. Avramov K., M. Shulzhenko, O. Borysiuk, and C. Pierre, “Influence of periodic excitation on self-sustained vibrations of one disk rotors in arbitrary length journal bearings.” *Int. J. Nonlin. Mech.*, 77, 274–280 (2015).
 30. Tkachuk, M.M., Tkachuk, A.M., Grabovskyi, A.V. et al. Nonlinear Static Reaction of Elastic Ring with Flanges in Rotor Supports. *Int Appl Mech* 60, 235–242 (2024). <https://doi.org/10.1007/s10778-024-01277-7>
 31. М. М. Ткачук, А. Grabovskyi, М. А. Ткачук, А. Zarubina, and А. Lipeyko, “Analysis of elastic supports and rotor flexibility for dynamics of a cantilever impeller.” *J. Phys.: Conf. Ser.*, 1741, 012043 (2021).
 32. Tkachuk M., A. Grabovskyi, and A. Tkachuk, (2022) “Numerical and analytical analysis methods for radial response of flexible ring dampers,” in: M. Rackov, R. Mitrović, and M. Cavić (eds.), *Machine and Industrial Design in Mechanical Engineering: Proceedings of KOD 2021, Mechanisms and Machine Science*, 109, 499–506
 33. Tkachuk, M., Shut, O., Marchenko, A., Grabovskiy, A. et al., (2021). Strength and Stability Criteria Limiting Geometrical Dimensions of a Cantilever Impeller, *SAE Technical Paper* 2021-01-5056, <https://doi.org/10.4271/2021-01-5056>

References (transliterated)

1. Tkachuk M. A., Nazarenko S.O., Hrabovskyi A. V., Tkachuk M. M., Shut O.Iu., Lipeiko A. I., Veiler V.S., Marusenko O.M., Prokopenko M.V., Marusenko S.I., Vasyliov A.Iu., Hrechka I.P., Khramtsova I. Ya. (2024). Analiz konstruktsii, modeli ta metodiv doslidzhennia dynamiky vysokoobertovykh elementiv tankovykh dyvuhuniv (ohliadova statia). *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI»*. Seriya: *Mashynoznavstvo ta SAPR*. no. 2, pp. 69-105. doi:10.20998/2079-0775.2023.2.10.

2. Rohovyi A.S., Azarov A.S., Ovcharov Ye.M., Shudryk O.L., Tolsty P.V. (2023). Kartyny techiei hazu u vysokonapirnomu vidtsentrovomu kompresori. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Serii: Mashynoznavstvo ta SAPR*. no. 1, pp. 82–91. doi: 10.20998/2079-0775.2023.1.09.
3. Van den Braembussche R. (2019). *Design and analysis of centrifugal compressors*. John Wiley & Sons, 388 p. DOI:10.1002/9781119424086
4. Stewart M. (2018). *Surface Production Operations: Volume IV: Pumps and Compressors*. Gulf Professional Publishing, 918 p. DOI: 10.1016/C2009-0-20243-1
5. Rohovyi A. S. *Rozrobka teorii ta metodiv rozrakhunku vykorokamernykh nahnitachiv* [Elektronnyi resurs] : dys. ... d-ra tekhn. nauk : spets. 05.05.17 / Andrii Serhiiiovych Rohovyi ; Kharkiv. nats. avtomobilno-dorozhnyi un-t. – Kharkiv, 2017. 364 p. Bibliohr.: pp. 289-329. – ukr. <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/292756>.
6. Nakhchi M.E., Naung S.W., Rahmati M. (2022). Influence of blade vibrations on aerodynamic performance of axial compressor in gas turbine: Direct numerical simulation. *Energy*, 242, 122988. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.122988>
7. Martynenko H. Yu. (2025). Matematychni modeliuvannia ta kompiuterna symulatsiia yavyschch neliniinnoi dynamiky vibrohasnoi ta vibroizoliuuiuchoi kompleksnoi pasyvo-aktyvnoi mahnitnoi opory z povortnym abo obertovym vertykalnym shtok-valom. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Serii: Dynamika ta mitsnist mashyn*. no. 2, pp. 118–120.
8. Martynenko G. (2016). Application of nonlinear models for a well-defined description of the dynamics of rotors in magnetic bearings, *Eureka Phys. Eng.*, no. 3, pp. 3–12
9. Martynenko G. (2016). Resonance mode detuning in rotor systems employing active and passive magnetic bearings with controlled stiffness, *Int. J. Automot. Mech. Eng.*, 13, no. 2, pp. 3293–3308
10. Martynenko, G., Rozova, L. Integrated Computer Modeling of Dynamic Processes in Rotor Machines and Systems with Elastic-Damper and Magnetic Bearings. In: Nechyporuk, M., Pavlikov, V., Kritskiy, D. (eds) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2022. ICTM 2022. Lecture Notes in Networks and Systems*, vol 657.
11. Martynenko, G. (2021). Mathematical Modelling and Computer Simulation of Rotors Dynamics in Active Magnetic Bearings on the Example of the Power Gas Turbine Unit. In: Chaari, F., Leskow, J., Wylomanska, A., Zimroz, R., Napolitano, A. (eds) *Nonstationary Systems: Theory and Applications. WNSTA 2021. Applied Condition Monitoring*, vol 18.
12. Martynenko G., Martynenko V. (2024). Experimental Analysis and Modification of the Rotor System with Passive and Active Magnetic Bearings to Improve its Dynamic Characteristics. - *2024 IEEE 5th KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek)*, pp. 1-6
13. Martynenko, G., Martynenko, V. (2025). Justification of Need to Use Nonlinear Mathematical Models to Describe Dynamics of Rotor Systems with Elastic-Damping Support Magnetic Elements. In: Lytvynov, O., Pavlikov, V., Krytskyi, D. (eds) *Integrated Computer Technologies in Mechanical Engineering - 2024. ICTM 2024. Lecture Notes in Networks and Systems*, vol 1474. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-031-94852-7_22
14. Matsushita, O., Tanaka, M., Kanki, Kh., Kobaiashi, M., Kio, P.: *Vibratsii obertovykh mekhanizmiv: Tom 1. Osnovy rotornoi dynamiky: Vstup do praktychnoho analizu vibratsii*. Springer Japan, Tokio (2017). <https://doi.org/10.1007/978-4-431-55456-1>
15. Sinu, Dzh.Dzh.: (2022). Vyiavlennia poshkodzen u rotornii dynamichnii systemi shliakhom monitorynhu neliniinykh kolyvan i antyrezonansiv vyshchoho poriadku. *Appl. Sci. (Shveysariia)*, no. 12(23), pp. 11904 <https://doi.org/10.3390/app122311904>
16. Tszen, Z., Chzhan, D., Khe, T., Van, Kh.: (2023). Eksperymentalne doslidzhennia dynamichnykh mekhanichnykh vlastyvostei vertykalnoho rotora z anizotropnoiu oporoiu. *Mekhanichnyi systemnyi protses syhmalu*. no. 184, 109678 <https://doi.org/10.1016/j.yjmspp.2022.109678>
17. Avramov K., Borysluk O. (2010). Bifurcation of Elastic Rotors in Journal Bearings. *The Third International Conference Nonlinear “Nonlinear Dynamics – 2010”*, pp. 21–26
18. Avramov, K.V., Borysiuk, O.V. (2012). Nonlinear dynamics of one disk asymmetrical rotor supported by two journal bearings. *Nonlinear Dyn* 67, 1201–1219 <https://doi.org/10.1007/s11071-011-0063-x>
19. Tkachuk M. A., Hrabovskiy A. V., Tkachuk M. M., Veiler V.S., Shut O.Iu., Ovcharov Ye. M., Nechaiev R.H., Lipeiko A. I., Nazarenko S.O., Prokopenko M.V., Loznyi O.S. i Marusenko O.M. (2025). Problemni pytannia pratsezdatsnosti ta mitsnosti elementiv rotornykh system nahnitachiv povitria vysokoforsovanykh tankovykh dvyhuni. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Serii: Mashynoznavstvo ta SAPR*, no.1, pp. 92–102. doi: 10.20998/2079-0775.2025.1.09.
20. Tkachuk M. M., Veiler V.S., Hrabovskiy A. V., Prokopenko M. V., Tkachuk M. A., Shut O. Yu., Lipeiko A. I., Ovcharov Ye. M., Marusenko O. M. (2024). Mitsnist ta stiikist rukhu rotornykh system nahnitacha povitria tankovoho dvyhuna. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI», serii: Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 1, pp. 63-84 <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2024.1.09>.
21. Tkachuk M. M., Hrabovskiy A. V., Tkachuk M. A., Shut O. Yu., Lipeiko A. I., Ovcharov Ye. M., Tsymbal H. I., Veiler V. S., Klochkov I. Ye., Kyslytsia D. V. (2024). Analiz neliniinykh zhorstkisnykh kharakterystyk pruzhnykh opor kompresora nahnitacha povitria. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI», serii: Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 1, pp. 121-130. doi: 10.20998/2079-0775.2023.1.12
22. Hua C., Cao, G., Rao, Z. et al. (2017). Coupled bending and torsional vibration of a rotor system with nonlinear friction. *J. Mech. Sci Technol.* 31, 2679–2689.
23. Hua C., Z. Rao, N. Ta and Z. Zhu, (2015). Nonlinear dynamics of a rubimpact rubber bearing-rotor system with Stribeck friction model. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 29 (8), 3109–3119.
24. Reddy, Mutra Rajasekhara, and J. Srinivas. (2016). Vibration analysis of a support excited rotor system with hydrodynamic journal bearings. *Procedia Engineering* 144: 825–832.
25. Han, Qinkai, and Fulei Chu. (2015). Parametric instability of flexible rotor-bearing system under time-periodic base angular motions. *Applied Mathematical Modelling*. 39, no. 15: 4511–4522.
26. Zhang, Y., He, L., Yang, J., Wan, F., Gao, J. (2019). Vibration control of an unbalanced single-side cantilevered rotor system with a novel integral squeeze film bearing damper. *Appl. Sci.* 9(20), 4371-1–4371- 18.
27. Kelson, A.S., Cymanskii, H.P., Yakovlev, B.H. (1982). *Dynamics of Rotor-Bearing Systems*. Nauka, Moscow
28. Bobyr M. I., Babenko A. Ye., Lavrenko Ya. I., Khalimon O. P. *Dynamika ta dohovichnist vykoshovydnykh pretsyziinykh tsentryfuh: Monohrafiia*. Nats. tekhn. un-t Ukrainy «KPI imeni Ihoria Sikorskoho». Kyiv: A, 2017. 171 p.
29. Avramov K., M. Shulzhenko, O. Borysiuk, and C. Pierre, (2015). Influence of periodic excitation on self-sustained vibrations of one disk rotors in arbitrary length journals bearings. *Int. J. Nonlin. Mech.*, 77, 274–280
30. Tkachuk, M.M., Tkachuk, A.M., Grabovskiy, A.V. et al. (2024). Nonlinear Static Reaction of Elastic Ring with Flanges in Rotor Supports. *Int Appl Mech* 60, 235–242 <https://doi.org/10.1007/s10778-024-01277-7>
31. Tkachuk M. M., A. Grabovskiy, M. A. Tkachuk, A. Zarubina, and A. Lipeyko, (2021). Analysis of elastic supports and rotor flexibility for dynamics of a cantilever impeller. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 1741, 012043
32. Tkachuk M., A. Grabovskiy, and A. Tkachuk, (2022). Numerical and analytical analysis methods for radial response of flexible ring dampers, in: M. Rackov, R. Mitroviã, and M.

Caviã (eds.), *Machine and Industrial Design in Mechanical Engineering: Proceedings of KOD 2021, Mechanisms and Machine Science*, **109**, 499–506

33. Tkachuk, M., Shut, O., Marchenko, A., Grabovskiy, A. et al., (2021). Strength and Stability Criteria Limiting Geometrical

Dimensions of a Cantilever Impeller, *SAE Technical Paper* 2021-01-5056, , <https://doi.org/10.4271/2021-01-5056>

Надійшла (received) 20.12.2025

Стаття прийнята до друку 20.04.2026

Опублікована 28.04.2026

Відомості про авторів / About the Authors

Вейлер Володимир Сергійович / Veiler Volodymyr – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; e-mail: vejlervladimir@gmail.com

Шуть Олександр Юрійович / Shut Oleksandr – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; e-mail: tma@tmm-saprg.org

Прокопенко Микола Вікторович / Prokopenko Mykola – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9921-9851>; тел.: (050) 754-41-35; e-mail: kola0123@ukr.net

Марусенко Олексій Миколайович / Marusenko Oleksii – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»; асистент кафедри комп'ютерного моделювання процесів та систем, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6911-2500>; e-mail: Oleksii.Marusenko@khpri.edu.ua

Федоров Євген Анатолійович / Fedorov Yevhen – генеральний директор ДП «Завод ім. В.О. Малишева», м. Харків, Україна. тел.: (057) 707- 69-02; e-mail: tma@tmm-saprg.org.

Овчаров Єгор Миколайович / Ovcharov Egor – головний конструктор ДП «Завод ім. В.О. Малишева»; м. Харків, Україна, e-mail: tma@tmm-saprg.org

Нечаєв Роман / Nechaev Roman – головний інженер ДП «Завод ім. В.О. Малишева», м. Харків, Україна. тел.: (057) 707- 69-02; e-mail: tma@tmm-saprg.org.

Храмцова Ірина Яківна / Khramtsova Iryna – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», науковий співробітник, кафедра «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9506-790X>; e-mail: iyakhram@gmail.com

Кохановська Ольга Владиславівна / Kokhanovska Olha – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», провідний інженер, кафедра «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; e-mail: olgavk12@gmail.com

Є. О. ВЕРЕТЕННИКОВ, О. Б. ДУДКА

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ ТА МЕХАНІЧНИХ ВТРАТ ГІДРООБ'ЄМНОЇ ПЕРЕДАЧІ

У статті розглянуто актуальні питання підвищення ефективності та точності оцінювання енергетичних характеристик трансмісійних систем гусеничних військових машин. Сучасні тенденції розвитку бронетехніки зумовлюють зростання вимог до керованості, надійності та енергоефективності, що обмежує можливості традиційних механічних і гідродинамічних трансмісій. У цьому контексті перспективним напрямом є застосування гідрооб'ємних передач, які забезпечують безступінчасте регулювання передавального відношення, гнучкість компоновки та ефективний розподіл потужності між бортами машини. Водночас підвищення точності оцінювання втрат енергії в таких передачах є важливою науково-прикладною задачею. Метою роботи є розроблення та теоретичне обґрунтування методики визначення коефіцієнтів об'ємних і гідромеханічних втрат у гідрооб'ємній передачі на основі інверсивного підходу до узгодження експериментальних і розрахункових значень коефіцієнта корисної дії гідромашин. Для досягнення поставленої мети використано алгоритм Левенберга-Марквардта, що дозволяє реалізувати ефективну ідентифікацію параметрів математичної моделі шляхом мінімізації відхилення між теоретичними та експериментальними даними. Наукова новизна роботи полягає у розвитку методичного підходу до визначення складових втрат у гідрооб'ємних передачах із урахуванням широкого діапазону експлуатаційних режимів, що забезпечує підвищення точності моделювання їх енергетичних характеристик. Запропонована методика дозволяє враховувати вплив змінних факторів, зокрема тиску, витрати робочої рідини та швидкісних параметрів, що істотно підвищує достовірність результатів. Практична значущість одержаних результатів полягає у можливості використання розробленої методики для оцінювання енергетичної ефективності гідрооб'ємних передач при проєктуванні та модернізації трансмісій мобільних машин. Реалізація методики у вигляді програмного забезпечення або її інтеграція в середовища математичного моделювання дозволяє автоматизувати обробку експериментальних даних, підвищити оперативність отримання результатів та забезпечити зручність її застосування в інженерній практиці.

Ключові слова: трансмісія; гідрооб'ємна передача; гідравлічні втрати; механічні втрати; функціонал

Ie. VERETENNIKOV, O. DUDKA

METHODOLOGY FOR DETERMINING HYDRAULIC AND MECHANICAL LOSSES OF HYDRAULIC TRANSMISSION

The article addresses current issues related to improving the efficiency and accuracy of evaluating the energy characteristics of transmission systems in tracked military vehicles. Modern trends in the development of armored vehicles lead to increased requirements for controllability, reliability, and energy efficiency, which limits the capabilities of traditional mechanical and hydrostatic transmissions. In this context, the use of hydrostatic transmissions is a promising direction, as they provide stepless control of the transmission ratio, design flexibility, and efficient power distribution between the vehicle tracks. At the same time, improving the accuracy of energy loss assessment in such transmissions is an important scientific and applied problem. The aim of the study is to develop and theoretically substantiate a methodology for determining the coefficients of volumetric and hydromechanical losses in a hydrostatic transmission based on an inverse approach to matching experimental and calculated values of hydraulic machine efficiency. To achieve this goal, the Levenberg-Marquardt algorithm is applied, enabling effective identification of the mathematical model parameters by minimizing the deviation between theoretical and experimental data. The scientific novelty of the work lies in the development of a methodological approach to determining the components of losses in hydrostatic transmissions, taking into account a wide range of operating conditions, which ensures improved accuracy of modeling their energy characteristics. The proposed methodology makes it possible to consider the influence of variable factors, such as pressure, working fluid flow rate, and speed parameters, which significantly increases the reliability of the results. The practical significance of the obtained results lies in the possibility of using the developed methodology to assess the energy efficiency of hydrostatic transmissions in the design and modernization of mobile machine transmissions. Implementation of the methodology in the form of specialized software or its integration into mathematical modeling environments allows automation of experimental data processing, improves the efficiency of obtaining results, and ensures convenience of its application in engineering practice.

Keywords: transmission; hydraulic transmission; hydraulic losses; mechanical losses; functional

Вступ. Сучасні тенденції розвитку військових гусеничних машин зумовлюють підвищені вимоги до ефективності, надійності та керованості трансмісійних систем. Традиційні механічні та гідродинамічні схеми, що широко застосовувалися у попередніх поколіннях бойових машин, поступово вичерпують свій потенціал у частині забезпечення плавності руху, точності керування та ефективності розподілу потужності між бортами [1, 2]. Це створює об'єктивні передумови для впровадження нових принципів передачі енергії в трансмісійних установках, серед яких особливу увагу привертають гідрооб'ємні передачі [3].

Гідрооб'ємна передача (HSU) характеризується можливістю безступінчастого регулювання передавального відношення, високою питомою потужністю та гнучкістю компоновки, що робить її перспективною для застосування в умовах, де необхідно забезпечити одночасно високу маневровість (або поворотність) і стійкість руху [4]. У гусе-

ничних бойових машинах, які працюють у складних рельєфно-дорожніх і кліматичних умовах, такі властивості мають вирішальне значення [5].

Передумови до використання гідрооб'ємної передачі у складі трансмісій гусеничних військових машин формувалися під впливом кількох взаємопов'язаних факторів. З одного боку, це розвиток гідравлічних машин високого тиску, здатних працювати в режимах високої потужності при компактних розмірах і мінімальних втратах. З іншого – необхідність удосконалення системи керування рухом, зменшення механічних втрат у трансмісії та підвищення рівня автоматизації [6]. Крім того, у сучасних зразках бронетехніки спостерігається тенденція до інтеграції силових агрегатів у єдину керовану систему типу «power-pack», де гідрооб'ємна передача може виступати як осно-

© Є.О. Веретенніков, О.Б. Дудка, 2026

вний елемент розподілу потужності. Важливою передумовою є також зростання вимог до маневровості бойових машин [7]. Гідрооб'ємна передача забезпечує плавний розворот на місці, рівномірний розподіл крутного моменту між гусеничними стрічками та стабільну роботу двигуна внутрішнього згорання при зміні навантаження [8, 9].

Мета роботи – розроблення та теоретичне обґрунтування методики визначення коефіцієнтів об'ємних і гідромеханічних втрат у гідрооб'ємній передачі, що базується на інверсивному підході до узгодження експериментальних і розрахункових значень коефіцієнта корисної дії гідромашин. Для досягнення поставленої мети передбачається використання алгоритму Левенберга-Марквардта як ефективного інструменту ідентифікації параметрів математичної моделі, що забезпечує підвищення точності визначення втрат за рахунок мінімізації нев'язки між теоретичними та експериментальними даними. Реалізація запропонованої методики спрямована на вдосконалення підходів до оцінювання енергетичної ефективності гідрооб'ємних передач і підвищення достовірності їх математичного моделювання.

Виклад основного матеріалу. Перш ніж переходити до виокремлення гідравлічних та механічних втрат в гідрооб'ємній передачі, необхідно скласти систему математичних рівнянь, які описують динамічні процеси. На основі аналізу структурної схеми (рис. 1) складемо наступну систему рівнянь

$$\begin{cases} J_{dvs} \cdot \frac{d\omega_{dvs}}{dt} = M_e - M_{HSU_H} - M_{HDU_H}; \\ J_{TP} \cdot \frac{d\omega_{TP}}{dt} = M_{HSU_M} + M_{HDU_T} - M_{TP}, \end{cases} \quad (1)$$

де J_{dvs} – момент інерції двигуна внутрішнього згорання з маховиком;

J_{TP} – наведений до валу момент інерції обертових мас деталей трансмісії;

ω_{dvs} – кутова швидкість обертання колінчастого валу двигуна внутрішнього згорання та пов'язаного з ним гідронасоса гідрооб'ємної передачі HSU і насосного колеса гідродинамічного розвантажувача HDU;

ω_{TP} – кутова швидкість обертання гідромотора гідрооб'ємної передачі HSU і пов'язаного з ним турбінного колеса гідродинамічного розвантажувача HDU, що з'єднані з механічними елементами трансмісії;

M_e – ефективний крутний момент двигуна внутрішнього згорання;

M_{HSU_H} – крутний момент на валу гідронасоса HSU;

M_{HSU_M} – крутний момент на валу гідромотора HSU;

M_{HDU_H} – крутний момент на валу насосного колеса HDU;

M_{HDU_T} – крутний момент на валу турбінного колеса HDU;

M_{TP} – наведений момент опору, який передається від механічних елементів трансмісії.

Для того, щоб система рівнянь (1) була пра-

цездатною, необхідною умовою є знаходження крутних моментів M_{HSU_H} та M_{HSU_M} . Їх визначення ґрунтується на силовому балансі крутних моментів в HSU [10].

$$\begin{cases} M_{HSU_H} \mp e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta p \cdot \eta_{M_H} = 0; \\ M_{HSU_M} \pm e_2 \cdot \Delta p \cdot \eta_{M_M} = 0, \end{cases} \quad (2)$$

де e_1 – відносний параметр регулювання гідронасосу HSU;

q_1, q_2 – об'єми гідронасосу та гідромотору, відповідно;

Δp – перепад робочого тиску в HSU;

η_M – гідромеханічний ККД гідромашин HSU.

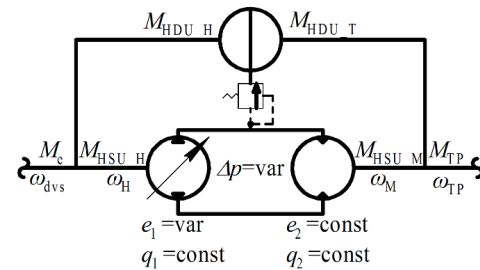


Рисунок 1 – Структурна схема гідрооб'ємної передачі (HSU) з гідродинамічним розвантажувачем

Аналізуючи рівняння (2) відмітимо, що знаки « \mp » та « \pm » залежать від напрямку потоку потужності. Верхні знаки враховуються у випадку роботи HSU в зворотному потоці потужності (тобто $e_1 \in [0; -1]$), а нижні знаки – в прямому потоці потужності (тобто $e_1 \in [0; +1]$). Таким чином, залежно від напрямку потоку потужності спостерігається прирощення або втрата значень крутних моментів на валах гідронасосу та гідромотору.

На основі матеріалів з роботи [11] відомо, що гідромеханічний ККД HSU визначається на основі співвідношень втрат потужності на тертя N_{TP} та теоретичної (індикаторної) потужності N_i . Відмітимо, що втрати потужності на тертя складаються з суми втрат потужності на рідинне тертя $N_{ж}$, на сухе тертя N_c та на перемішування робочої рідини $N_{П}$

$$N_{TPj} = N_{ж} + N_c + N_{П} = k_{жj} \cdot \mu \cdot D^4 \cdot \omega_j^2 (1 + c_{жj} \cdot e_j^2) + \frac{k_{cj} \cdot \Delta p \cdot D^3 \cdot \omega_j}{(1 + c_{cj} \cdot \omega_j \cdot D)} + \frac{k_{Пj} \cdot D^3 \cdot \omega_j}{(1 + c_{Пj} \cdot \omega_j \cdot D)}; \quad (3)$$

$$N_{ij} = e_j \cdot \Delta p \cdot D^2 \cdot v \cdot \bar{\omega}_j, \quad (4)$$

де j – індекс, який характеризує гідромашину («Н» – гідронасос; «М» – гідромотор);

$k_{жj}, c_{жj}$ – коефіцієнти, що характеризують втрати потужності на тертя робочої рідини;

D – характерний розмір гідромашин ($D = \sqrt[3]{q_j}$);

k_{cj}, c_{cj} – коефіцієнти, що характеризують втрати потужності на сухе тертя;

$k_{Пj}, c_{Пj}$ – коефіцієнти, що характеризують втрати потужності на перемішування робочої рідини;

v – характерна швидкість гідромашин ($v = D \cdot \omega_{\max}$);

$\bar{\omega}_j$ – відносна кутова швидкість гідромашини,

$$\bar{\omega}_j = \frac{\omega_j}{\omega_{\max}}.$$

Враховуючи отримані залежності потужностей, сформуємо рівняння гідромеханічного ККД HSU

$$\eta_{M_H} = \frac{1}{1 + \frac{N_{TP_H}}{N_{i_H}}} = \frac{1}{1 + \frac{k_{жH} \cdot \mu \cdot D \cdot \bar{\omega}_H (1 + c_{жH} \cdot e_1^2)}{e_1 \cdot \Delta p} + \frac{k_{сH}}{e_1 \cdot (1 + c_{сH} \cdot \omega_H \cdot D)} + \frac{k_{пH}}{e_1 \cdot \Delta p \cdot (1 + c_{пH} \cdot \omega_H \cdot D)}}; \quad (5)$$

$$\eta_{M_M} = 1 - \frac{N_{TP_M}}{N_{i_M}} = 1 - \frac{k_{жM} \cdot \mu \cdot D \cdot \bar{\omega}_M (1 + c_{жM})}{\Delta p} + \frac{k_{сM}}{(1 + c_{сM} \cdot \omega_M \cdot D)} + \frac{k_{пM}}{\Delta p \cdot (1 + c_{пM} \cdot \omega_M \cdot D)}. \quad (6)$$

Відмітимо, що обчислення рівняння (2) унеможливлено, адже відсутнім є визначення складової перепаду робочого тиску Δp . Визначення величини перепаду робочого тиску Δp базується на визначенні кінематичного балансу, який описується рівнянням нерозривності потоку робочої рідини [11]

$$-e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_H + q_2 \cdot \omega_M = \left(\frac{N_{y_H}}{N_{i_H}} + \frac{N_{y_M}}{N_{i_M}} \right) \cdot \Delta p, \quad (7)$$

де ω_H – кутова швидкість валу гідронасоса,

$\omega_{двс} = \omega_H$;

ω_M – кутова швидкість валу гідромотора,

$\omega_{TP} = \omega_M$;

N_{y_H}, N_{y_M} – потужність об'ємних втрат в гідронасосі та гідромоторі [11]

$$N_{y_j} = \frac{k_{y_j} \cdot \Delta p^2 \cdot D}{\mu} \cdot (1 + c_{y_j} \bar{\omega}_j), \quad (8)$$

де k_{y_j}, c_{y_j} – коефіцієнт пропорційності та безрозмірний коефіцієнт, що враховує співвідношення першого (що не залежить від частоти обертання) і другого потоків робочої рідини.

Аналізуючи рівняння (7) відмітимо, що відношення потужності об'ємних втрат до теоретичної потужності є не що інше, як складова об'ємного ККД гідромашини

$$\frac{N_{y_H}}{N_{i_H}} = 1 - \eta_{o_H} \Rightarrow \eta_{o_H} = 1 - \frac{N_{y_H}}{N_{i_H}} = 1 - \frac{k_{y_H} \cdot (1 + c_{y_H} \cdot \bar{\omega}_H)}{e_1 \cdot \mu \cdot D^2 \cdot \omega_H}; \quad (9)$$

$$\frac{N_{y_M}}{N_{i_M}} = \frac{1}{\eta_{o_M}} - 1 \Rightarrow \eta_{o_M} = \frac{1}{\frac{N_{y_M}}{N_{i_M}} + 1} = \frac{1}{k_{y_M} \cdot (1 + c_{y_M} \cdot \bar{\omega}_M) + 1} \cdot \mu \cdot D^2 \cdot \omega_M. \quad (10)$$

Зважаючи на рівняння (9) та (10), перетворимо рівняння кінематичного балансу, утворивши разом з рівнянням (2) загальну систему рівнянь, що описує роботу HSU

$$\begin{cases} -e_1 \cdot q_1 \cdot \omega_H + q_2 \cdot \omega_M = (1/\eta_{o_M} - \eta_{o_H}) \cdot \Delta p; \\ M_{HSU_H} \mp e_1 \cdot q_1 \cdot \Delta p \cdot \eta_{M_H} = 0; \\ M_{HSU_M} \pm q_2 \cdot \Delta p \cdot \eta_{M_M} = 0. \end{cases} \quad (11)$$

Відмітимо, що реалізація системи рівняння (11) базується на визначенні складових ККД HSU, адже

$$\eta_{HSU_H} = \eta_{o_H} \cdot \eta_{M_H}; \quad (12)$$

$$\eta_{HSU_M} = \eta_{o_M} \cdot \eta_{M_M}; \quad (13)$$

$$\eta_{HSU} = \eta_{HSU_H} \cdot \eta_{HSU_M} = \eta_{o_H} \cdot \eta_{o_M} \cdot \eta_{M_H} \cdot \eta_{M_M}. \quad (14)$$

Аналізуючи складові визначення величини ККД HSU, відмітимо, що основними варійованими параметрами рівнянь (5), (6) та (9), (10) є величини перепаду робочого тиску Δp , кутової швидкості на валу гідромашини $\omega_{H,M}$ та відносного параметру регулювання гідронасосу HSU e_1 . Інші величини (D, v, q) є константами, які визначаються на основі конструктивних характеристик гідромашин та робочої рідини, що протікає в HSU. Також в рівняннях присутні коефіцієнти втрат ($k_{y_j}, c_{y_j}, k_{ж_j}, c_{ж_j}, k_{с_j}, c_{с_j}, k_{п_j}, c_{п_j}$), які визначаються на основі співставлення експериментальних та теоретичних даних зміни ККД HSU. Так, в роботах [12, 13] запропоновано методи визначення коефіцієнтів втрат об'ємного аксіально-поршневого гідравлічного приводу, які ґрунтуються на використанні лінійних методів оптимізації, що є не зовсім доречним. Адже враховуючи суттєву нелінійність рівнянь (5), (6) та (9), (10), виникає потреба в використанні методів нелінійної оптимізації, що дозволяє розвинути методу визначення коефіцієнтів втрат HSU.

В роботах [12, 13] запропоновано використовувати конструкцію квадратичного функціоналу, який по своїй суті є алгоритмом інверсивного (або ідентифікаційного) методу. На основі експериментальних даних визначаються невідомі параметри математичної моделі таким чином, щоб вона з мінімальною похибкою описувала поведінку реальної системи. Таким чином, сформуємо методу визначення коефіцієнтів втрат HSU. Для цього впроваджуємо три групи індексів (m, n, o), які ха-

рактризують режими роботи гідромашин HSU. Індекс m характеризує зміну величини перепаду робочого тиску в HSU Δp . Індекс n характеризує зміну кутової швидкості на валу гідромашини $\omega_{H,M}$. Індекс o характеризує зміну відносного параметру регулювання гідронасосу HSU e_1 .

Наступним кроком сформуємо квадратичні функціонали для:

- гідронасосу:

$$\Phi_{o,H} \begin{pmatrix} k_{y-H} [n,o], \\ c_{y-H} [n,o] \end{pmatrix} = \frac{1}{2} \sum_{n=1}^{n_{\max}} \left(\sum_{o=1}^{o_{\max}} (\eta_{o,H}^e [n,o] - \eta_{o,H} [n,o])^2 \right) \rightarrow \min; \quad (15)$$

$$\Phi_{M,H} \begin{pmatrix} k_{жМ} [m,n,o], \\ c_{жМ} [m,n,o], \\ k_{сМ} [n,o], \\ c_{сМ} [n,o], \\ k_{ПМ} [m,n,o], \\ c_{ПМ} [m,n,o] \end{pmatrix} = \frac{1}{2} \sum_{m=1}^{m_{\max}} \left(\sum_{n=1}^{n_{\max}} \left(\sum_{o=1}^{o_{\max}} \left(\eta_{M,H}^e [m,n,o] - \eta_{M,H} [m,n,o] \right)^2 \right) \right) \rightarrow \min; \quad (16)$$

$$\Phi_{o,H} = \frac{1}{2} \sum_{n=1}^{n_{\max}} \left(\sum_{o=1}^{o_{\max}} \left(\eta_{o,H}^e [n,o] - 1 + \frac{k_{yH} [n,o] \cdot (1 + c_{yH} [n,o] \cdot \bar{\omega}_H [n])}{e_1 [o] \cdot \mu \cdot D^2 \cdot \omega_H [n]} \right)^2 \right) \rightarrow \min; \quad (19)$$

$$\Phi_{M,H} = \frac{1}{2} \sum_{m=1}^{m_{\max}} \left(\sum_{n=1}^{n_{\max}} \left(\sum_{o=1}^{o_{\max}} \left(\eta_{M,H}^e [m,n,o] - \left(1 + \frac{k_{жH} [m,n,o] \cdot \mu \cdot D \cdot \bar{\omega}_H [n]}{e_1 [o] \cdot \Delta p [m]} \times \right. \right. \right. \right. \left. \left. \left. \times (1 + c_{жH} [m,n,o] \cdot e_1^2 [o]) + \frac{k_{сH} [n,o]}{e_1 [o] \cdot (1 + c_{сH} [n,o] \cdot \omega_H [n] \cdot D)} + \frac{k_{ПH} [m,n,o]}{e_1 [o] \cdot \Delta p [m] \cdot (1 + c_{ПH} [m,n,o] \cdot \omega_H [n] \cdot D)} \right) \right)^2 \right) \right) \rightarrow \min; \quad (20)$$

$$\Phi_{o,M} = \frac{1}{2} \sum_{n=1}^{n_{\max}} \left(\left(\eta_{o,M}^e [n] - \frac{1}{\frac{k_{yM} [n] \cdot (1 + c_{yM} [n] \cdot \bar{\omega}_M [n])}{\mu \cdot D^2 \cdot \omega_M [n]} + 1}} \right)^2 \right) \rightarrow \min; \quad (21)$$

$$\Phi_{M,M} = \frac{1}{2} \sum_{m=1}^{m_{\max}} \left(\sum_{n=1}^{n_{\max}} \left(\eta_{M,M}^e [m,n] - 1 + \left(\frac{k_{жМ} [m,n] \cdot \mu \cdot D \cdot \bar{\omega}_M [n] (1 + c_{жМ} [m,n])}{\Delta p [m]} + \frac{k_{сМ} [n]}{(1 + c_{сМ} [n] \cdot \omega_M [n] \cdot D)} + \frac{k_{ПМ} [m,n]}{\Delta p [m] \cdot (1 + c_{ПМ} [m,n] \cdot \omega_M [n] \cdot D)} \right)^2 \right) \right) \rightarrow \min. \quad (22)$$

- гідромотору:

$$\Phi_{o,M} \begin{pmatrix} k_{y-M} [n], \\ c_{y-M} [n] \end{pmatrix} = \quad (17)$$

$$= \frac{1}{2} \sum_{n=1}^{n_{\max}} \left((\eta_{o,M}^e [n] - \eta_{o,M} [n])^2 \right) \rightarrow \min;$$

$$\Phi_{M,M} \begin{pmatrix} k_{жМ} [m,n], \\ c_{жМ} [m,n], \\ k_{сМ} [n], \\ c_{сМ} [n], \\ k_{ПМ} [m,n], \\ c_{ПМ} [m,n] \end{pmatrix} = \quad (18)$$

$$= \frac{1}{2} \sum_{m=1}^{m_{\max}} \left(\sum_{n=1}^{n_{\max}} \left((\eta_{M,M}^e [m,n] - \eta_{M,M} [m,n])^2 \right) \right) \rightarrow \min.$$

Помітно, що для функціоналів (17) та (18) відсутній індекс o , це пов'язано з тим, що в даній роботі розглядається HSU з одномашинним керуванням (регульований гідронасос). Також відзначимо, що в множник «1/2» вводиться для зручності при обчисленні похідних.

Розпишемо функціонали (15)–(18) в розгорнутому вигляді

Наступним кроком, при пошуку значень кое-

фіцієнтів втрат застосуємо алгоритм Левенберга-

Марквардта, який базується на мінімізації функціонала найменших квадратів. Цей алгоритм поєднує високу швидкість збіжності методу Гауса-Ньютона із стійкістю градієнтного спуску, автоматично переходячи між ними залежно від поведінки функціонала.

На першому етапі формується матриця Якобіана J . Розглянемо її для функціоналу (19), але спершу для зручності введемо заміну:

$$\Phi_{o,H} = \frac{1}{2} \sum_{n=1}^{n_{\max}} \left(\sum_{o=1}^{o_{\max}} r(k_{yH}, c_{yH}) \right) \rightarrow \min ;$$

$$J(k_{yH}, c_{yH}) = \begin{bmatrix} \frac{\partial r_{n=1}}{\partial k_{yH}} & \frac{\partial r_{o=1}}{\partial c_{yH}} \\ \vdots & \vdots \\ \frac{\partial r_{n=n_{\max}}}{\partial k_{yH}} & \frac{\partial r_{o=o_{\max}}}{\partial c_{yH}} \end{bmatrix}. \quad (23)$$

Далі задаємо ітераційну процедуру, яка оновлюватиме вектор параметрів

$$\theta_{t+1} = \theta_t + \delta_k, \quad (24)$$

де δ_k – крок ітерації, який визначається на основі наступного рівняння

$$\begin{aligned} (J^T(k_{yH}, c_{yH})J(k_{yH}, c_{yH}) + \lambda_t \cdot I) \delta_k = \\ = J^T(k_{yH}, c_{yH}) \cdot (r(k_{yH}, c_{yH})), \end{aligned} \quad (25)$$

де λ_t – коефіцієнт демпфірування;

I – одинична матриця.

Коефіцієнт демпфірування λ_t регулює баланс між двома методами:

- при малих значеннях λ_t :

$$\begin{aligned} (J^T(k_{yH}, c_{yH})J(k_{yH}, c_{yH}) + \lambda_t \cdot I) \approx \\ \approx J^T(k_{yH}, c_{yH}) \cdot (r(k_{yH}, c_{yH})), \end{aligned} \quad (26)$$

отримуємо метод Гауса-Ньютона, який швидко сходиться поблизу мінімуму;

- при великих значеннях λ_t :

$$\frac{1}{(J^T(k_{yH}, c_{yH})J(k_{yH}, c_{yH}) + \lambda_t \cdot I)} \approx \frac{1}{\lambda_t}. \quad (27)$$

Пошук мінімуму відбувається за методом градієнтного спуску. Якщо після ітерації параметрів функціонал $\Phi_{o,H}(\theta)$ зменшується, то значення λ_t також зменшується задля прискорення збіжності. Якщо ж $\Phi_{o,H}(\theta)$ збільшується, тоді λ_t підвищується задля підвищення стійкості пошуку мінімуму.

Висновки. Розвинена методика визначення коефіцієнтів об'ємних та гідромеханічних втрат у гідрооб'ємній передачі, яка ґрунтується на застосуванні інверсивного підходу для забезпечення збіжності експериментальних і теоретичних значень ККД гідромашин у широкому діапазоні режимів роботи. Особливістю запропонованої методики є поєднання класичних залежностей енергетичного балансу з алгоритмом Левенберга-Марквардта, що дає змогу ефективно розв'язувати

задачу ідентифікації параметрів шляхом мінімізації функції відхилення між експериментальними даними та результатами математичного моделювання. Це забезпечує підвищення точності визначення складових втрат, а також дає змогу враховувати вплив змінних експлуатаційних факторів, таких як тиск, витрата робочої рідини та швидкісні режими.

Запропонований підхід розширює можливість аналізу енергетичної ефективності гідрооб'ємних передач і може бути використаний як для наукових досліджень, так і для інженерних розрахунків при проектуванні та модернізації гідропроводів у складі мобільних машин. Водночас, з огляду на обчислювальну складність і необхідність багаторазових ітераційних розрахунків, практичне застосування методики потребує її реалізації у вигляді спеціалізованого програмного забезпечення або інтеграції в існуючі середовища математичного моделювання. Це дозволить автоматизувати процес обробки експериментальних даних, підвищити отримання результатів та забезпечити зручність використання методики.

Список літератури

1. Powertrain System Dynamic Model Development: M1A1 Abrams Main Battle Tank / John J. Moskwa and others. University of Wisconsin: Powertrain Control Research Laboratory, 2016, 18 p. <https://erc.wisc.edu/publications/powertrain-innovations-for-future-vehicles-an-arpa-e-perspective/>.
2. Kayzad, A. Bhaumikumar, J. Dhruvin, M. Parth, P. Jitendra, Design and Analysis of Hydrostatic Transmission System, *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2018, 310, 012048, doi:10.1088/1757-899X/310/1/012048.
3. Reppert R. G. Modern Transmissions for Tanks. *Military Technology*, 1987, Vol. 4, P. 4–23.
4. Andretta N., Rossetti A., Macor A. (2022). Design procedures for hybrid *hydromechanical transmissions*. *Journal of Physics: Conference Series*, 2385, 012031. doi:10.1088/1742-6596/2385/1/012031.
5. Volontsevich D., SyHiep D. (2016). Modeling Curvilinear Motion of Tracked Vehicle with the Dual-Flux Electromechanical Turning Mechanism. *Mechanics, Materials Science and Engineering*, Vol. 3, pp. 107–119. DOI: 10.13140/RG.2.1.4361.8960.
6. Zhao L., Wang J., Zhang Zh. (2017). Research on Travel Control System of Hydrostatic Transmission Chassis. *MATEC Web of Conferences*, 139, 00212. doi: 10.1051/mateconf/201713900212.
7. Baer K. (2018). Simulation-Based Optimization of a Series Hydraulic Hybrid Vehicle. PhD dissertation, Linköping University Electronic Press, 94 p. <https://doi.org/10.3384/diss.diva-145387>.
8. Barbosa T. P., da Silva L. A. R., Pujatti F. J. P., Gutiérrez J.C.H. (2022). Hydraulic hybrid passenger vehicle: Fuel savings possibilities. *Mechanics Based Design of Structures and Machines*, 50(1), pp. 135–153. doi: 10.1080/15397734.2020.1714447.
9. Andretta N., Rossetti A., Macor A. (2019). Optimal design of a hybrid hydromechanical transmission for a reach stacker. *AIP Conf. Proc.*, 2191 (1): 020010. doi: 10.1063/1.5138743.
10. Мітцель М. О. Вплив особливих зон роботи гідропередачі на техніко-економічні показники колісних тракторів з безступінчастими гідрооб'ємно-механічними трансмісіями [Електронний ресурс] : дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.22.02 : галузь знань 13. Микола Олександрович Мітцель ; наук. керівник Самородов В. Б. ; Нац. техн. ун-т "Харків. політехн. ін-т". Харків, 2016.

- C. 198
11. Лур'є З. Я., Самородов В. Б., Аврунін Г. А., Цента С. М. Динамічна нелінійна математична модель об'ємного гідропривода з машинним регулюванням. Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Сер.: Гідрравлічні машини та гідроагрегати: зб. наук. пр. – Харків: НТУ "ХПІ", 2020. № 1. С. 53–62. doi: 10.20998/2411-3441.2020.1.08
 12. Самородов В. Б., Бурлига М.Б., Коваль А.А., Рогов А.В., Самородов В.В. Методика уточнення математичної моделі об'ємного ККД аксіально-поршневих гідронасосів. Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Сер.: Автомобіле- та тракторобудування: зб. наук. пр. – Харків: НТУ "ХПІ", 2008, №. 56, С. 3–10
 13. Трембач О. С., Кожушко А. П. Розвиток моделі визначення коефіцієнтів втрат об'ємного аксіально-поршневого гідрравлічного приводу. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування: зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Харків: НТУ «ХПІ», 2024, № 2, С. 137–149. doi: 10.20998/2078-6840.2024.2.15.
- References (transliterated)**
1. Powertrain System Dynamic Model Development: M1A1 Abrams Main Battle Tank / John J. Moskwaand others. University of Wisconsin: Powertrain Control Research Laboratory, (2016), 18 p. <https://erc.wisc.edu/publications/powertrain-innovations-for-future-vehicles-an-arpa-e-perspective/>.
 2. Kayzad, A. Bhaumikkumar, J. Dhruvin, M. Parth, Jitendra, P. (2018). Design and Analysis of Hydrostatic Transmission System, *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 310, 012048 doi:10.1088/1757-899X/310/1/012048.
 3. Rudi G. Reppert. (1987). Modern Transmissions for Tanks. *Military Technology*, no.4, 4-23.
 4. Andretta N., Rossetti A., Macor A. (2022). Design procedures for hybrid hydromechanical transmissions. *Journal of Physics: Conference Series* 2385 012031 IOP Publishing doi:10.1088/1742-6596/2385/1/012031.
 5. Volontsevich D., Duong Sy Hiep. (2016). Modeling Curvilinear Motion of Tracked Vehicle with the Dual-Flux Electromechanical Turning Mechanism. *Mechanics, Materials Science and Engineering, Part II: Mechanical Engineering and Physics*. Vol. 3, 107–119. DOI: 10.13140/RG.2.1.4361.8960.
 6. Liang Zhao, Jin Wang, Zhengwu Zhang, (2017). Research on Travel Control System of Hydrostatic Transmission Chassis. *MATEC Web of Conferences*, 139, 00212 doi: 10.1051/mateconf/201713900212.
 7. Baer K (2018). Simulation-Based Optimization of a Series Hydraulic Hybrid Vehicle Linköping Studies in Science and Technology Dissertation, no. 1916. ISBN 978-91-7685-344-3 ISSN 0345- 7524.
 8. Prado Barbosa T P, Rodrigues da Silva L A, Pacheco Pujatti F J, Horta Gutierrez J C (2022). Hydraulic hybrid passenger vehicle: Fuel savings possibilities *Mechanics Based Design of Structures and Machines An International Journal* Volume 50, Issue 1 <https://doi.org/10.1080/15397734.2020.1714447>.
 9. Andretta N, Rossetti A and Macor A (2019). Optimal design of a hybrid hydromechanical transmission for a reach stacker *AIP Conference Proceedings* 2191, 020010 (2019); <https://doi.org/10.1063/1.5138743>.
 10. Mitcel M. O. *Vplyv osoblyvuh zon robotu gidroperedachi na tehnicno-ekonmichni pokazniki kolisnuh traktoriv z bezstupinchastumu gidroob'emno-mehanichnumu transmissiyamu* [The influence of special zones of hydraulic transmission operation on the technical and economic indicators of wheeled tractors with continuously variable hydrodynamic-mechanical transmissions] : dus. ... kand. tehn. nauk. 05.22.02 : galuz znan 13. Mukola Oleksandrovuch Mitsel ; nauk. kerivnuk Samorodov V. B. ; Nats. tehn. un-t "Kharkiv. polytehn. In-t". Kharkiv, 2016. P. 198.
 11. Лур'є З. Я. (2020). Динамічна нелінійна модель об'ємного гідропривода з машинним регулюванням [Dynamic nonlinear mathematical model of a volumetric hydraulic drive with machine control] / Z. Ya. Lur'e, V. B. Samorodov, G. A. Avrunin, Ye. M. Tsenta. *Visnik Natsionalnogo tehnicnogo universitetu "KhPI"*. Ser.: *Gidravlichni mashinu ta gidroagregatu: zb. nauk. pr. [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser. Hydraulic machines and hydraulic units: collection of scientific papers]* Kharkiv : NTU "KhPI", no. 1, pp. 53-62.
 12. Samorodov V. B. (2008). Metoduka utocnennya matematichnoi modeli ob'emnogo KKD aksialno-porshnevuh gidronasosiv [Methodology for refining the mathematical model of volumetric efficiency of axial piston hydraulic pumps.] / V.B. Samorodov, M.B. Burluga, A.A. Koval, A.V. Rogov, B.V. Samorodov. *Visnik Natsionalnogo tehnicnogo universitetu "KhPI"*. Ser.: *Avtomobile- ta traktorobuduвання : zb. nauk. pr. [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser. Automobile and tractor manufacturing : collection of scientific papers]* Kharkiv : NTU "KhPI", no. 56, pp. 3-10.
 13. Trembach O. S. (2024). Rozvutok modeli vuznachennya vtrat jib'emnogo arsalno-porshnevogo gidravlichnogo pryvodu [Development of a model for determining the loss coefficients of a volumetric axial-piston hydraulic drive] / O. S. Trembach, A. P. Kozhushko. *Visnik Natsionalnogo tehnicnogo universitetu "KhPI"*. Ser.: *Avtomobile- ta traktorobuduвання : zb. nauk. pr. [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser. Automobile and tractor manufacturing : collection of scientific papers]* Kharkiv : NTU "KhPI", no. 2, pp. 137–149. doi: <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2024.2.15>.

Надійшла (received) 19.03.2026

Стаття прийнята до друку 22.04.2026

Опублікована 28.04.2026

Відомості про авторів / About authors

Веретенніков Євгеній Олександрович / Veretennikov Ievgenii – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри інформаційних технологій і систем колісних та гусеничних машин імені О.О. Морозова, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6773-0388>; e-mail: everetennikov1987@gmail.com

Дудка Олексій Борисович / Dudka Oleksii – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри інформаційних технологій і систем колісних та гусеничних машин імені О.О. Морозова, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0002-1491-7592>; e-mail: Oleksii.Dudka@mit.khpi.edu.ua

О.С. ЗАБАРА, М.С. ЛЮБИМОВ, С.Є. БАЗІКАЛО, А.Ю. ЛИСАЧЕНКО, С.О. МАЗУРЕЦЬ

ДО ПИТАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВУЗЛОВИХ З'ЄДНАНЬ МІЖ СТІЙКАМИ ТА БАЛКАМИ ЯК ЕЛЕМЕНТІВ СКЛАДСЬКИХ СТЕЛАЖНИХ СИСТЕМ

Для складських стелажних систем основними елементами конструкцій є вертикальні рами, що складаються з тонкостінних стійок та горизонтальних балок. Описувані конструкції є самонесучими, вони розраховані на великі навантаження вертикального напрямку. Найбільш значущою проблемою під час проєктування та розрахунку таких конструкцій є правильне моделювання вузлових з'єднань, а саме їх поведінки під навантаженням. Оскільки вузлове з'єднання стійки та балки дуже сильно впливає на локальну поведінку вузла і глобальну поведінку конструкції, залежно від жорсткості цього з'єднання поведінка вузла може бути більш схожа на поведінку чистого шарніру з нульовою жорсткістю або жорсткого з'єднання з «нескінченною» жорсткістю. Відповідно, це впливає на жорсткість та поведінку не тільки окремих вузлів але й всієї системи, впливає на розподіл та значення переміщень та напружень в елементах стелажних систем, стійкість розробленої конструкції, тощо. Метод скінченних елементів та сучасні програми, що базуються на ньому, дозволяють промоделювати поведінку як окремих вузлів, так і конструкцій в цілому не тільки в лінійно-пружній постановці, але і з урахуванням нелінійних ефектів (контакти, пластична поведінка матеріалів, геометрична нелінійність), що дає змогу відтворити процес із більшою точністю. Втім, з урахуванням кількості нелінійних ефектів та можливого ступеня їх взаємного впливу, визначення жорсткості вузлів виключно розрахунковими методами є проблемним та неточним процесом, якщо не виконується верифікація за допомогою натурних експериментів. Щоб підвищити точність та достовірність результатів дослідження жорсткості вузлових з'єднань стійка-балка, було виконано розробку моделі й експериментального обладнання. Надалі цю інформацію планується використовувати для створення максимально адекватних розрахункових моделей, які б описували поведінку відповідного вузла. Також вона може бути задіяна для спроб моделювання поведінки стелажних систем описаного типу в цілому. Публікація є описом роботи, виконаної для створення обладнання та моделі, а також містить експериментальні дані для з'єднань.

Ключові слова: стелажні системи, експериментальні дослідження, визначення жорсткості

O. ZABARA, M. LYUBIMOV, S. BAZIKALO, D. BURDOV, A. LYSACHENKO, S. MAZURETS

ON THE ISSUE OF EXPERIMENTAL RESEARCH OF NODAL CONNECTIONS BETWEEN RACKS AND BEAMS AS ELEMENTS OF WAREHOUSE RACK SYSTEMS

The main elements of the warehouse racking systems structure are vertical frames made of thin-walled racks and horizontal beams. Such structures are designed for large vertical loads and are self-supporting. At the same time, one of the central problems in the design of such structures is the correct modeling of joint behavior, specifically under load. The joint connection between the beam and the rack influences not only the local behavior of the joint itself, but also the global behavior of the whole structure. Depending on the construction of the joint connection, its behavior may be more similar to that of a pure hinge with zero stiffness or a rigid connection with "infinite" stiffness. This, in turn, affects the stiffness and behavior not only of individual joints but also of the entire system, influencing the distribution and magnitude of displacements and stresses in the elements of racking systems, the stability (buckling) of the structure under design loads. The current publication describes the work performed to create the experimental equipment and model. The Finite Element Method (FEM) and modern software based on FEM allow us to simulate the behavior of individual components and structures as a whole. It can be done not only in a linear-elastic formulation but also by accounting for nonlinear effects (contacts, material plasticity, geometric nonlinearity). That give possibility to reproduce the process with greater accuracy. However, the given number of nonlinear effects and their possible mutual influences make joint stiffness determination problematic and imprecise if it's performed exclusively by computational methods without verification through physical experiments. To improve the accuracy and reliability of the column-beam joint connections stiffness study, a model and experimental equipment were developed. The experiment results are planned to be used to create the computational models that would perform the accurate joint behavior. Later, it can also be used to attempt the whole rack systems behavior modeling. It also contains an experiment description and the data obtained for the joints during experiments.

Keywords: racking systems, experimental studies, determination of stiffness

Вступ. Зростання виробництва складських систем стелажного типу останнім часом відмічено по всьому світу, зокрема в Україні. Системи використовують не виключно для складів, але також для зберігання різноманітних (як за розмірами, так і за вагою) об'єктів на виробництві, в супермаркетах і таке інше. Здебільшого конструкції цього типу є самонесучими, їх проєктують з розрахунком на великі вертикальні навантаження. Складаються такі конструкції з тонкостінних стійок, що кріпляться до бетонного підґрунтя та горизонтальних балок. Кріплення стійок виконується за допомогою болтових з'єднань, кріплення балок до стійок – шляхом використання зачепів із зубцями та систем перфорованих отворів. Слід брати до уваги, що геометрія стійок та балок впливає на базові показники міцності, жорсткості, стійкості, несучої здатності відносно прогнозовано, на відміну від конструкції вузлів кріплення та з'єднання. Найкраще ці питання було висвітлено в публікаціях [1–7].

У джерелах, що перелічені, визначено залежність поведінки вузла від жорсткості вузлового з'єднання. Ця поведінка може наблизитися до поведінки чистого шарніра або жорсткого з'єднання. Якщо ж моделювати стелажні конструкції спрощено (через подання вузлів як ідеального шарніру чи абсолютно жорсткого з'єднання), це призводить до кількісної та якісної похибки. Як результат, такі дані не можуть бути використані для консервативних чи наближених методів оцінки. Для класифікації з'єднання за ступенем жорсткості призначено стандарт EN 1993-1-3 [8].

Відповідно, є питання визначення конкретної жорсткості вузлів, що з'єднують стійки та балки, а також кріплять стійки до бетонного підґрунтя. Правильне визначення ступеня жорсткості дозволяє покращити адекватність моделювання поведін-

© О.С. Забара, М.С. Любимов, С.Є. Базікало,
А.Ю. Лисаченко, С.О. Мазурець, 2026

нки стелажних конструкцій як таких. Зазначимо, що виключно розрахунково визначити жорсткість неможливо, бо в них одночасно відбуваються багато складних фізичних процесів з усіма типами нелінійностей: контактна складна поведінка, де водночас є зазори та переднатягіння, структурна нелінійність (через місцеві втрати міцності та руйнування), плинна поведінка матеріалу.

На відміну від розрахункових, експериментальні дослідження надають можливість максимально достовірно визначити поведінку вузлів. Проте вони досить складні, всебічний аналіз процесів утруднено, як і проведення параметричних досліджень. Автори поточної роботи не претендують на створення узагальненого представлення, лише пропонують розглянути певні питання, що пов'язані з експериментальними дослідженнями окремих вузлів (дослідження виконано відповідно до вимог EN 1993-1-3 [8]). Висвітлено основні параметри та конструктивні особливості досліджуваних елементів (балок, стійок, їх з'єднання у вузол) та параметри стенда. Завдяки виконаним експериментам було зафіксовано числові показники переміщень (кут обертання в "шарнірі", вигин тощо), а також реакція конструкції на навантаження. Представлено якісні картини поведінки та руйнації конструктивних елементів.

Завдяки цьому можна покращити процес аналізу отриманих результатів та визначити більш конкретно значення крутильної жорсткості та граничного навантаження.

Методи дослідження. Експеримент проводився для напівжорсткого з'єднання «стійка–балка», аналогічного до використовуваних у сучасних стелажних системах. Незважаючи на те, що конкретна геометрія елементів може відрізнятися залежно від виробника та призначення конструкції, основні їх елементи будуть принципово однаковими. На рис. 1 наведено приклад, де 1 – вузлове з'єднання «стійка–балка», 2 – вертикальна стійка з перфорацією, 3 – балка з зачепами, а на рис. 2 – варіанти виконань.

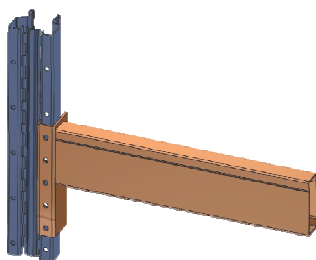


Рисунок 1 – Узагальнений вигляд базових елементів досліджуваного об'єкту

Стійка є відкритим профілем холодного прокату з тонколистової сталі (рис. 3). Він має регулярну перфорацію по всій довжині, що полегшує з'єднання з зачепами балок, закріпленими на їх торцях методом зварювання. Параметри стійки, що було задіяно в дослідженні, наведено в табл. 1.

Балка має коробчастий поперечний переріз,

виготовлена шляхом з'єднання двох профілів С-типу у прямокутну форму (рис. 4). До обох торців балки приварено зачепи, що вставляються у перфоровані отвори стійок. Основні розміри поперечних перерізів наведено в табл. 2.

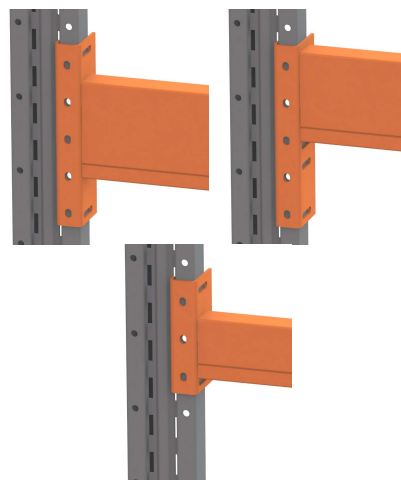


Рисунок 2. Приклади варіантів конструктивних виконань балок з зачепами

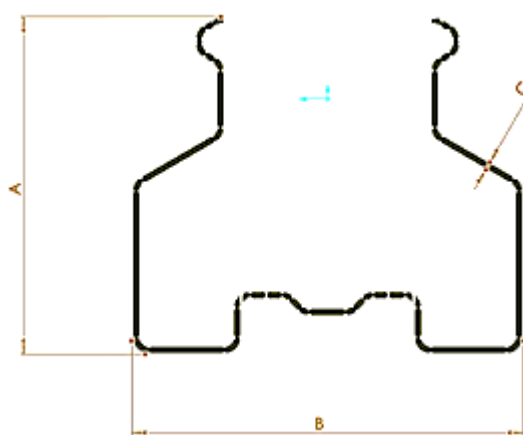


Рисунок 3 – Поперечний переріз стійки (розміри А, В, С наведено в табл. 1)

Таблиця 1 – Основні параметри досліджуваної стійки

| Тип стійки | Код стійки | Висота А, мм | Ширина В, мм | Товщина С, мм |
|------------|------------|--------------|--------------|---------------|
| 90.20 | C1 | 80 | 90 | 2 |

Таблиця 2 – Основні параметри досліджуваних балок

| Тип балки | Код балки | Висота А, мм | Ширина В, мм | Товщина С, мм |
|-----------|-----------|--------------|--------------|---------------|
| 80 | T1 | 80 | 40 | 1,5 |
| 120 | T2 | 120 | 40 | 1,5 |
| 130 | T3 | 130 | 40 | 1,5 |

У поточній роботі розглянуто п'ятизубчастий зацеп, що виготовлено зі сталі 4 мм завтовшки, як

елемент, що з'єднує.



Рисунок 4 – Форма та базові розміри поперечного перерізу балок (розміри А, В, С наведено в табл. 2)

Таблиця 3 – Досліджені зразки вузлів стійка-балка на вигин

| Код збірки | Стійка | Балка | Кількість досліджень |
|------------|--------|-------|----------------------|
| C1-T1 | C1 | T1 | 5 |
| C1-T2 | C1 | T2 | 6 |
| C1-T3 | C1 | T3 | 5 |

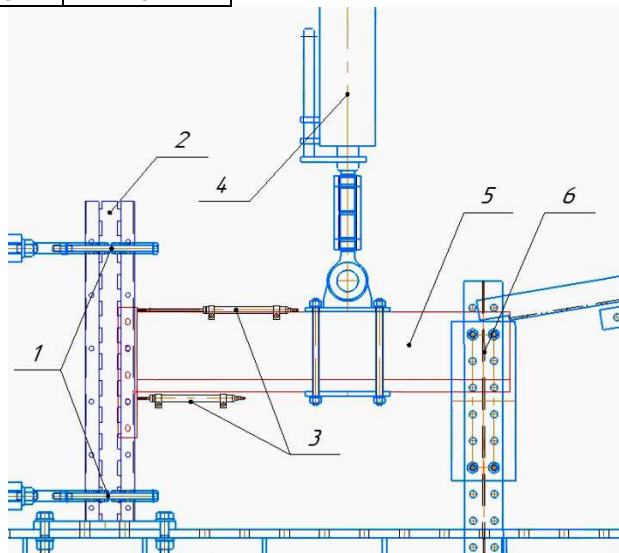


Рисунок 5 – Схема експериментальної установки для дослідження жорсткості вузлових з'єднань

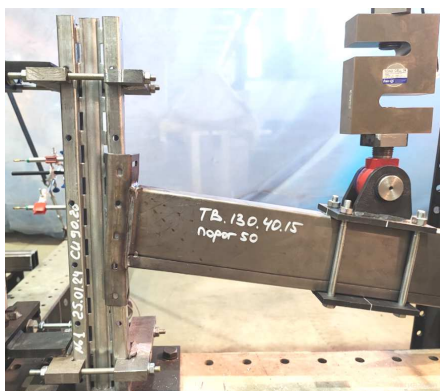


Рисунок 6 – Світлина дослідження на згинаючий момент згідно до EN 15512 (датчики переміщень було видалено перед фото-документуванням для зручності візуального аналізу)

Усі досліджені екземпляри, що необхідні для визначення жорсткості з'єднань, наведено в табл. 3 зі вказанням коду кожної збірки та кількості випробувань.

Методи проведення випробувань. Для проведення випробувань та теоретичного аналізу досліджених зразків вузлових з'єднань було використано сертифіковану сталь 350GD [9] для стійок та СтЗПС [10] для балок та зачепів.

Випробування на вигин. Дослідження проводилось згідно до стандарту EN 15512 [11]. Схема навантаження та світлини експериментальної установки наведено на рис. 5 та 6.

На рис. 5 відображено схематичний ескіз досліджувального стенду, що складається з наступних компонентів:

1. закріплення стійки;
2. досліджувана стійка;
3. датчики переміщень;
4. поршень, що передає зусилля на балку;
5. досліджувана балка;
6. розкріплення вільного кінця балки.

Коротку ділянку стійки з отворами було закріплено на жорсткій рамі у двох точках, що знаходяться на відстані 470 мм одна від одної. До стійки прикріплено коротку балку (довжина 650 мм). Бокові переміщення та кручення балки було виключено. Вільний кінець балки міг довільно рухатися лише вертикально завдяки конструкції паралельного шарніру. Вертикальне навантаження було прикладено на відстані 400 мм від передньої сторони стійки за допомогою датчика сили з точністю 0.001 кН та максимальним навантаженням 12.5 кН.

Кутове переміщення кінця балки у місці з'єднання зі стійкою вимірювалось за допомогою чотирьох датчиків переміщення. Використовувалися датчики з точністю 0.001 мм та максимальним діапазоном 100 мм.

Первісно прикладалося початкове навантаження близько 10% від граничної, далі вертикальна сила збільшувалася аж до руйнації вузлового з'єднання. Всі зразки, вказані в таблиці 3, було випробувано однаково, з мінімум п'ятьма повторними випробуваннями.

Значення зовнішньої сили F було використано для обчислення вигинаючого моменту M за формулою (1):

$$M = F \times b, \quad (1)$$

де b – відстань від стійки до точки прикладення навантаження.

Отримані переміщення D_1 та D_2 було використано для розрахунку кутового повороту θ за формулою:

$$\theta = \frac{D_2 - D_1}{h}, \quad (2)$$

де h – відстань між датчиками. Кут θ виражено в радіанах.

Вигинаючий момент M та кут повороту θ , що було отримано в результаті експерименту, скориговано відповідно до вимог стандарту EN 15512. Коригування є необхідним через розбіжності в характеристиках матеріалів, якто межа плинності та товщина кожного з компонентів. Для цього було введено коефіцієнт коригування C_m , розрахований за формулою

$$C_m = \left[\left(\frac{f_y}{f_t} \right)^a \times \left(\frac{t}{t_t} \right) \right]_{max}, \quad \text{при цьому } C_m \leq 1, \quad (3)$$

де f_t – межа плинності, згідно до сертифікатів сталі,

f_y – номінальна межа плинності згідно до стандарту EN 10346 [12],

t_t – виміряна товщина зразка,

t – розрахункова товщина,

$a = 0$, якщо $f_y \geq f_t$, та $a = 1$, якщо $f_y < f_t$.

Для коригування кривої “момент - кут обертання”, згідно до EN 15512, потрібно:

1. Побудувати базову криву ($M - \theta$) для кожного вузлового з'єднання.

2. Визначити початковий нахил K_0 (жорсткість у початковій фазі).

3. Визначити пластичний кут повороту θ_p за формулою

$$\theta_p = \theta - \frac{M}{K_0}. \quad (4)$$

4. Скоригований момент M_n розраховується за формулою:

$$M_n = M \times C, \quad (5)$$

де $C = 0,15 + C_m$, при цьому

$$C \leq 1. \quad (6)$$

5. Еластичний кут повороту після коригування визначається за формулою:

$$\theta_e = \frac{M_n}{K_0}. \quad (7)$$

6. Загальний скоригований кут повороту:

$$\theta_n = \theta_p + \theta_e = \theta_p + \frac{M_n}{K_0}. \quad (8)$$

Отримана скоригована крива $M_n - \theta_n$ зберігає такий самий початковий нахил K_0 , як і початкова крива.

Максимальне значення скоригованого моменту M_n вважається точкою руйнації M_{ni} (для кожного дослідження $i = 1 \dots n$). Середнє значення M_m розраховують за формулою:

$$M_m = \left(\frac{1}{n} \right) \times \sum_{i=1}^n M_{ni}. \quad (9)$$

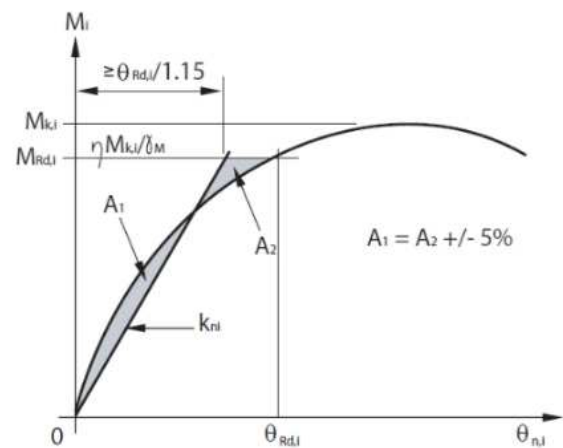


Рисунок 7 – Визначення жорсткості з'єднання відповідно до EN 15512

Стандартне відхилення скоригованих результатів випробувань, позначене як s , розраховуємо за формулою (10) відповідно до EN 15512:

$$s = \sqrt{\left[\left(\frac{1}{n-1} \right) \times \sum (M_{ni} - M_m)^2 \right]}. \quad (10)$$

Характеристичне значення моменту руйнації

$$M_k = M_m - sK_s, \quad (11)$$

де K_s — коефіцієнт, що базується на 95-му відсотку фракталу при рівні вірогідності 75% відповідно до EN 15512.

Розрахунковий вигинаючий момент

$$M_{Rd} = \eta \times \frac{M_k}{\gamma M}, \quad (12)$$

де η - коефіцієнт зменшення (≤ 1),

$\gamma M = 1,1$ – окремий коефіцієнт надійності з'єднання.

Кутова жорсткість вузла k визначається як нахил прямої, що проходить через початок координат та дає рівні площі між цією прямою та експериментальною кривою до рівня M_{Rd} (див. рис. 6):

$$k_{ni} = 1,15 \times \frac{M_{Rd}}{\theta_{ki}}, \quad (13)$$

де θ_{ki} – кут повороту при моменті M_{Rd} на кривій $M_n - \theta_n$.

Середня розрахункова жорсткість

$$k_m = \left(\frac{1}{n}\right) \times \sum_{i=1}^n k. \quad (14)$$

Теоретичні основи розрахунку впливу жорсткості вузлового з'єднання. Для аналізу впливу напівжорстких (пружних) з'єднань у межах поточної роботи розглядаються три типи закріплення вузлів: шарнірне, абсолютно жорстке та напівжорстке.

Розрахунок міцності та вигину балок у складських стелажних системах передбачає, що на балку діє рівномірно розподілене навантаження p , яке створює маса палет із вантажем. При цьому вважається, що згинна жорсткість балки EI_b залишається постійною по всій її довжині l .

Якщо кінці балки з'єднані зі стійками через шарніри, максимальний вигин балки визначається за формулою:

$$\delta_{max} = \frac{5pl^4}{384EI_b}. \quad (15)$$

Максимальний згинний момент на середині балки в цьому випадку буде:

$$M_{max} = \frac{pl^2}{8}. \quad (16)$$

При жорсткому защемленні кінців балки максимальний вигин обчислюється за наступною формулою:

$$\delta_{max} = \frac{pl^4}{384EI_b}, \quad (17)$$

а відповідний максимальний згинний момент в середині балки дорівнює:

$$M_{max} = \frac{pl^2}{12}. \quad (18)$$

Напівжорсткі з'єднання не є повністю шарнірними та повністю жорсткими, проте мають перехідну поведінку та їх пружність виражається через крутильну жорсткість. У випадку використання поточного типу з'єднань значення згинного моменту та вигинів будуть знаходитися між значеннями, що є характерними для шарнірних або абсолютно жорстких з'єднань.

Для пружного з'єднання балок зі стійками визначення максимального вигину виглядає наступним чином:

$$\delta_{max} = \frac{5pl^3}{384EI_b} \beta_{\Delta} \left(1 - \frac{0,8 \beta_{\theta}}{\beta_{\Delta} \left(1 + \frac{2EI_b}{k_e l} \right)} \right), \quad (19)$$

де коефіцієнти навантажень на балку β_{Δ} і β_{θ} визначаються за EN 15512 та в цьому випадку дорівнюють 1.

Максимальний згинний момент в середині балки для напівжорстких вузлових з'єднань визначається за формулою:

$$M_{max} = \frac{pl}{8} \beta_m \left(1 - \frac{\frac{2}{3} \beta_{\theta}}{\beta_m \left(1 + \frac{2EI_b}{k_e l} \right)} \right), \quad (20)$$

$$\text{де } k_e = \frac{k_b}{1 + \frac{k_b h}{3EI_u}}, \quad (21)$$

h – висота рівня (ярусу);

k_b – жорсткість з'єднання балка-стійка;

I_u – момент інерції стійки;

β_m – коефіцієнт навантаження, що визначається за EN 15512.

На рис. 8 зображена розрахункова модель, використовувана відповідно до вищеописаних формул.

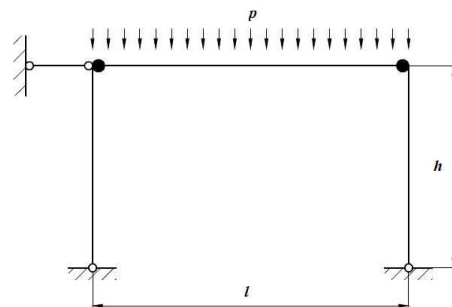


Рисунок 8 – Модель наближеного розрахунку балок

Результати досліджень. У ході поточного дослідження були випробувані всі вузлові з'єднання типу «стійка – балка», вказані в табл. 3, з використанням метода, описаного у стандарті EN 15512.

Спочатку було побудовано базові криві «момент – кут повороту» ($M - \theta$) з використанням даних від датчиків сили та переміщень. Потім, після внесення коригувань, було побудовано скориговані криві ($M_n - \theta_n$) для кожного зразка.

Форми всіх кривих ($M_n - \theta_n$) демонструють високу повторюваність: початкові відтинки, що визначають жорсткість, та максимальні згинні

моменти, близькі для повторних випробувань для одної й тої ж самої комбінації стійки та балки.

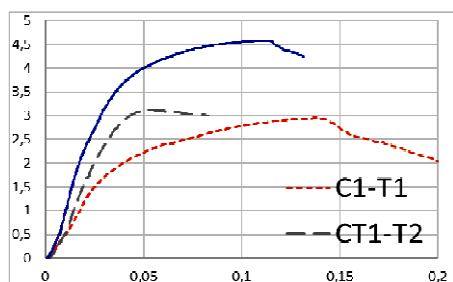


Рисунок 9 – Діаграми жорсткості вузлових з'єднань

Всі значення розрахункового згинного моменту $M_{Rd,i}$ та кутової жорсткості k було визначено за формулами (12) та (13). Для співставлення жорсткість k було розраховано за $\eta=1$. Середні значення M_{Rd} та k_m наведено в табл. 4.

Таблиця 4. Вирахувані середні значення M_{Rd} та k_m

| Код збірки | M_{Rd} , kNm | k_m , kNm/rad |
|------------|----------------|-----------------|
| C1-T1 | 2.66 | 49.5 |
| C1-T2 | 2.82 | 84.7 |
| C1-T3 | 4.16 | 104 |

Характер руйнації з'єднань варіювався залежно від конфігурації кожної випробуваної комбінації.

Основними механізмами руйнації є вигин зачепа (рисунок 10, а) та локальна втрата стійкості стінки стійки в зоні з'єднання, також можна спостерігати руйнації в верхній зоні приварювання до зачепа (рисунок 10, б).

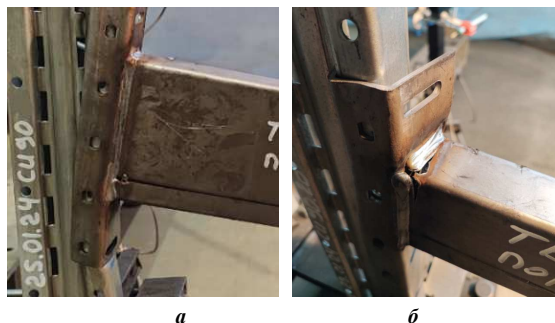


Рисунок 10. Руйнації досліджуваних зразків:
а – деформація зачепа,
б – розрив зварювального шва

Аналіз жорсткості з'єднань. Аналіз експериментальних даних та графіків залежності моменту від кута поворота ($M-\theta$) демонструє, що визначення реальної жорсткості вузлових з'єднань є

достатньо складним та ітераційним завданням. На жорсткість можуть впливати різні параметри, як – от товщина та розміри стійки, габаритна висота балки, товщина та форма зачепа, а також орієнтація балки відносно до зачепа. У поточній роботі, зокрема, показано, як на жорсткість з'єднання впливає висота балки.

Практично ж значення розрахункового моменту M_{Rd} та кутової жорсткості з'єднання, отримані експериментально, є дуже корисними для оцінки надійності роботи вузла як із точки зору міцності, так і з точки зору жорсткості.

Для демонстрації впливу жорсткості з'єднання розглянуто три моделі балки при однаковому навантаженні:

1. Шарнірне навантаження ($k_m = 0$).
2. Напівжорстке навантаження $k_m = 49,5$ кНм/рад.
3. Жорстке (нерухоме) з'єднання ($k_m \rightarrow \infty$).

Розглянуто типовий випадок у стележних системах: дві балки завдовжки 2.7 м підтримують три пелети з вантажем, кожна масою до 500 кг. Загальна вага 14.71 кН. Оскільки навантаження розподіляється між двома балками, на одну балку припадає 7.355 кН, що відповідає розподіленому навантаженню $p = 2,724$ кН/м.

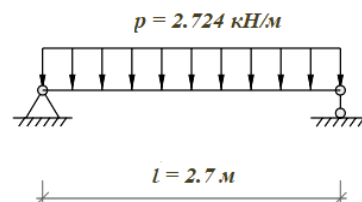


Рисунок 11 – Схема навантаження

Моделювання виконано у програмному пакеті RSTAB [13], розрахунок вигинів та напружень представлено на рис. 12, 13. У табл. 5 продемонстровано результати моделювання завдання.

Таблиця 5 – Результати моделювання теоретичного розрахунку балки

| Тип вузлового закріплення | Максимальний вигин, мм | Максимальне напруження, МПа |
|---------------------------|------------------------|-----------------------------|
| Шарнірне | 17,8 | 195 |
| Напівжорстке | 12,4 | 145 |
| Жорстке | 3,7 | 132 |

Відповідно до вимог EN 15512, максимальний вигин балки довжиною 2.7 м не повинен перевищувати 13.5 мм. Аналіз моделювання демонструє, що балка з шарнірним закріпленням не відповідає поточній вимозі, оскільки розрахунковий вигин в цьому випадку складає 17.8 мм. Модель з жорсткими закріпленнями балки зі стійкою показує кращі результати за вигинами та напруженнями, але не є реалізуємою, бо фактична робота з'єднання стійка-балка є напівжорсткою. Водночас модель на напівжорстким закріпленням по кі-

нцях забезпечує відповідність нормативним обмеженням за вигином та не перевищує за напруженням межі плинності сталі балки. Це підкреслює важливість ролі жорсткості з'єднань, що суттєво впливає на поведінку балки – зокрема, на ви-

гини, розподілення моментів та напружень. Таким чином, врахування жорсткості з'єднань є важливим аспектом при проектуванні стележних конструкцій.

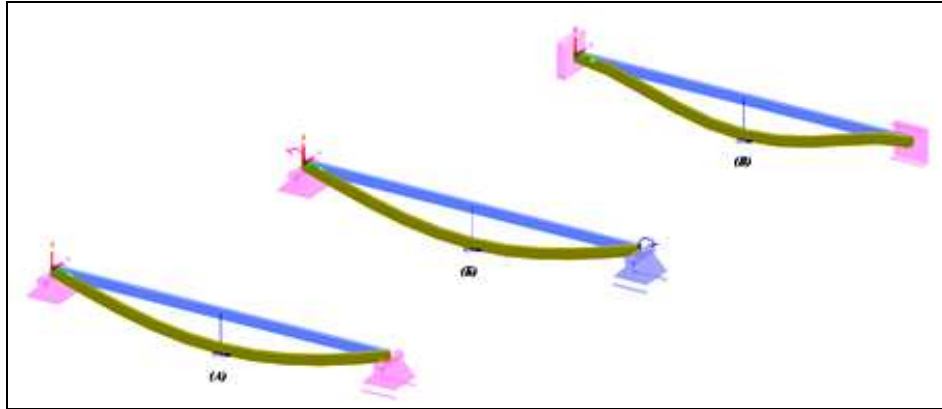


Рисунок 12 – Порівняння максимальних вигинів для різних типів закріплення:
А – шарнірно-оперта балка, Б – балка з напівжорстким закріпленням, В – жорстке защемлення

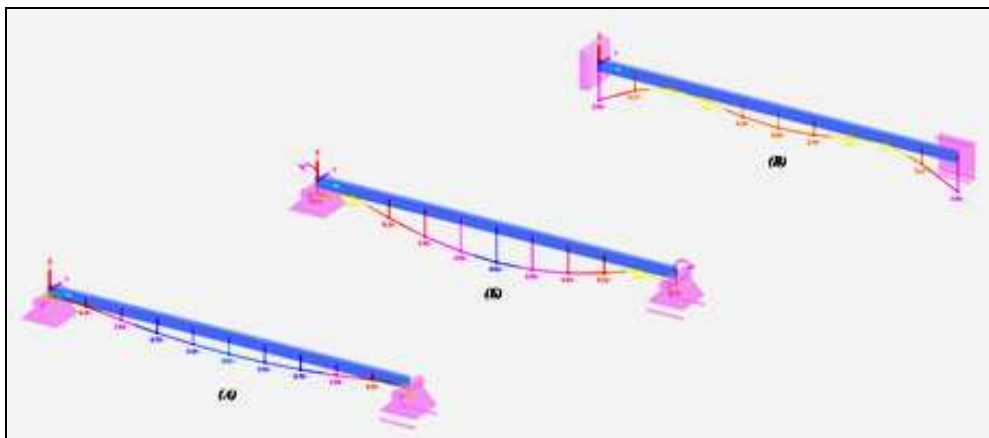


Рисунок 13 – Порівняння співвідношення напружень для різних типів закріплення:
А – шарнірно-оперта балка, Б – балка з напівжорстким закріпленням, В – жорстке защемлення

Висновки. Напівжорсткі з'єднання широко застосовуються у проектуванні стележних складських систем. У поточному дослідженні представлено експериментальне вивчення механічних характеристик зачепів, що використовуються для з'єднання балок із вертикальними стійками. Основною метою роботи є оцінка впливу жорсткості вузлових з'єднань на поведінку балок, а також визначення розбіжностей між шарнірними, пружними та жорстко закріпленими з'єднаннями. Окрім того, дослідження дозволяє оцінити актуальність та перспективність подальшого вивчення даної теми в контексті підвищення надійності та ефективності складських стележних конструкцій.

Варто врахувати, що поточне дослідження проводилося лише з одним типом геометрії профіля стійки.

Як один із можливих напрямів для подальших досліджень напівжорстких з'єднань становить інтерес вивчення впливу товщини стінок стійки та її

геометричних розмірів, а також орієнтації приварювання балки до зачепу.

Експериментальні дослідження, на відміну від розрахункових, надають можливість отримати максимально достовірні результати, проте є складними для повного всебічного аналізу процесів, що відбуваються при цьому, та для проведення параметричних досліджень.

Проте саме проведення параметричних досліджень є важливою частиною, яка дозволяє знайти не тільки конкретну жорсткість одного окремого вузла, а визначити закономірності для всієї лінійки виробів та їх можливих комбінацій у вузлі.

Таким чином, виконано розрахункове дослідження, що поєднує проведення серії натурних експериментів та пошук параметрів чисельних розрахунків. Воно дозволить проводити більш глибокий аналіз процесів та отримувати числові значення жорсткості вузлів для усього спектру найбільш живих комбінацій вузлів. У подальшому пропонується

перенести методику на розв'язання задачі аналізу та синтезу конструктивних рішень.

Список літератури

1. Shah S.N.R., Sulong N., ..., Jumaat M. Z. (2016). Behavior of steel pallet rack beam-to-column connections at elevated temperatures *Engineering, Materials Science. Thin-walled Structures* Vol. 106, September 2016, P. 471-483. DOI:10.1016/J.TWS.2016.05.021
2. Zhao X.Z., Wang T., Chen Y.Y., Sivakumaran K.S. (2019). Flexural behavior of steel storage rack beam-to-upright connections. *Steel and Composite Structures*. Vol. 33, no. 3, pp. 357-373. DOI: <https://doi.org/10.12989/scs.2019.33.3.357>
3. Godley M.H.R., J. Michael Davics. A European Design Code for Pallet Racking.
4. Tuo Wang, Xianzhong Zhao, Yiyi Chen. (2014). Calculation for Moment Capacity of Beam-to-Upright Connections of Steel Storage Pallet Racks. *International Specialty Conference on Cold-Formed Steel Structures*. no. 1. pp. 587-600 <https://scholarsmine.mst.edu/isccss/22icfss/session08/1>
5. Teoman Pekoz, Kotha Rao. (2016). Design of industrial storage racks. *Progress in Structural Engineering and Materials* no. 3(1), pp. 28-35. DOI:10.1002/pse.63
6. Shariati M., Tahir M.M., Wee T.C., Shah S.N.R., Jalali A., Abdullahi M.M., Khorami M. (2017). Experimental investigations on monotonic and cyclic behavior of steel pallet rack connections. *Engineering Failure Analysis* 85(6). DOI:10.1016/j.engfailanal.2017.08.014
7. Prabha, P., Marimuthu, V., Saravanan, M., and Jayachandran, S. A. (2010). Evaluation of connection flexibility in cold formed steel racks. *Journal of Constructional Steel Research*, Vol. 66(7), pp. 863-872.
8. Eurocode 3: Design of steel structures: Part 1-3: General rules. Supplementary rules for cold-formed members and sheeting. In Design of Joints; EN 1993-1-3; European Committee for Standardization. ДСТУ-Н Б EN 1993-1-3:2012 Єврокод 3. Проектування сталевих конструкцій. Частина 1-3. Загальні правила. Додаткові правила для холодноформованих елементів і профільованих листів (EN 1993-1-3:2006, IDT). 3 поправкаю
9. SSAB Domex® 350GD <https://www.ssab.com/en/brands-and-products/ssab-domex/product-offer/350gd>
10. Сталь Ст3пс <https://metinvestholding.com/ua/products/steel-grades/st3ps>
11. Standard, B. Steel Static Storage Systems—Adjustable Pallet Racking Systems—Principles for Structural Design; EN 15512; European Committee for Standardization. ДСТУ EN 15512:2015 Системи складські стаціонарні сталеві. Збірно-розбірні палетні стелажні системи. Принципи проектування конструкцій (EN 15512:2009, IDT)
12. ДСТУ EN 10346:2022 Сталевий плоский прокат із неперервним гарячим покриттям для холодного формування. Технічні умови постачання (EN 10346:2015, IDT)
13. <https://www.dlupal.com/en/products/rfem-fea-software/rfem/what-is-rfem>

References (transliterated)

- i. Shah S.N.R., Sulong N., ..., Jumaat M. Z. (2016). Behavior of steel pallet rack beam-to-column connections at elevated temperatures *Engineering, Materials Science. Thin-walled Structures* Vol. 106, September 2016, P. 471-483. DOI:10.1016/J.TWS.2016.05.021
2. Zhao X.Z., Wang T., Chen Y.Y., Sivakumaran K.S. (2019). Flexural behavior of steel storage rack beam-to-upright connections. *Steel and Composite Structures*. Vol. 33, no. 3, pp. 357-373. DOI: <https://doi.org/10.12989/scs.2019.33.3.357>
3. Godley M.H.R., Davics J. Michael. A European Design Code for Pallet Racking.
4. Tuo Wang, Xianzhong Zhao, Yiyi Chen. (2014). Calculation for Moment Capacity of Beam-to-Upright Connections of Steel Storage Pallet Racks. *International Specialty Conference on Cold-Formed Steel Structures*. no. 1. pp. 587-600 <https://scholarsmine.mst.edu/isccss/22icfss/session08/1>
5. Teoman Pekoz, Kotha Rao. (2016). Design of industrial storage racks. *Progress in Structural Engineering and Materials* no. 3(1), pp. 28-35. DOI:10.1002/pse.63
6. Shariati M., Tahir M.M., Wee T.C., Shah S.N.R., Jalali A., Abdullahi M.M., Khorami M. (2017). Experimental investigations on monotonic and cyclic behavior of steel pallet rack connections. *Engineering Failure Analysis* 85(6). DOI:10.1016/j.engfailanal.2017.08.014
7. Prabha, P., Marimuthu, V., Saravanan, M., and Jayachandran, S. A. (2010). Evaluation of connection flexibility in cold formed steel racks. *Journal of Constructional Steel Research*, Vol. 66(7), pp. 863-872.
8. Eurocode 3: Design of steel structures: Part 1-3: General rules. Supplementary rules for cold-formed members and sheeting. In Design of Joints; EN 1993-1-3; European Committee for Standardization. DSTU-N B EN 1993-1-3:2012 Yevrokod 3. Proektuvannia stalevykh konstrukttsii. Chastyna 1-3. Zahalni pravyla. Dodatkovi pravyla dlia kholodnoformovanykh elementiv i profilovanykh lystiv (EN 1993-1-3:2006, IDT). Z popravkoiu
9. SSAB Domex® 350GD <https://www.ssab.com/en/brands-and-products/ssab-domex/product-offer/350gd>
10. Сталь Ст3пс <https://metinvestholding.com/ua/products/steel-grades/st3ps>
11. Standard, B. Steel Static Storage Systems—Adjustable Pallet Racking Systems—Principles for Structural Design; EN 15512; European Committee for Standardization. DSTU EN 15512:2015 Systemy skladski statsionarni stalevi. Zbirno-rozbirni paletni stelazhni systemy. Prynysypy proektuvannia konstrukttsii (EN 15512:2009, IDT)
12. DSTU EN 10346:2022 Stalevyi ploskyi prokat iz nepervnym hariachym pokryttiam dlia kholodnoho formuvannia. Tekhnichni umovy postachannia (EN 10346:2015, IDT)
13. <https://www.dlupal.com/en/products/rfem-fea-software/rfem/what-is-rfem>

Надійшла (received) 20.02.2026

Стаття прийнята до друку 20.04.2026

Опублікована 28.04.2026

Відомості про авторів / About the Authors

Забара Олексій Сергійович / Zabara Oleksii – аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0005-6613-3249> тел.: (057)7076902, e-mail: Oleksii.Zabara@mit.khpi.edu.ua

Любимов Михайло Сергійович / Liubymov Mykhailo – аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0007-9552-2133> тел.: (057)7076902, e-mail: Mykhailo.Liubymov@mit.khpi.edu.ua

Базікало Сергій Євгенович / Bazikalo Serhii – аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0000-8260-6812>; e-mail: Serhii.Bazikalo@mit.khpi.edu.ua

Лисаченко Андрій Юрійович / Lysachenko Andrii – аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0006-5616-505X> тел.: (057)7076902, e-mail: Andrii.Lysachenko@mit.khpi.edu.ua

Мазурець Сергій Олександрович / Mazurets Serhii – аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-5482-6648> тел.: (057)7076902, e-mail: Serhii.Mazurets@mit.khpi.edu.ua

О. І. ЗІНЧЕНКО

МОДЕЛЬ КОНТАКТНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ТОРСІОННОГО ВАЛА СИСТЕМИ ПІДРЕСОРЮВАННЯ ЛЕГКОЇ БРОНЬОВАНОЇ МАШИНИ ЗІ СПРЯЖЕНИМИ ДЕТАЛЯМИ

У роботі описана модель контактної взаємодії торсіонного вала системи підресорювання легкої броньованої машини зі спряженими деталями. Вона будується на основі варіаційної постановки задачі аналізу міцності та довговічності торсіонних валів систем підресорювання легких броньованих машин. При цьому враховуються два значущих чинники: контактна взаємодія торсіонного вала зі спряженими деталями, з одного боку, та пружно-пластичний напружено-деформований стан, – з іншого боку. Перший чинник важливий із причини того, що основний силовий фактор (крутний момент) створюється за рахунок тиску на робочих поверхнях шліцьової головки торсіонного вала. Другий чинник важливий тим, що саме завдяки інтенсивним пластичним деформаціям на технологічних операціях заневолення торсіонних валів у їх тілі виникає сприятливий розподіл залишкових напружень. Важливо, що ці два чинники впливають один на одного. Особливо це відчутно у головці торсіонного вала. Для того, щоби обидва зазначені чинники врахувати у єдиній математичній моделі, була залучена та адаптована теорія варіаційних нерівностей. Задача зводиться до проблеми мінімізації функціоналу повної енергії системи на множині переміщень, які задовольняють умовам непроникнення контактуючих тіл одне в одного. Таким чином, у єдиній моделі ув'язується і структурна, і фізична нелінійність. У цьому полягає перевага розробленого підходу. Можливості моделювання проілюстровані на тестових задачах.

Ключові слова: торсіонний вал; головка торсіонного вала; система підресорювання; теорія варіаційних нерівностей; міцність; пластичні деформації; контактний тиск; заневолення

O.I. ZINCHENKO

MODEL OF CONTACT INTERACTION OF THE TORSION SHAFT OF THE SUSPENSION SYSTEM OF A LIGHT ARMORED VEHICLE WITH CONNECTED PARTS

The paper describes a model of contact interaction of a torsion shaft of a light armored vehicle suspension system with mating parts. It is built on the basis of a variational formulation of the problem of analyzing the strength and durability of torsion shafts of light armored vehicle suspension systems. In this case, two significant factors are taken into account: the contact interaction of the torsion shaft with the mating parts, on the one hand, and the elastic-plastic stress-strain state, on the other hand. The first factor is important because the main force factor (torque) is created by the pressure on the working surfaces of the splined head of the torsion shaft. The second factor is important because it is precisely due to the intense plastic deformations during the technological operations of enslaving torsion shafts that a favorable distribution of residual stresses occurs in their body. It is important that these two factors influence each other. This is especially noticeable in the torsion shaft head. In order to take both of these factors into account in a single mathematical model, the theory of variational inequalities was involved and adapted. The problem is reduced to the problem of minimizing the functional of the total energy of the system on the set of displacements that satisfy the conditions of non-penetration of contacting bodies into each other. Thus, both structural and physical nonlinearity are combined in a single model. This is the advantage of the developed approach. The modeling capabilities are illustrated in test problems.

Keywords: torsion shaft; torsion shaft head; suspension system; variational inequality theory; strength; plastic deformations; contact pressure; scragging

Вступ. У роботах [1–3] зазначається, що при обґрунтуванні проектних і технологічних рішень торсіонних валів (ТВ) систем підресорювання (СП) легких броньованих машин (ЛБМ) на перший план виступають проблеми багатоваріантних досліджень напружено-деформованого стану (НДС) та контактної взаємодії цих валів зі спряженими деталями. При цьому бажано розробити єдину математичну модель, у якій ці два чинники враховуються сумісно. На це спрямована ця робота.

Аналіз методів досліджень контактної взаємодії та напружено-деформованого стану елементів машинобудівних конструкцій. Під час проектування елементів машин актуальною є проблема створення методів розв'язання задач визначення НДС з урахуванням контактної взаємодії. Контактні процеси, що виникають при взаємодії елементів машинобудівних конструкцій, зумовлені сукупністю складних фізико-механічних явищ. Через різноманіття форм їх прояву виникає потреба у формуванні комплексного підходу до розв'язання науково-дослідних задач у цій сфері. Відповідні моделі та методи аналізу повинні враховувати як фізичну, так і структурну нелінійність матеріалів. Особливої уваги потребує визначення властивостей нових матеріалів на мікроструктурному рівні як у поверхневих шарах, так і в об'ємі. Таким чином, ключовим є формування обґрунто-

ваної моделі контактної взаємодії та НДС елементів машинобудівних конструкцій.

Особливо важливою є фізично адекватна та математично коректна постановка задач аналізу НДС елементів військових колісних і гусеничних машин з урахуванням контактної взаємодії тіл, а саме, ТВ СП легкої броньованої машини зі спряженими деталями

Дослідження механізмів контактної взаємодії ускладнюється обмеженою доступністю зони контакту для безпосереднього експериментального контролю, у зв'язку з чим практичні дослідження становлять неабиякі труднощі [4, 5].

Відомі методи досліджень [6–9] не забезпечують універсального та повного розв'язання задач контактної взаємодії з урахуванням багатьох експлуатаційних чинників, а аналіз літературних джерел свідчить про наявність протиріччя між зростаючими потребами промислової практики у точних моделях контактної взаємодії та обмеженими можливостями існуючих теорій. При цьому особливої уваги в силу своєї високонавантажності потребують дослідження ТВ, які є пружними елементами ходової частини гусеничних машин, для яких характерні складні напружені стани та підвищені вимоги до втомної довговічності.

© О. І. Зінченко, 2026

Установлено, що виникнення пластичних деформацій на мікрорівні може спричинити розвиток тріщин і макроруїнування, а отже дослідження розподілу контактних напружень і НДС торсіонних валів є важливим етапом їх проектування.

Результати експериментальних досліджень підтверджують істотний вплив технологічних залишкових напружень, що формуються в процесі механічної та термічної обробки, на циклічну міцність і довговічність ТВ. Загальним висновком є те, що традиційні технологічні процеси не гарантують формування оптимального напруженого стану поверхневих шарів, що зумовлює необхідність застосування методів поверхнево-пластичної деформації, зокрема обкочування роликami [10, 11].

Таким чином, подальший розвиток і адаптація пружно-пластичних моделей контактної взаємодії з урахуванням реальних умов навантаження є актуальним науково-практичним завданням, особливо для високонавантажених елементів типу торсіонних валів спеціальної техніки. Це становить *мету роботи*.

Математична та чисельна моделі контактної взаємодії торсіонного вала зі спряженими деталями. При формуванні математичної моделі НДС торсіонного валу СП ЛБМ необхідно задовольняти двом конкуруючим вимогам: по-перше, достатня міра адекватності задля відтворення основних характерних рис процесу, який досліджується; по-друге, – задовільна ефективність при чисельних дослідженнях, причому у вигляді багатоваріантних розрахунків.

Перша із зазначених вимог призводить зазвичай до потреби в ускладненні моделі, що будується. Дійсно, задача визначення НДС ТВ, по-перше, фізично, а по-друге, – структурно нелінійна. Крім того, цей шуканий НДС суттєво залежить від історії навантаження. Отже, якщо підходити до розв'язання задачі традиційними способами, то це призведе до нашарування низки процедур, що враховують нелінійності різної природи. А це одразу ж позначиться на термінах та обсягах обчислювальних ресурсів, що потребуються. Відтак, друга із перелічених критеріальних вимог не задовольняється.

Таким чином, необхідно розробити комплексну математичну модель, яка би, по-перше, природним чином урахувала нелінійності різного типу в єдиному узагальненому формулюванні, а, по-друге, також природним чином давала можливість ефективної чисельної реалізації.

Зазначеним вимогам можна задовольнити, спираючись на поєднанні та розвиткові двох потужних математичних апаратів: I – теорії течії із співвідношеннями інкрементального типу для опису пружно-пластичного деформування матеріалу ТВ; II – теорії варіаційних нерівностей, адаптованій до покрокового опису при аналізі контактної взаємодії ТВ зі спряженими деталями.

Відповідно, вихідна задача зводиться до проблеми мінімізації на кожному кроці прирощення навантаження Δf функціонала повної енергії системи (зокрема, досліджуваного ТВ) [12]:

$$I(\Delta u(P), \Delta u(P)) = \frac{1}{2} \int_{(\Omega)} \Delta \sigma_{ij}(P) \cdot \Delta \varepsilon_{ij}(P) \cdot d\Omega - \int_{(S)} \Delta f_i(P) \cdot \Delta u_i(P) \cdot ds \rightarrow \min, \quad i, j = 1, 2, 3, \quad (1)$$

де $\Delta u(P)$, $\Delta \sigma(P)$, $\Delta \varepsilon(P)$ – прирощення компонент вектора переміщень і тензорів напружень та деформацій відповідно,

Ω – область простору, який займає ТВ,

S – границя області Ω .

Тут $u_i(P) = u_i(r, P)$, $\sigma_{ij}(P) = \sigma_{ij}(r, P)$,

$\varepsilon_{ij}(P) = \varepsilon_{ij}(r, P)$,

де r – радіус-вектор довільної точки із компонентами $r = \{x_1, x_2, x_3\}^T$;

x_i – декартові координати у обраній системі координат.

У (1) та далі P – це масив параметрів, що описує досліджуваний об'єкт.

Слід зазначити, що у випадку контакту декількох тіл $\Omega = \bigcup_{\gamma} \Omega_{\gamma}$.

Також слід зазначити, що у (1) важливою є залежність:

$$\Delta \sigma_{ij}(P) = C_{ijkl}(P) \cdot \Delta \varepsilon_{ijkl}(P), \quad (2)$$

яка описує лінеаризовану залежність на кожному кроці навантажень між компонентами тензора напружень та деформацій. Тут у компонентах тензора модулів жорсткості C_{ijkl} міститься інформація про властивості матеріалу у довільній точці у вигляді функції від поточного НДС та його історії (див. відповідні співвідношення (1), (2) [13]).

Важливим аспектом моделі, що розроблена, є те, що функціонал I в (1) мінімізується не безумовно, а на множині:

$$K(P) = \left\{ \Delta u(P) : u_v^{(\alpha)} + \Delta u_v^{(\alpha)} + u_v^{(\beta)} + \Delta u_v^{(\beta)} \leq \delta^{(\alpha, \beta)} \right\}. \quad (3)$$

Тут, на відміну від традиційного підходу теорії варіаційних нерівностей [14, 15], умови непроникнення точок спряжених тіл α і β подані у вигляді нерівностей (3), які можна записати у вигляді:

$$\Delta u_v^{(\alpha)} + u_v^{(\beta)} \leq \bar{\delta}^{(\alpha, \beta)}. \quad (4)$$

У (3), (4) $u_v(P)$ та $\Delta u_v(P)$ – нормальні переміщення точок контактуючих поверхонь тіл α і β , а $\delta^{(\alpha, \beta)}$ – початковий зазор між цими тілами. Вигляд нерівності (4) подібний до традиційної умови непроникнення [14, 15], проте із модифікованим зазором $\bar{\delta}^{(\alpha, \beta)}$, який враховує історію процесу вибирання зазору на попередніх етапах навантаження.

Побіжно варто зазначити, що у ході мінімізації I визначається також і розподіл контактної тиску q .

Отже, співвідношення (1)–(4) містять у загальному вигляді покроковий опис НДС ТВ систем підресорювання ЛБМ. Важливо, що він зводить вихідну задачу до послідовності задач про контактну взаємодію пружних неоднорідних анізотропних тіл. При цьому у (2) «зашило» інформацію про історію розвитку пластичних деформацій, а у (4) – про історію розвитку контактної взаємодії.

Інший аспект проблеми, як уже зазначалося, – чисельна ефективність методів досліджень задач, що сформована. Потенційно, ця ефективність може бути забезпечена якраз структурою самої математичної моделі (1)–(4). Проте постає інша проблема, яка впливає із необхідності здійснення багатоваріантних розрахунків НДС ТВ. Як правило, у сучасних умовах для цього застосовуються чисельні методи, зокрема, метод скінченних елементів (МСЕ) [16]. Разом із тим, цей метод не адаптований до варіювання нечисельних параметрів. Але ж у випадку, що досліджується, варійованою є діаграма деформування матеріалу ТВ, яка є певною кривою у координатах " $\sigma - \varepsilon$ " [17], тобто не зводиться до однієї або декількох величин.

Для усунення протиріччя, що сформувалося, ефективним є поєднання, адаптація та розвиток чисельного МСЕ, з одного боку, та методу узагальненого параметричного моделювання процесів і станів у складних та надскладних механічних системах [18]. Відповідно, згідно із МСЕ шукані розподіли величин $\Delta u(P)$ подаються у вигляді:

$$\Delta u(P) = \sum_k a_k \cdot \varphi_k, \quad (5)$$

де a_k – невизначені параметри,

φ_k – базисні функції МСЕ [16].

Тоді (1), (2) перетворюються на задачу квадратичного програмування [19]:

$$I^{\wedge} = (a_k, a_k) \rightarrow \min, \quad I(a_k) \geq \bar{\delta}, \quad (6)$$

де I^{\wedge} – квадратична форма, яка апроксимує (1), а I – лінійний оператор, що апроксимує (4).

Проте слід зазначити, що досліджуваний об'єкт є не одиничним: передбачається дослідити широку множину ТВ, наприклад, із різними варійованими діаграмами деформування його матеріалу. Задля моделювання такої плинності та змінюваності об'єкта досліджень вводиться його узагальнене параметричне моделювання:

$$P = \bigcup_r p_r, \quad (7)$$

де P – множина узагальнених параметрів із компонентами p_r . Наприклад, це може бути та ж згадана вище діаграма деформування матеріалу.

Спираючись на (7), в усі попередні співвідношення в (1)–(6) можна ввести їх параметричну залежність від P . І тоді у підсумку, наприклад, задача (6) набуває вигляду:

$$I^{\vee} = (P, a_k, a_k) \rightarrow \min, \quad I^{\vee}(P, a_k) \geq \bar{\delta}. \quad (8)$$

Тут I^{\vee} та I^{\wedge} – ті ж I^{\wedge} та I , що і у (6), проте із інтегрованими параметричними залежностями від P .

Важливою обставиною, як зазначалося у [18], є те, що в силу зазначеної узагальненості та довільності P не варто будувати якусь універсальну процедуру опису будь-якого досліджуваного об'єкта. Проте для певного класу об'єктів можливо побудувати таку процедуру. Вона є зовнішньою відносно загальної процедури розв'язання задач за МСЕ. Тобто, передбачається створення спеціальних програмних модулів, які за певним алгоритмом варіюють той чи інший параметр p_r (або їх сукупність) та постачають у програмний комплекс, що реалізує МСЕ, у відповідному форматі вихідні дані про властивості досліджуваного об'єкта. Цим самим поєднуються суперечливі вимоги та конкуруючі критерії: автоматизація – точність, якість – оперативність тощо.

Отже, удалося забезпечити ефективність розв'язання задач чисельного визначення НДС ТВ із урахуванням контактної взаємодії при варіюванні властивостей досліджуваного об'єкта, зокрема, діаграми деформування його матеріалу.

У цілому побудована комплексна узагальнена математична модель НДС ТВ систем підресорювання ЛБМ та методи досліджень задовольняють усім сформульованим вимогам, тобто адекватності та ефективності. Це дає можливість розв'язувати із застосуванням розроблених моделей та методів прикладні задачі стосовно ТВ СП, наприклад, машин серії БТР-3 та БТР-4.

Спеціалізований програмно-моделний комплекс (СПМК) для аналізу напружено-деформованого стану торсіонних валів систем підресорювання легких броньованих машин. Розглянемо програмну реалізацію розроблених моделей та методів дослідження напружено-деформованого стану ТВ систем підресорювання ЛБМ.

Із метою розроблення інструменту чисельної реалізації створених моделей створено СПМК «Торсіон-ЛБМ». Його структура наведена на рис. 1.

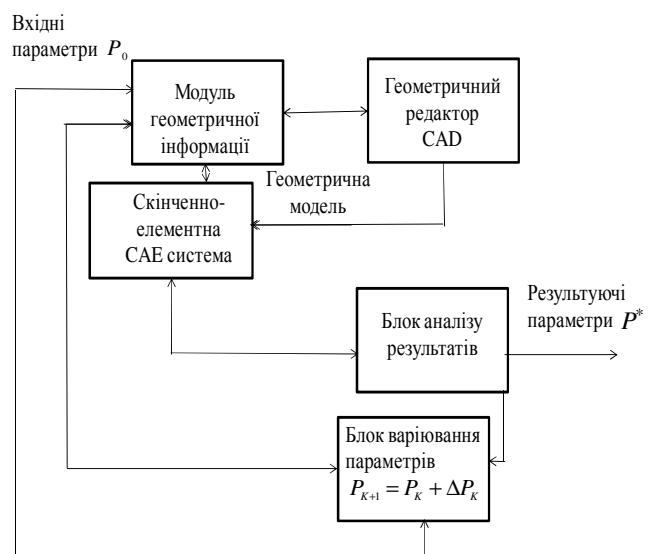


Рисунок 1 – Структура СПМК «Торсіон-ЛБМ»

Зокрема, при реалізації структури, наведеної на рис. 1, можливе задане, стохастичне або цілеспрямоване варіювання діаграми деформування матеріалу ТВ.

Окрім чисельних параметрів $\sigma_T, \sigma_B, \delta$ (межа плинності, тимчасовий опір, межа відносного подовження при розриві), варіюваним є вигляд кривої Γ , яка визначає ділянки течії та зміцнення матеріалу ТВ (рис. 2). Її вигляд залежить від хімічного складу, мікроструктури, виду та інтенсивності термічної обробки тощо. При цьому вплив того чи іншого із перелічених чинників має характер поєднання відомих – недостатньо відомих, детермінованих – стохастичних, бажаних – небажаних тенденцій, причому у їх плинному поєднанні. Більш строго регламентуються саме обмеження на хімічний склад матеріалів та параметри $\sigma_T, \sigma_B, \delta$.

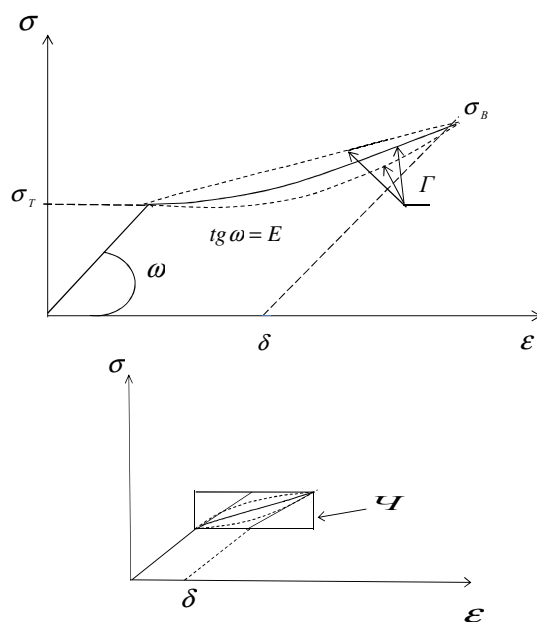


Рисунок 2 – Схема варіювання діаграми деформування матеріалу торсійного валу

Таким чином, якщо згадану криву апроксимувати розкладанням

$$\sigma = \sum_{\theta} \mu_{\theta} \cdot \psi_{\theta}, \quad (9)$$

де μ_{θ} – певні коефіцієнти,

ψ_{θ} – деякі базисні функції, то шляхом варіювання μ_{θ} можна варіювати і криву Γ , а, отже, заповнити чотирикутну область \mathcal{C} сімейством кривих.

Якщо $\sigma_T, \sigma_B, \delta$ – задані, то \mathcal{C} – фіксована і задає область варіювання кривих Γ .

Методи дискретизації задачі аналізу технологічного процесу заневолювання та експлуатаційних навантажень торсійних валів систем підресорювання легких броньованих машин. У роботах [20–28] викладено загальний підхід до задач аналізу міцності та довговічності елементів СП ЛБМ та синтезу їхніх прогресивних

технічних рішень за цими критеріями. Зокрема, для розв'язання задач аналізу НДС ТВ систем підресорювання ЛБМ розроблено удосконалену варіаційну постановку, яка враховує структурну та фізичну нелінійності. Тобто, на кожному кроці розв'язання відбувається пошук екстремуму функціоналу повної енергії системи контактуючих тіл за виконання умов непроникнення тіл одне в одне та за пружно-пластичного деформування їхніх матеріалів.

При цьому для аналізу НДС тіл такої складної форми як ТВ, необхідно залучати чисельні методи. Тоді шукані змінні та їхні прирощення подаються у вигляді:

$$U(\bar{n}) = \sum_D \chi_D \cdot z_D(\vec{r}) \quad (10)$$

де χ_D – елементи масиву шуканих коефіцієнтів,

z_D – деякі базисні функції,

D – індексний масив,

r – радіус-вектор точок у області, яку займають досліджувані тіла.

Тоді, враховуючи структуру функціоналів, що мінімізуються, на кожному кроці пошуку розв'язку маємо їх апроксимацію:

$$P_i = \frac{1}{2} \sum_{i,j} A_{ij} \chi_i \chi_j - \sum_i B_i \chi_i \rightarrow \min. \quad (11)$$

Тут P_i – дискретний аналог квадратичного функціонала, що мінімізується, A_{ij} – коефіцієнти, що обчислюються при підстановці у ці функціонали як білінійні форми базисних функцій z_i, z_j , B_i – коефіцієнти лінійних форм у функціоналах при підстановці у них базисних функцій z_i .

Мінімізація P_i здійснюється не безумовно, а на множині обмежень (апроксимують умови непроникнення (3)–(5)):

$$G_i \cdot \chi_i \leq \Delta_i, \quad (12)$$

де G_i – апроксимаційна матриця в умовах непроникнення, а Δ_i – масив апроксимації поточних зазорів між контактуючими тілами.

Тут $\Delta_1 \equiv 0$ для номінально конгруентних контактуючих поверхонь, а надалі

$$\Delta_{i+1} = \Delta_1 + \sum_{j=1}^i \bar{\Delta}_j, \quad (13)$$

$$\text{де} \quad \bar{\Delta}_i = \sum_{j=1}^i G_j \cdot \chi_j. \quad (14)$$

– прирощення актуального зазору на i -му кроці розв'язання.

Слід відзначити, що:

1) сформовані задачі є послідовністю задач квадратичного програмування [19];

2) на відміну від традиційних задач квадратичного програмування [19], система односторонніх обмежень є змінюваною та залежною від зміни

розв'язків на попередніх кроках;

3) враховуючи параметричну залежність усіх компонент у наведених співвідношеннях від узагальнених параметрів P , і дискретизовані їхні варіанти теж будуть параметрично залежати від цих P ;

4) при застосуванні МСЕ [16] A_{ij} – компоненти матриці жорсткості конструкції, причому, враховуючи пп.1) – 3), $A_{ij} = A_{ij}(P)$;

5) аналогічно, у разі застосування МСЕ масив вузлових невідомих із компонентами – $\chi_i = \chi_i(P)$.

Отже, у цілому дискретна постановка аналізу НДС «спадкує» від континуальної постановки якраз основну принципову методологічну новизну – узагальнену параметризацію. При цьому виникає кожен раз при зміні об'єкту аналізу проблема створення узагальненої параметричної дискретної моделі саме поточного об'єкта. Стосовно ТВ систем підресорювання ЛБМ важливо виокремити множину потенційно варійованих параметрів: геометричну форму та розміри головки ТВ (ГТВ), стебла ТВ (СТВ) та галтельного переходу (ГП), властивості його матеріалу, технологічні режими оброблення та експлуатаційні режими тощо.

Таким чином, розроблено та описано нову дискретну постановку, яка відрізняється саме узагальненим параметричним описом об'єкту досліджень, що дає можливість, із одного боку, гнучко змінювати сам об'єкт, а, з іншого, здійснювати цілеспрямований пошук прогресивних технічних рішень за критеріями міцності та довговічності.

Дослідження розподілів контактної тиску і напружено-деформованого стану елементів конструкцій торсіонних валів підвіски бойових броньованих машин за варіювання властивостей матеріалів, форми контактуючих поверхонь та із урахуванням пружно-пластичного деформування. Як зазначається у [1], основну складність становить пружно-пластичне деформування тіла вала із урахуванням контактної взаємодії зі спряженими деталями (контактує ГТВ із шлицьовою втулкою (ШВ), і саме цей контакт передає крутний момент на вал). Таким чином, має місце фізична та структурна нелінійності. При цьому контактна взаємодія та НДС ТВ суттєво залежать від історії навантаження. Відомим фактом є те, що на етапі виготовлення торсіонний вал проходить технологічну операцію подвійного заневолювання. Відповідно, будемо мати відчутний вплив форми поверхонь у контактному спряженні ГТВ із ШВ.

Як зазначено у [1], для розрахунків обирається ТВ, близький за розмірами та конструктивним виконанням до аналогічних елементів у системі підресорювання ЛБМ типу БТР-80 та йому подібних. Номінальна форма та розміри ТВ наведені на рис. 3.

На рис. 4 представлена діаграма деформування ТВ, на рис. 5 – типовий сектор ТВ, на рис. 5, в – умови антисиметрії, викликані закручуванням муфти на ГТВ. ТВ навантажується завдяки його

повороту на певний кут закручування γ .

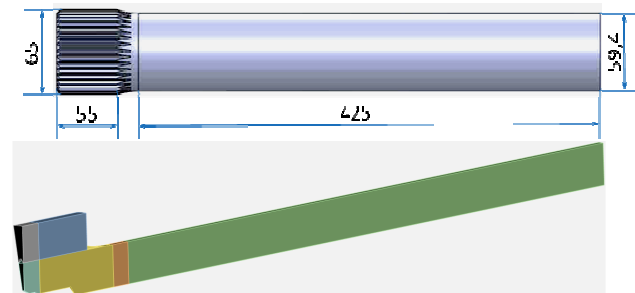


Рисунок 3 – Геометрична модель торсіонного валу, що досліджується, зі зрізом на головці (симетрична половина) [коротка]

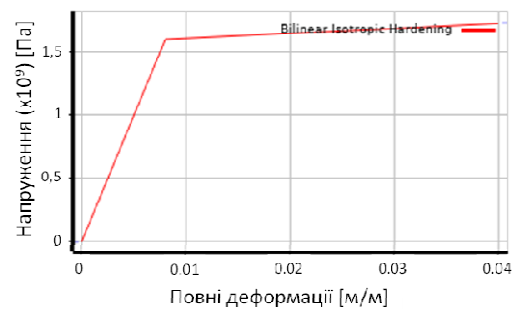


Рисунок 4 – Діаграма деформування матеріалу торсіонного вала

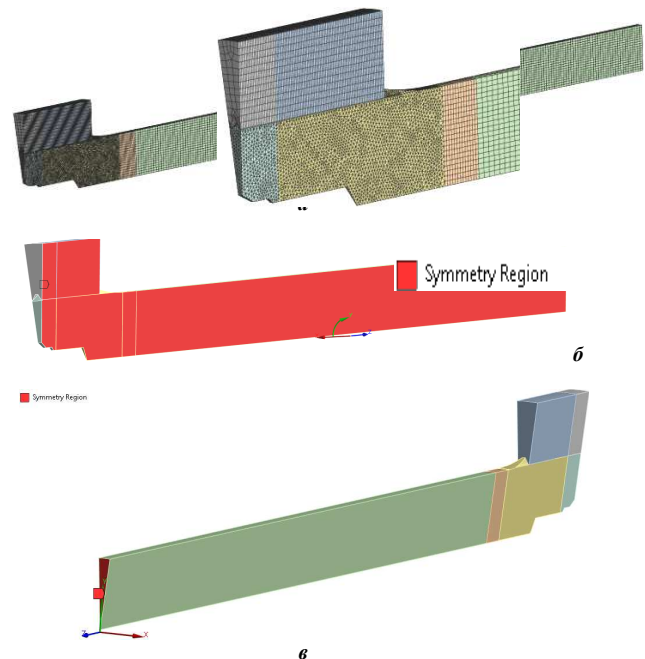


Рисунок 5 – Розрахункова схема сектора торсіонного валу:

- а – скінченно-елементна модель (220 тис. вузлів),
- б – циклосиметрична постановка (умови симетрії),
- в – умови анти симетрії

Номінальна форма спряження «ГТВ – ШВ» передбачає повне співпадіння їх робочих поверхонь у зоні контакту. Порушення (збурення) форми контактуючих поверхонь моделюється шляхом видалення матеріалу вздовж осьового напрямку, яке в проекції описується дугою кола радіуса R

(рис. 6). Величина зрізу на головці торсіонного валу змінюється в діапазоні $\Delta R \in [0;0,1;0,2;0,3;0,4;0,5]$ мм, що дозволяє дослідити вплив геометричних відхилень на характер контактної взаємодії.

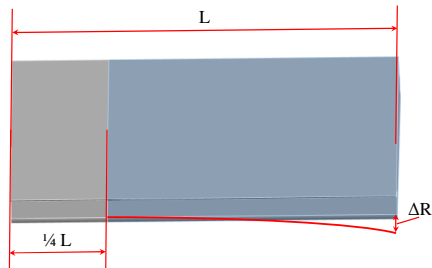


Рисунок 6 – Збурення форми зазору у спряженні «головка торсіонного валу – шліцьова втулка»

У результаті такого моделювання зазор між робочими поверхнями головки торсіонного валу та шліцьової втулки набуває ненульового значення. При цьому величина зазору зростає в напрямку гальтельного переходу, який є перехідною зоною між головкою торсіонного валу та його стеблом. Як і у роботі [1], обираються такі характеристики матеріалу ТВ: модуль пружності $E = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па, коефіцієнт Пуасона $\nu = 0,3$, межа плинності $\sigma_T = 1600$ МПа, дотичний модуль $E_K = 4000$ МПа.

Обирається наступна історія навантаження: два етапи – закрутка I $\tau \in [0;1]$ (закручування на кут 20°) та зняття навантаження II – розвантаження $\tau \in [1;2]$, а також τ – параметр умовного «часу» та розподіл крутного моменту, τ_0 – момент, що відповідає нульовому крутному моменту (рис. 7).

Розглядаються такі варіанти:

№ 1 – номінальний (нульовий зазор контакту);

№ 2 – змінний початковий зазор із коловим розподілом та максимальною величиною його

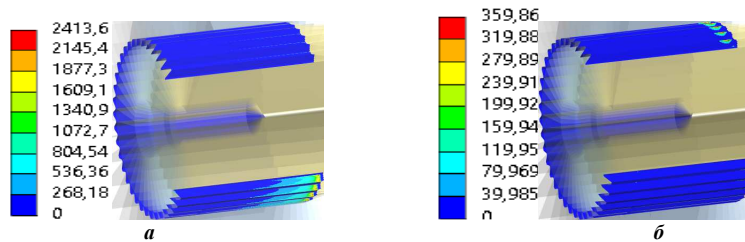


Рисунок 8 – Розподіл контактної тиску (варіант № 1) у головці торсіонного валу, МПа: а – $\tau = 1$ с; б – $\tau = \tau_0 = 1,695$ с

Таблиця 1 – Розподіл компонент напружено-деформованого стану (варіант № 1) у торсіоні

| τ, c | Значення | Картинка розподілу (варіант № 1) |
|--|---|----------------------------------|
| <i>еквівалентні напруження за Мізесом у стеблі торсіонного валу, МПа</i> | | |
| 1 | <ul style="list-style-type: none"> 1624,4 1455,2 1286 1116,8 947,64 778,45 609,26 440,07 270,89 101,7 | |

стрілки $\Delta = 100$ мкм;

№ 3 – варіант, подібний до варіанту № 2, проте зі значенням $\Delta = 200$ мкм;

№ 4 – варіант, подібний до варіанту № 2, проте зі значенням $\Delta = 300$ мкм;

№ 5 – варіант, подібний до варіанту № 2, проте зі значенням $\Delta = 400$ мкм;

№ 6 – варіант, подібний до варіанту № 2, проте зі значенням $\Delta = 500$ мкм.

Результати розрахунків – розподіл еквівалентних напружень за Мізесом у СТВ, еквівалентних пластичних деформацій у ГТВ та у СТВ для всіх варіантів – представлені у табл. 1–6.

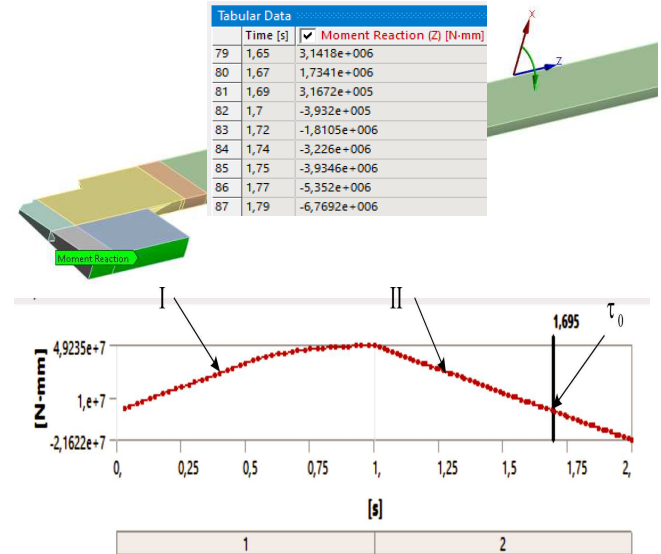
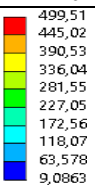
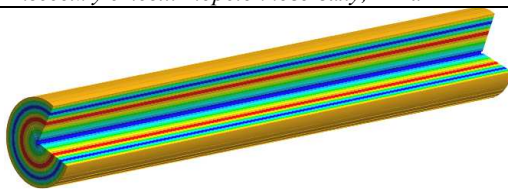
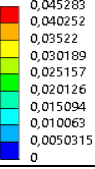
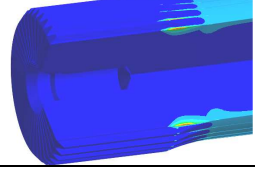
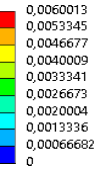
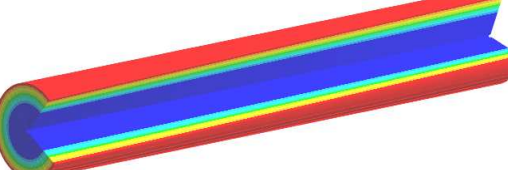
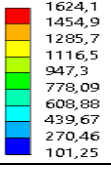
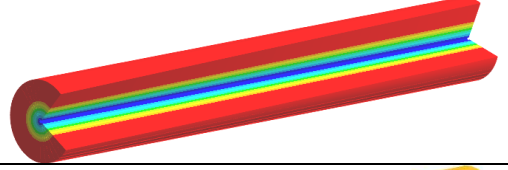
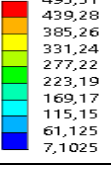
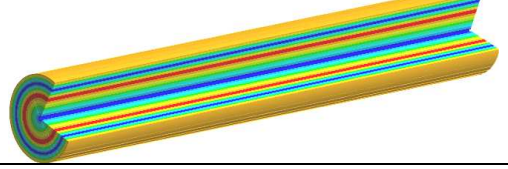
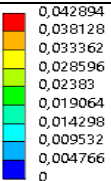
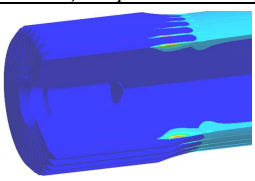
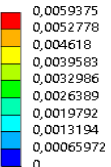
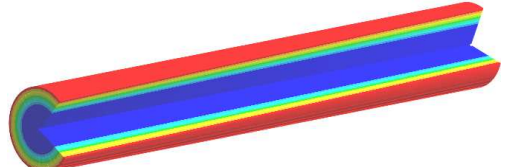


Рисунок 7 – Історія двоетапного навантаження (варіант № 1)

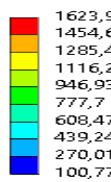
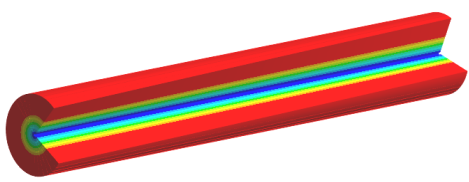
На рис. 8–13 представлені розподіли контактної тиску у ГТВ.

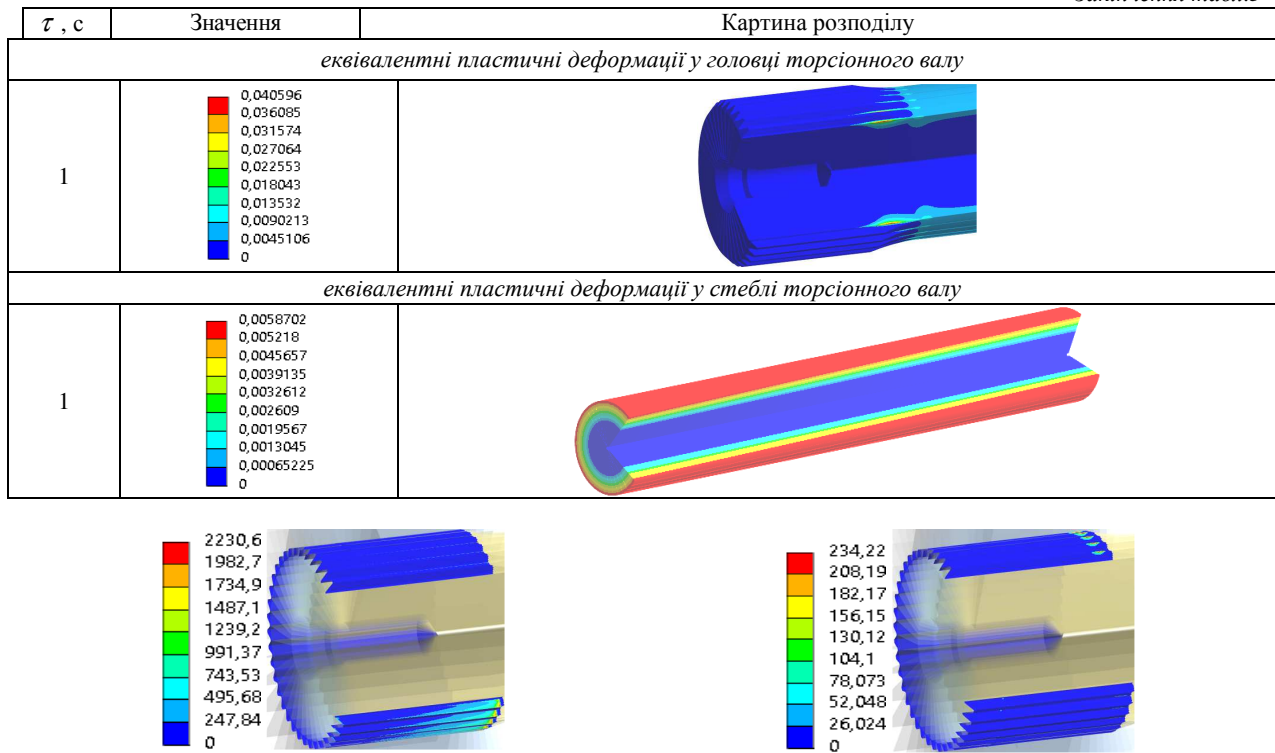
| $\tau, \text{с}$ | Значення | Картина розподілу (варіант № 1) |
|---|---|--|
| <i>еквівалентні напруження за Мізесом у стеблі торсійного валу, МПа</i> | | |
| 1,695 (τ_0) |  <ul style="list-style-type: none"> 499,51 445,02 390,53 336,04 281,55 227,05 172,56 118,07 63,578 9,0863 |  |
| <i>еквівалентні пластичні деформації у головці торсійного валу</i> | | |
| 1 |  <ul style="list-style-type: none"> 0,045283 0,040252 0,03522 0,030189 0,025157 0,020126 0,015094 0,010063 0,0050315 0 |  |
| <i>еквівалентні пластичні деформації у стеблі торсійного валу</i> | | |
| 1 |  <ul style="list-style-type: none"> 0,0060013 0,0053345 0,0046677 0,0040009 0,0033341 0,0026673 0,0020004 0,0013336 0,00066682 0 |  |

Таблиця 2 – Розподіл компонент напружено-деформованого стану (варіант № 2, $\Delta = 100$ мкм) у торсії

| $\tau, \text{с}$ | Значення | Картина розподілу |
|---|--|--|
| <i>еквівалентні напруження за Мізесом у стеблі торсійного валу, МПа</i> | | |
| 1 |  <ul style="list-style-type: none"> 1624,1 1454,9 1285,7 1116,5 947,3 778,09 608,88 439,67 270,46 101,25 |  |
| 1,699 (τ_0) |  <ul style="list-style-type: none"> 493,31 439,28 385,26 331,24 277,22 223,19 169,17 115,15 61,125 7,1025 |  |
| <i>еквівалентні пластичні деформації у головці торсійного валу</i> | | |
| 1 |  <ul style="list-style-type: none"> 0,042894 0,038128 0,033362 0,028596 0,02383 0,019064 0,014298 0,009532 0,004766 0 |  |
| <i>еквівалентні пластичні деформації у стеблі торсійного валу</i> | | |
| 1 |  <ul style="list-style-type: none"> 0,0059375 0,0052778 0,004618 0,0039583 0,0032986 0,0026389 0,0019792 0,0013194 0,00065972 0 |  |

Таблиця 3 – Розподіл компонент напружено-деформованого стану (варіант № 3, $\Delta = 200$ мкм) у торсії

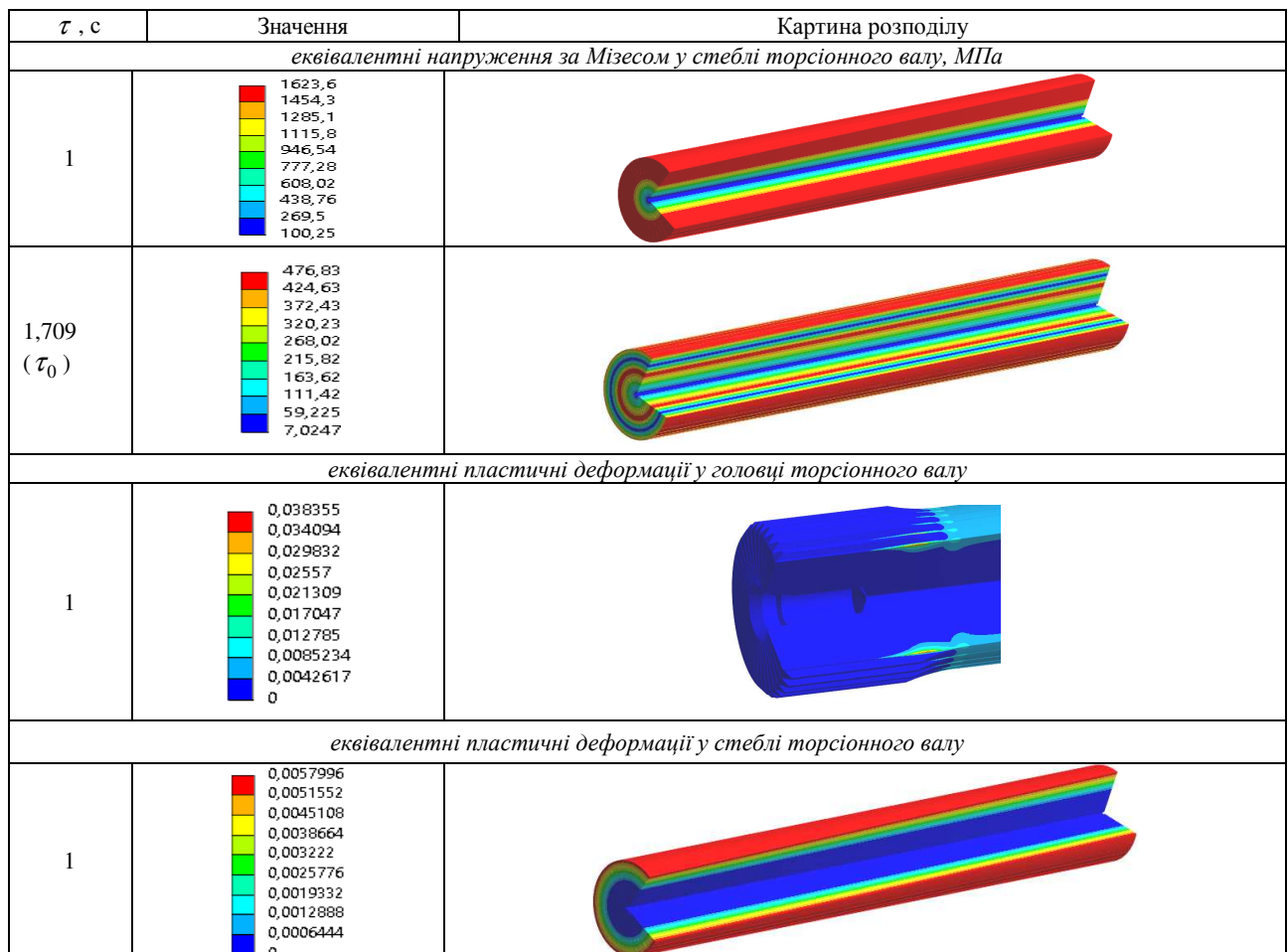
| $\tau, \text{с}$ | Значення | Картина розподілу |
|---|---|--|
| <i>еквівалентні напруження за Мізесом у стеблі торсійного валу, МПа</i> | | |
| 1 |  <ul style="list-style-type: none"> 1623,9 1454,6 1285,4 1116,2 946,93 777,7 608,47 439,24 270,01 100,77 |  |

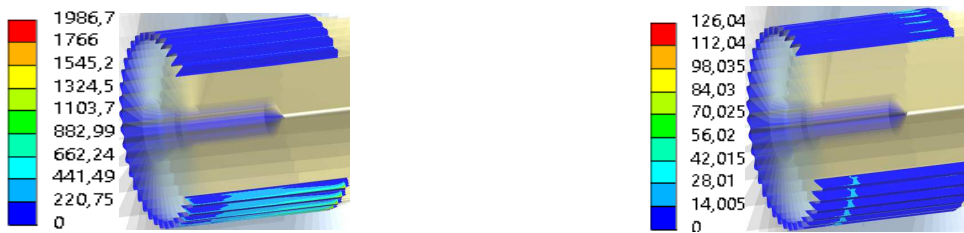


$a - \tau = 1 c; b - \tau = \tau_0 = 1,695 c$

Рисунок 9 – Розподіл контактної тиску (варіант № 2) у головці торсійного валу, МПа

Таблиця 4 – Розподіл компонент напружено-деформованого стану (варіант № 4, $\Delta = 300 \text{ мкм}$) у торсії

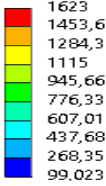
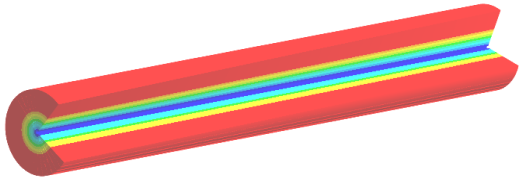
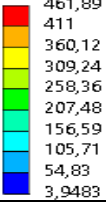
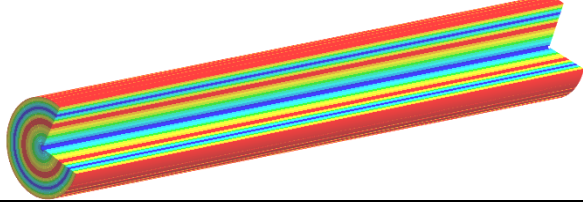
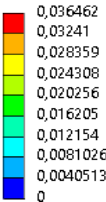
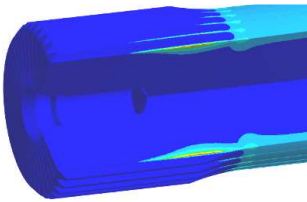
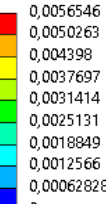
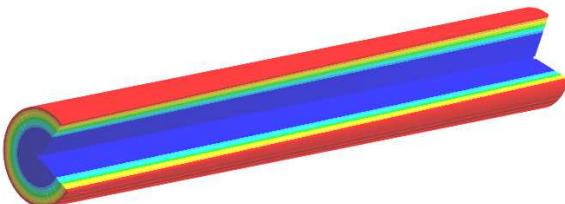


Рисунок 11 – Розподіл контактної тиску (варіант № 4, $\Delta = 300$ мкм) у головці торсійного валу, МПаРисунок 10 – Розподіл контактної тиску (варіант № 3) у ГТВ, МПа: а – $\tau = 1$ с; б – $\tau = \tau_0 = 1,704$ сТаблиця 5 – Розподіл компонент напружено-деформованого стану (варіант № 5, $\Delta = 400$ мкм) у торсіоні

| τ , с | Значення | Картина розподілу |
|---|----------|-------------------|
| <i>еквівалентні напруження за Мізесом у стеблі торсійного валу, МПа</i> | | |
| 1 | | |
| 1,713 (τ_0) | | |
| <i>еквівалентні пластичні деформації у головці торсійного валу</i> | | |
| 1 | | |
| <i>еквівалентні пластичні деформації у стеблі торсійного валу</i> | | |
| 1 | | |

а – $\tau = 1$ с; б – $\tau = \tau_0 = 1,713$ сРисунок 12 – Розподіл контактної тиску (варіант № 5, $\Delta = 400$ мкм) у головці торсійного валу, МПа

Таблиця 6 – Розподіл компонент напружено-деформованого стану (варіант № 6, $\Delta = 500$ мкм) у торсіоні

| τ, c | Значення | Картина розподілу |
|--|---|---|
| <i>еквівалентні напруження за Мізесом у стеблі торсіонного валу, МПа</i> | | |
| 1 |  <ul style="list-style-type: none"> 1623 1453,6 1284,3 1115 945,66 776,33 607,01 437,68 268,35 99,023 |  |
| 1,716 (τ_0) |  <ul style="list-style-type: none"> 461,89 411 360,12 309,24 258,36 207,48 156,59 105,71 54,83 3,9483 |  |
| <i>еквівалентні пластичні деформації у головці торсіонного валу</i> | | |
| 1 |  <ul style="list-style-type: none"> 0,036462 0,03241 0,028359 0,024308 0,020256 0,016205 0,012154 0,0081026 0,0040513 0 |  |
| <i>еквівалентні пластичні деформації у стеблі торсіонного валу</i> | | |
| 1 |  <ul style="list-style-type: none"> 0,0056546 0,0050263 0,004398 0,0037697 0,0031414 0,0025131 0,0018849 0,0012566 0,00062828 0 |  |

 $a - \tau = 1$ с; $b - \tau = \tau_0 = 1,716$ сРисунок 13 – Розподіл контактної тиску (варіант № 6, $\Delta = 500$ мкм) у головці торсіонного валу, МПа

Аналіз результатів розрахунків свідчить, що для варіанта 1 еквівалентні напруження за Мізесом, а також пластичні деформації в головці торсіонного валу перевищують відповідні значення у його стеблі. Для варіанта 2 істотних якісних змін у характері розподілів напружень і деформацій порівняно з варіантом 1 не спостерігається, однак їх кількісні рівні мають тенденцію до зниження.

Аналогічне зменшення відзначається і для рівня контактної тиску в зоні ГТВ. Відзначені вище тенденції стосовно розподілів та рівнів контактної тиску, напружень та деформацій зберігається і для варіанту 3. Аналогічний характер змін фіксується і для варіанта 4, що свідчить про стабільність виявлених закономірностей.

Для варіанта 6 тенденції, характерні для по-

передніх варіантів, у частині розподілу контактної тиску зберігаються, тоді як вплив на НДС проявляється менш виражено.

Узагальнюючи результати для варіантів 1–6, можна зробити висновок, що варіювання зазору в контакті між головкою торсіонного валу та шліцьовою втулкою істотно впливає на характер контактної взаємодії та напружено-деформований стан елементів спряження.

Аналіз результатів досліджень контактної взаємодії та напружено-деформованого стану торсіонних валів легкоброньованих машин. Як зазначено у [1], рівень модифікації (величина зрізу Δ (тотожно дорівнює ΔR на рис. 6) на шліці у зоні, наближеній до ГП) суттєво впливає на рівень переміщень – вони знижуються при зростанні Δ від

0 до $5 \cdot 10^{-4}$ м із $5 \cdot 10^{-2}$ м до 10^{-2} м, тобто в п'ятеро.

У результаті модифікації робочої поверхні ГТВ спостерігається зниження загального рівня напружень у ТВ приблизно на 140 МПа відносно початкового значення 1775 МПа, тоді як у СТВ істотних змін не зафіксовано.

Виявлене зниження зумовлене значним зниженням рівня контактного тиску в зоні ГТВ – з приблизно 2500 МПа до близько 1000 МПа, що відповідає зменшенню майже у 2,5 раза.

Рівень пластичних деформацій у ТВ також знижується, однак ступінь цього зниження є менш вираженим порівняно зі зменшенням контактного тиску.

Узагальнюючи отримані результати, можна констатувати позитивний вплив модифікації робочої поверхні ГТВ на напружений стан, рівень контактного тиску та переміщень у ТВ.

Висновки. Здійснені розробки та дослідження дають основу для таких висновків.

1. Розроблено принципово новий підхід до моделювання напружено-деформованого стану торсіонних валів систем підресорювання легких броньованих машин, що базується на покроковому відтворенні їх напружено-деформованого стану. На відміну від традиційних методів, у межах єдиної комплексної моделі одночасно враховуються структурна та фізична нелінійності матеріалу, історія навантаження, а також параметричне моделювання геометрії об'єкта і умов його навантаження.

Запропонований підхід забезпечує поєднання фізичної адекватності опису реальних процесів деформування з можливістю суттєвого скорочення обчислень без зниження точності результатів.

2. З метою інтенсифікації чисельного аналізу напружено-деформованого стану торсіонних валів адаптовано та розвинено інтегрований метод, що поєднує варіаційні постановки задач механіки деформівного твердого тіла з методом узагальненого параметричного моделювання. Зазначений метод, на відміну від традиційних підходів, забезпечує гнучке варіювання об'єкта дослідження у всіх його аспектах. Це створює можливість організації цілеспрямованого пошуку раціональних проектно-технологічних рішень торсіонних валів на основі строгих постановок задач аналізу їх міцності та довговічності.

3. Розроблено узагальнені постановки чисельного аналізу міцності та довговічності торсіонних валів систем підресорювання легких броньованих машин, що ґрунтуються на інтеграції методу скінченних елементів і методу узагальненого параметричного моделювання процесів і станів у механічних системах. На відміну від традиційних постановок, запропонований підхід забезпечує можливість не лише одиничного аналізу, а й проведення багатоваріантних чисельних досліджень із подальшим обґрунтуванням прогресивних технічних рішень за критеріями міцності та довговічності.

4. Практичні можливості розроблених підходів, моделей і методів досліджень підтверджено на тестових стендах, що демонструє їх придатність для використання у прикладних інженерних і проектних задачах.

Список літератури

- Ткачук М. М., Зінченко О. І., Грабовський А. В., Ткачук М. А., Льозний О. С., Бондаренко О. В. Дослідження розподілів контактної тиску і напружено-деформованого стану елементів конструкцій торсіонних валів підвищених бойових броньованих машин. *Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Серія: Автомобіле- та тракторобудування*. 2024. № 2. С. 71-96.
- Грабовський А.В., Ткачук М.М., Заворотній А.В., Куценко С.В., Саверська М.С., Ключков І.С., Ткачук М.А., Зінченко О.І., Дерев'янкін Р.П. Контактна взаємодія торсіонного вала із шліцевою втулкою при пружно-пластичних деформаціях. *Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Серія: Машинознавство та САПР*. 2021. №1. С. 34-46.
- Ткачук М.М., Грабовський А.В., Заворотній А.В., Куценко С.В., Саверська М.С., Ключков І.С., Зінченко О.І., Ткачук М.А., Назаренко С.О., Пінчук Н.В., Марусенко С.І. Чисельне моделювання пружно-пластичного деформування торсіонних валів систем підресорювання транспортних засобів із урахуванням контактної взаємодії. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія: Машинознавство та САПР*, №1, 2022. С. 91-114.
- Tkachuk, M. M., Zinchenko, O., Grabovskiy, A., Tkachuk, M. A., Sierykov, V., Domina, N., Hrechka, I. Contact interaction of bodies along congruent surfaces. *International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics*, 2024. Issue 17, p. 32-43. (Scopus, Article, Q4)
- Tkachuk, M.M., Zinchenko, O., Grabovskiy, A., Sierykov, V., Vasiliev, A. (2025). Computational and Experimental Studies on Contact Interaction of Mock-Up Samples of Complex-Profiled Bodies. In: Pavlenko, D., Tryshyn, P., Honchar, N., Kozlova, O. (eds) *Smart Innovations in Energy and Mechanical Systems. SIEMS 2025. Lecture Notes in Networks and Systems*, vol 1480. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-031-95191-6_12 (Scopus, Conference Paper).
- Močilnik V. V., N. Gubelj, J. Predan. Model for fatigue lifetime prediction of torsion bars subjected to plastic presetting. *Tehnicky Vjesnik*. 2011.18(4): 537-546.
- Močilnik V., Nenad Gubelj, Jozef Predan. Surface residual stresses induced by Torsional Plastic Pre-setting of Solid Spring Bar. *International Journal of Mechanical Sciences*. 92 (2015): 269-278.
- Sun Weiqun, He Feng-ming. Design and manufacture of vehicle torsion bar spring. *J. Automobile Science and Technology*. 2002, 2(2):23-27.
- Zhou G., X. Li, Y. Shi, Y. Zhu, B. Xu. Numerical simulation of the working process and life prediction of a tank torsion shaft. *Journal of Mechanical Strength*. 2006, 28(4): 578-581.
- Белозеров В.В., Махатилова А.И., Субботина В.В. Циклическая прочность деталей с зонами перекрытия, сформированными при обкатывании роликами. *Проблемы прочности*. 2006. № 3. С. 144-148.
- Белозеров В.В., Легейда С.Н., Махатилова А.И. и др. Краевой эффект при упрочнении деталей обкатыванием роликами. *Вестник машиностроения*. 1993. № 4. С. 46-48.
- Ткачук М.М. *Мікромеханічні моделі та методи осереднення властивостей матеріалів мережевої структури та проміжних шарів контактуючих тіл*: дис... на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук: 05.03.20/ Ткачук Микола Миколайович. Харків, 2020. 464 с.
- Васидзу К. *Вариационные методы в теории упругости и пластичности*: Пер. с англ. М.: Мир, 1987. 542 с.
- Кравчук А. С. *Вариационные и квазивариационные неравенства в механике*. М.: МГАПИ, 1997. 340 с.
- Кравчук А.С. Метод вариационных неравенств в контактных задачах. *Механика контактных взаимодействий*. 2001. С. 93-115.
- Zienkiewicz, O. C., Taylor, R. L., Govindjee, S. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*. 8th ed., Elsevier, 2024. 800 p.
- Работнов Ю.Н. *Механика деформируемого твердого тела*. М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. 712 с.
- Ткачук Н.А. Г.Д. Гриценко, А.Д. Чепурной, Е.А. Орлов, Ткачук Н.Н. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания. *Механика та машинобудування*. Харків: НТУ "ХПІ", 2006. №1.

- C. 57-79.
19. Карманов В.Г. *Математическое программирование: Учеб. Пособие. 5-е изд., стереотип. М.: ФИЗМАТЛИТ, 2004. 264 с.*
 20. Ткачук, М. М., Новіков, М., Грабовський, А., Дьоміна, Н., Васильєв, А., Ткачук, Г., Гречка, І., Ткачук, М. А., Льозний, О., Пінчук, Н. і Кравченко, С. (2025). Методи посилення ефектів при дискретно-континуальному зміцненні елементів машинобудівних конструкцій. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР*, № 2. С. 103–114. doi: 10.20998/2079-0775.2025.2.13.
 21. Tkachuk, M.A. et al. (2025). Complex Technologies for Reinforcing Stressed Machine Components. In: Marchenko, A., Koruba, Z. (eds) Decarbonization of Transport Energy Installations in the Context of Sustainable Development Strategies. *Studies in Systems, Decision and Control*, vol 635. Springer, Cham. Pp. 183-203. https://doi.org/10.1007/978-3-032-05884-3_10
 22. Ткачук М.М., А.В Грабовський, М.А Ткачук, С.О. Кравченко, Г.В. Ткачук, О.С. Льозний. Дискретно-континуальні методи та засоби зміцнення елементів машин військового та цивільного призначення. *Движуні внутрішнього згоряння*, 2025. С. 97-107.
 23. Контактна взаємодія елементів конструкцій, що мають зміцнені поверхневі шари [Електронний ресурс] / М. М. Ткачук, А. В. Грабовський, О. В. Кохановська, Н. В. Пінчук, С. О. Кравченко, М. А. Ткачук, О. С. Льозний // *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я = Information technologies: science, engineering, technology, education, health : тези доп. 33-ї міжнар. наук.-практ. конф. MicroCAD-2025, 14-17 травня 2025 р. / ред. Є. І. Сокол; уклад. Г. В. Лісачук; Нац. техн. ун-т "Харків. політехн. ін-т" [та ін.]*. Електрон. текст. дані. Харків : НТУ "ХПІ", 2025. С. 544. URI <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/94671>
 24. Напружено-деформований стан елементів конструкцій бойових броньованих машин при пружно-пластичному деформуванні та контактній взаємодії [Elektronische ressourc] / О. І. Зінченко, М. М. Ткачук, І. П. Гречка, А. В. Грабовський, М. А. Ткачук, Л. М. Бондаренко, А. О. Зарубіна. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я = Information technologies: science, engineering, technology, education, health: тези доп. 33-ї міжнар. наук.-практ. конф. MicroCAD-2025, 14-17 травня 2025 р. / ред. Є. І. Сокол; уклад. Г. В. Лісачук; Нац. техн. ун-т "Харків. політехн. ін-т" [та ін.]*. Електрон. текст. дані. Харків : НТУ "ХПІ", 2025. С. 526. URI <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/94559>
 25. Ткачук М.М., Грабовський А.В., Скрипченко Н.Б., Ткачук М.А., Кротенко Г.А., Саверська М.С. (2019). Контактна взаємодія складнопрофільних тіл за наявності між ними проміжних шарів із нелінійними властивостями, *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР*, № 7(1332). С. 116–133. doi: 10.20998/2079-0775.2019.7.18.
 26. Ткачук, М. М., Пінчук, Н., Ткачук, Г., Клочков, І., Ткачук, М. А., Сериков, В., Грабовський, А., Гречка, І., Куценко, С., Цимбал, Г. і Коба, А. (2022). Нові фізичні чинники за контактної взаємодії пружних тіл уздовж поверхонь близької форми, *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР*, № 2. С. 94–126. doi: 10.20998/2079-0775.2022.2.10.
 27. Ткачук, М. А., Саверська, М., Грабовський, А., Ткачук, М. М., Куценко, С., Ткачук, Г., Клочков, І., Пінчук, Н., Кохановська, О., Жадан, Ю., Марусенко, С., Храмова, І., Бондаренко, Л., Цимбал, Г., Александров, Є. і Сопрунов, І. (2023). Розрахунково-експериментальне дослідження напружено-деформованого стану елементів технологічних систем методами скінчених елементів та голографічної інтерферометрії, *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР*, № 1. С. 92–114. doi: 10.20998/2079-0775.2023.1.10.
 28. Грабовський, А., Ткачук, М. А., Кохановська, О., Ткачук, М. М., Дьоміна, Н., Ткачук, Г., Саверська, М., Куценко, С., Клочков, І., Волошина, І. і Третяк, В. (2022). Контактна взаємодія тіл близької форми за малого збурення розподілу початкового зазору, *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР*. № 2. С. 23–34. doi: 10.20998/2079-0775.2022.2.03.
 29. Ткачук М.М., Марченко А.П., Кравченко С.О., Ткачук М.А., Веретельник О.В., Грабовський А.В., Веретельник В.В. Багатокритеріальна оцінка контактної взаємодії дискретно-континуально зміцнених деталей. *Технологія виробництва ДВЗ. Движуні внутрішнього згоряння*, 2022. №1. С. 65-76. doi: 10.20998/0419-8719.2022.1.09.

References (transliterated)

1. Tkachuk M. M., Zinchenko O. I., Hrabovskiy A. V., Tkachuk M. A., Loznyi O. S., Bondarenko O. V. (2024). Doslidzhennia rozpodiliv kontaktnoho tysku i napruzhenno-deformovanoho stanu elementiv konstruktсии torsionnykh valiv pidvisky boiovykh bronovanykh mashyn. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu "KhPI". Seriya: Avtomobile- ta traktorobuduvannia*, no. 2, pp. 71-96.
2. Hrabovskiy A.V., Tkachuk M.M., Zavorotnii A.V., Kutsenko S.V., Saverska M.S., Klochkov I.Ye., Tkachuk M.A., Zinchenko O.I., Dereviankin R.P. (2021). Kontaktna vzaiemodiia torsionnoho vala iz shlitsevoiu vulkoiu pry pruzhno-plastychnykh deformatsiiah. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu "KhPI". Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR*, no.1. pp. 34-46.
3. Tkachuk M.M., Hrabovskiy A.V., Zavorotnii A.V., Kutsenko S.V., Saverska M.S., Klochkov I.Ye., Zinchenko O.I., Tkachuk M.A., Nazarenko S.O., Pinchuk N.V., Marusenko S.I. (2022). Chyselne modeliuвання pruzhno-plastychnoho deformuvannia torsionnykh valiv system pidresoriuvannia transportnykh zasobiv iz urakhuvanniam kontaktnoi vzaiemodii. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu "KhPI", seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR*, no.1, pp. 91-114.
4. Tkachuk, M. M., Zinchenko, O., Grabovskiy, A., Tkachuk, M. A., Sierykov, V., Domina, N., Hrechka, I. (2024). Contact interaction of bodies along congruent surfaces. *International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics*, Issue 17, pp. 32-43. (Scopus, Article, Q4)
5. Tkachuk, M.M., Zinchenko, O., Grabovskiy, A., Sierykov, V., Vasiliev, A. (2025). Computational and Experimental Studies on Contact Interaction of Mock-Up Samples of Complex-Profiled Bodies. In: Pavlenko, D., Tryshyn, P., Honchar, N., Kozlova, O. (eds) Smart Innovations in Energy and Mechanical Systems. SIEMS 2025. *Lecture Notes in Networks and Systems*, vol 1480. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-031-95191-6_12 (Scopus, Conference Paper).
6. Močilnik V. V., N. Gubeljak, J. Predan. (2011). Model for fatigue lifetime prediction of torsion bars subjected to plastic presetting. *Tehnicki Vjesnik*. no. 18(4), pp. 537-546.
7. Močilnik V., Nenad Gubeljak, Jozef Predan. (2015). Surface residual stresses induced by Torsional Plastic Pre-setting of Solid Spring Bar. *International Journal of Mechanical Sciences*. no.92. pp. 269-278.
8. Sun Weiqun, He Feng-ming. (2002). Design and manufacture of vehicle torsion bar spring. *J. Automobile Science and Technolgy*, no. 2(2), pp. 23-27.
9. Zhou G., X. Li, Y. Shi, Y. Zhu, B. Xu. Numerical simulation of the working process and life prediction of a tank torsion shaft/ *Journal of Mechanical Strength/2006*, 28(4): 578-581.
10. Belozеров V.V., Makhatilova A.I., Subbotina V.V. (2006). Sfirkicheskaya prochnost' detaley s zonami perekrytiya, sformirovannymi pri obklatyvaniі rolіkami. *Problemy prochnosti*, no. 3, pp. 144-148.
11. Belozеров V.V., Legeyda S.N., Makhatilova A.I. і dr. (1993). Kravevoy effekt pri uprochnenii detaley obklatyvaniem rolіkami. *Vestnik mashinostroeniya*, no. 4, pp. 46-48.
12. Tkachuk M.M. Mikromekhanichni modeli ta metody oserednennia vlastyvostei materialiv merezhevoi struktury ta promizhnykh shariv kontaktuiuychkh til: dys... na zdobuttia naukovoho stepenia doktora tekhnichnykh nauk: 05.03.20/ Tkachuk Mykola Mykolaiovych. Kharkiv, 2020. 464 p.
13. Vasidzu K. Variatsionnyye metody v teorii uprugosti i plastichnosti: Per. s angl. M.: Mir, 1987. 542 p.
14. Kravchuk A. S. Variatsionnyye i kvzivariatsionnyye neravenstva v mekhanike / A. S. Kravchuk. M.: MGAPI, 1997. 340 p.
15. Kravchuk A.S. (2001). Metod variatsionnykh neravenstv v kontaktnykh zadachakh. *Mekhanika kontaktnykh vzaimodeystviy*, pp. 93–115.

16. Zienkiewicz, O. C., Taylor, R. L., Govindjee, S. The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals. 8th ed., Elsevier, 2024. 800 p.
17. Rabotnov YU.N. Mekhanika deformiruyemogo tverdogo tela / YU.N. Rabotnov. M.: Nauka. Gl. red. fiz.-mat. lit., 1988. 712 p.
18. Tkachuk N.A., G.D. Gritsenko, A.D. Chepurnoy, Ye.A. Orlov, Tkachuk N.N. (2006). Konechno-elementnyye modeli elementov slozhnykh mekhanicheskikh sistem: tekhnologiya avtomatizirovannoy generatsii i parametrizovannogo opisaniya/ N.A. Tkachuk. *Mekhanika ta mashinobuduvannya*. Kharkiv: NTU "KHP", no. 1, pp. 57-79.
19. Karmanov V.G. Matematicheskoye programmirovaniye: Ucheb. Posobiye. 5-ye izd., stereotip. M.: FIZMATLIT, 2004. 264 p.
20. Tkachuk, M. M., Novikov, M., Hrabovskiy, A., Domina, N., Vasyliiev, A., Tkachuk, H., Hrechka, I., Tkachuk, M. A., Loznyi, O., Pinchuk, N. i Kravchenko, S. (2025). Metody posyleniia effektiv pry dyskretno-kontynualnomu zmitsnenni elementiv mashynobudivnykh konstruksii. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI»*. Serii: *Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 2, pp. 103–114. doi: 10.20998/2079-0775.2025.2.13.
21. Tkachuk, M.A. et al. (2025). Complex Technologies for Reinforcing Stressed Machine Components. In: Marchenko, A., Koruba, Z. (eds) Decarbonization of Transport Energy Installations in the Context of Sustainable Development Strategies. *Studies in Systems, Decision and Control*, vol 635. Springer, Cham. Pp. 183-203. https://doi.org/10.1007/978-3-032-05884-3_10
22. Tkachuk M.M., A.V Hrabovskiy, M.A Tkachuk, S.O. Kravchenko, H.V. Tkachuk, O.S. Loznyi. (2025). Diskretno-kontynualni metody ta zasoby zmitsnenniia elementiv mashyn viiskovoho ta tsyvilnoho pryznachenniia. *Dvyhuny vnutrishnoho zghorianniia*, pp. 97-107.
23. Kontaktna vzaiemodiia elementiv konstruksii, shcho maiut zmitsneni poverkhnevi shary [Elektronnyi resurs] / M. M. Tkachuk, A. V. Hrabovskiy, O. V. Kokhanovska, N. V. Pinchuk, S. O. Kravchenko, M. A. Tkachuk, O. S. Loznyi // *Informatsiini tekhnologii: nauka, tekhnika, tekhnologiiia, osvita, zdorovia = Information technologies: science, engineering, technology, education, health: tezy dop. 33-yi mizhmar. nauk.-prakt. konf. MicroCAD-2025, 14-17 travnia 2025 r. / red. Ye. I. Sokol; ukklad. H. V. Lisachuk; Nats. tekhn. un-t "Kharkiv. politekhn. in-t" [ta in.]*. Elektron. tekst. dani. Kharkiv: NTU "KhPI", 2025. pp. 544. URI <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/94671>
24. Napruzhenno-deformovanyi stan elementiv konstruksii boiovykh bronovanykh mashyn pry pruzhno-plastychnomu deformuvanni ta kontaktnei vzaiemodii [Elektronische ressource] / O. I. Zinchenko, M. M. Tkachuk, I. P. Hrechka, A. V. Hrabovskiy, M. A. Tkachuk, L. M. Bondarenko, A. O. Zarubina // *Informatsiini tekhnologii: nauka, tekhnika, tekhnologiiia, osvita, zdorovia = Information technologies: science, engineering, technology, education, health: tezy dop. 33-yi mizhmar. nauk.-prakt. konf. MicroCAD-2025, 14-17 travnia 2025 r. / red. Ye. I. Sokol; ukklad. H. V. Lisachuk; Nats. tekhn. un-t "Kharkiv. politekhn. in-t" [ta in.]*. Elektron. tekst. dani. Kharkiv: NTU "KhPI", 2025. pp. 526. URI <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/94559>
25. Tkachuk M.M., Hrabovskiy A.V., Skrypchenko N.B., Tkachuk M.A., Krotenko H.A., Saverska M.S. (2019). Kontaktna vzaiemodiia skladnoprofilnykh til za naiavnosti mizh nymy promizhnykh shariv iz neliniinymy vlastyivostiamy, *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI»*. Serii: *Mashynoznavstvo ta SAPR*, (7(1332)), pp. 116–133. doi: 10.20998/2079-0775.2019.7.18.
26. Tkachuk, M. M., Pinchuk, N., Tkachuk, H., Klochkov, I., Tkachuk, M. A., Sierykov, V., Hrabovskiy, A., Hrechka, I., Kutsenko, S., Tsymbal, H. i Koba, A. (2022). Novi fizychni chynnyky za kontaktnoi vzaiemodii pruzhnykh til uzdovzh poverkhon blyzkoii formy, *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI»*. Serii: *Mashynoznavstvo ta SAPR*, (2), s. 94–126. doi: 10.20998/2079-0775.2022.2.10.
27. Tkachuk, M. A., Saverska, M., Hrabovskiy, A., Tkachuk, M. M., Kutsenko, S., Tkachuk, H., Klochkov, I., Pinchuk, N., Kokhanovska, O., Zhadan, Yu., Marusenko, S., Khrantsova, I., Bondarenko, L., Tsymbal, H., Aleksandrov, Ye. i Soprunov, I. (2023). Rozrakhunkovo-eksperymentalne doslidzhenniia napruzhenno-deformovanoho stanu elementiv tekhnolohichnykh system metodamy skinchennykh elementiv ta holohrafichnoi interferometrii, *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI»*. Serii: *Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 1, pp. 92–114. doi: 10.20998/2079-0775.2023.1.10.
28. Hrabovskiy, A., Tkachuk, M. A., Kokhanovska, O., Tkachuk, M. M., Domina, N., Tkachuk, H., Saverska, M., Kutsenko, S., Klochkov, I., Voloshyna, I. i Tretiak, V. (2022). Kontaktna vzaiemodiia til blyzkoii formy za maloho zburennia rozpodilu pochatkovoho zazoru, *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI»*. Serii: *Mashynoznavstvo ta SAPR*, no.2, pp. 23–34. doi: 10.20998/2079-0775.2022.2.03.
29. Tkachuk M.M., Marchenko A.P., Kravchenko S.O., Tkachuk M.A., Veretelnyk O.V., Hrabovskiy A.V., Veretelnyk V.V. (2022). Bahatokryterialna otsinka kontaktnoi vzaiemodii dyskretno-kontynualno zmitsnennykh detalei. *Tekhnologiiia vyrobnytstva DVZ. Dvyhuny vnutrishnoho zghorianniia*, no.1. pp. 65-76. doi: 10.20998/0419-8719.2022.1.09.

Надійшла (received) 20.03.2026
Стаття прийнята до друку 21.04.2026
Опублікована 28.04.2026

Відомості про авторів / About the Authors

Зінченко Олена Іванівна / Zinchenko Olena – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2961-5861>; e-mail: ez99953@gmail.com

Г. В. ІВАНЕЦЬ, С. А. ГОРЕЛИШЕВ, М. Г. ІВАНЕЦЬ, С. О. КРАВЧЕНКО, О. А. НАКОНЕЧНИЙ, О. М. СТАВИЦЬКИЙ

МОДЕЛЬ ОЦІНЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ КУТОВИХ ІМІТАТОРІВ ПОВІТРЯНИХ ЦІЛЕЙ

Важливим елементом цільового спорядження сучасних та перспективних мішеневих безпілотних літальних апаратів є засоби імітування ефективної площі розсіювання повітряних цілей різних типів в радіолокаційному діапазоні довжин хвиль надвисоких частот. Найбільш поширеними пасивними імітаторами повітряних цілей є кутові імітатори (трикутні, квадратні, колові та біконічні). Проведені дослідження показали, що серед кутових імітаторів повітряних цілей найбільшу ефективну площу розсіювання забезпечує квадратний імітатор, але в той же час він має найбільш вузькі індикатриси в обох площинах та менш міцну конструкцію. Найбільш широкі моностаціонарні індикатриси в обох площинах забезпечують трикутні імітатори повітряних цілей, що і визначає їх переваги у використанні, незважаючи на відносно низьке значення ефективної площі розсіювання. У порівнянні з іншими кутові імітатори прості по конструкції, технологічні при виготовленні, мають високу механічну жорсткість, забезпечують досить не погані значення ефективної площі розсіювання в широких діапазонах ракурсів опромінення при порівняно малих фізичних розмірах. Розроблено модель оцінювання параметрів кутових імітаторів повітряних цілей, яка дозволяє проводити розрахунки їх значень на основі вхідних даних про ефективну площу розсіювання цілі та частоту електромагнітної хвилі опромінення. Отримані дані моделювання підтверджують перспективність застосування розробленої моделі для оцінювання параметрів кутових імітаторів при створенні мішеней засобів повітряного нападу.

Ключові слова: кутові імітатори повітряних цілей, ефективна площа розсіювання, повітряна мішень, модель, алгоритм

G. IVANETS, S. HORIELYSHEV, M. IVANETS, S. KRAVCHENKO, A. NAKONECHNYI, O. STAVYTSKYI

MODEL FOR EVALUATING THE PARAMETERS OF CORNER REFLECTORS FOR AERIAL TARGETS

An important element of the target equipment of modern and prospective target drones is the means for simulating the radar cross-section (RCS) of various types of aerial targets in the microwave frequency band. The most common passive aerial target simulators are corner reflectors (triangular, square, circular, and biconical). Conducted research has shown that among corner reflectors for aerial targets, the square reflector provides the largest radar cross-section. However, it also has the narrowest backscattering patterns in both planes and a less robust structure. Triangular corner reflectors for aerial targets provide the widest monostatic backscattering patterns in both planes, which defines their advantages in use, despite their relatively low RCS value. Compared to others, corner reflectors are simple in design, manufacturable, possess high mechanical rigidity, and provide sufficiently good RCS values over wide ranges of illumination aspects with relatively small physical dimensions. A model for evaluating the parameters of corner reflectors for aerial targets has been developed. It allows for calculating their values based on input data about the target's radar cross-section and the frequency of the illuminating electromagnetic wave. The obtained simulation data confirm the prospects of using the developed model for evaluating corner reflector parameters when creating targets for air attack means.

Keywords: corner reflectors for aerial targets, radar cross-section (RCS), aerial target, model, algorithm

Постановка проблеми. Основною характеристикою як реальних радіолокаційних цілей, так і хибних цілей, які створюють пасивні завади, є ефективна площа розсіювання (ЕПР). Виходячи з цього, найважливішим елементом цільового спорядження сучасних та перспективних мішеневих безпілотних авіаційних комплексів та авіаційних хибних цілей є засоби імітування ЕПР повітряних цілей різних типів в радіолокаційному діапазоні хвиль надвисоких частот [1–3].

Мішені з імітаторами повітряних цілей використовуються в ході тренувань, навчань розрахунків зенітно-ракетних та зенітно-артилерійських військ, бойової обслуги радіотехнічних військ. В процесі підготовки до проведення таких навчань та бойових стрільб із залученням радіолокаційних засобів зенітно-ракетних та зенітно-артилерійських комплексів, які працюють в заданому діапазоні частот хвиль, потребує вирішення задачі створення повітряних мішеней (ПМ) на базі кутових імітаторів повітряних цілей із заданими значеннями ЕПР.

Досвід сучасних бойових дій авіації показав, що їх ефективність значною мірою залежить від живучості в повітрі. Під живучістю будемо розуміти здатність авіації залишатися невразливою у створеній ворогом повітряній обстановці і вико-

нувати поставлені завдання [4, 5]. Для забезпечення живучості та індивідуального захисту літального апарату широко застосовуються хибні повітряні цілі, які відвертають увагу ворожої протиповітряної оборони на себе.

На сьогоднішній день широко використовуються в якості імітаторів повітряних цілей різні типи кутових імітаторів ЕПР. Завдяки дешевизні та простоті виготовлення такі повітряні мішені (ПМ) можуть виконувати функції хибних повітряних цілей, імітуючи бойові засоби повітряного нападу противника.

З огляду на зазначене, виникає необхідність дослідження методів та моделей оцінювання параметрів пасивних кутових імітаторів різних типів при створенні ПМ засобів повітряного нападу на основі даних про ЕПР цілі та частоту електромагнітної хвилі опромінення.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Питання створення та використання різних типів кутових пасивних імітаторів ЕПР повітряних цілей у радіолокаційному діапазоні хвиль висвітлені в цілій низці робіт. Так, у роботі [6] проведено оцінку вторинного випромінювання тригранних кутових відбивачів у високочастотному діапазоні

© Г.В. Іванець, С.А. Горелишев, М.Г. Іванець, С.О. Кравченко, О.А. Наконечний, О.М. Ставицький, 2026

довжин хвиль, які використовуються в якості основного відбиваючого елементу радіолокаційної повітряної буксирної хибної цілі тактичної авіації. Наведені результати показують, що для отримання досить високих значень ЕПР хибної цілі доцільно використовувати “зчетверений” кутовий відбивач.

Авторами робіт [7-10] надані результати аналізу стану оснащення перспективними зразками ПМ авіації збройних сил різних країн, основу яких складають імітатори ЕПР засобів повітряного нападу. Наведені приклади бойового застосування авіаційних хибних цілей, їхні тактико-технічні характеристики (ТТХ) та ефективність використання. Результати проведеного аналізу цільового спорядження сучасних і перспективних ПМ підтверджують той факт, що майже 70% з них мають засоби імітування ЕПР в радіолокаційному діапазоні довжин хвиль, оснащені реактивними двигунами і є високошвидкісними літаками з максимальною швидкістю польоту 600...900 км/год, здатними імітувати тактичні бойові літаки та крилаті ракети.

У роботах [11-13] зазначено, що кутові імітатори ЕПР засобів повітряного нападу противника є одними із найпоширеніших типів ширококутних відбивачів. Величина ЕПР кутових імітаторів визначається напрямом падіння хвилі опромінення, розмірами та формою граней відбивача, матеріалу, з якого він виготовлений. Переваги кутових імітаторів полягають у простоті конструкції, технологічності при виготовленні, високій механічній жорсткості, але вони не завжди забезпечують необхідні значення ЕПР сучасних повітряних цілей у широких діапазонах ракурсів опромінення при порівняно малих фізичних розмірах.

Авторами робіт [14, 15] наведені результати порівняльного аналізу засобів імітації ЕПР повітряних цілей на основі кутових відбивачів, самофокусуємих антенних решіток, лінз Люнеберга (ЛЛ) та двоточкового імітатора з жорсткою зв'язкою. Зазначено, що, за умов однакових розмірів і частот, імітатори на основі кутових відбивачів за ефективністю імітації ЕПР сучасних повітряних цілей у радіолокаційному діапазоні довжин хвиль дещо поступаються імітаторам на базі ЛЛ.

Таким чином, проведений аналіз літературних джерел щодо проблем створення та використання пасивних імітаторів повітряних цілей показав, що питанням оцінювання параметрів різних кутових імітаторів при створенні ПМ засобів повітряного нападу із заданою ЕПР приділено недостатньо уваги. Це вказує на необхідність подальших досліджень методів та способів оцінювання їхніх параметрів для імітації заданих повітряних цілей.

Мета дослідження полягає у розробці моделі оцінювання параметрів пасивних кутових імітаторів ЕПР повітряних цілей.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- провести теоретичні дослідження ефективності застосування кутових імітаторів повітряних цілей, їх переваг та недоліків;
- розробити модель оцінювання параметрів

кутових імітаторів повітряних цілей на основі вхідних даних про ЕПР цілі та частоту електромагнітної хвилі опромінення.

Виклад основного матеріалу. ПМ використовуються для імітації реально існуючих сучасних засобів повітряного нападу противника, а також хибних цілей при веденні бойових дій. Зазвичай, ПМ є літальним засобом, який може мати вигляд різних літальних апаратів, зокрема, звичайних безпілотних літальних апаратів (БПЛА).

Серед основних вимог до сучасних та перспективних ПМ перш за все виділяють досить малі габаритні розміри мішеней, відносна простота побудови та виготовлення, дешевизна [7, 16].

Основу мішеневих безпілотних літальних апаратів складають засоби імітування повітряних цілей різних типів у радіолокаційному діапазоні довжин хвиль надвисоких частот. Найбільш поширені пасивні імітаторами ЕПР повітряних цілей – це кутові імітатори (трикутні, квадратні, колові та біконічні) [11, 14, 16].

Кутові імітатори є жорсткою конструкцією, яка складається із двох або більше взаємно перпендикулярних ідеально провідних граней, механічно і електрично зв'язаних між собою. Розміри кутових імітаторів значно перевищують довжину електромагнітної хвилі опромінення. Основна їх перевага полягає в тому, що значна частина електромагнітної енергії, яка падає на них з будь-якого напрямку в межах внутрішнього кута, відбивається в напрямку, протилежному напрямку опромінення. Величина ЕПР кутових імітаторів залежить від розмірів і форми граней відбивача, матеріалу, з якого він виготовлений, а також від напрямку падіння хвилі опромінення.

Серед кутових імітаторів найбільшу ЕПР забезпечує квадратний імітатор, але в той же час він має найбільш вузькі індикатриси в обох площинах та менш міцну конструкцію.

Найбільш широкі моностатичні індикатриси в обох площинах забезпечують трикутні імітатори ЕПР, що і визначає їх переваги у використанні, незважаючи на відносно низьке максимальне моностатичне значення ЕПР.

Максимальне моностатичне значення ЕПР кутового імітатора трикутного типу [11, 14] визначається за формулою:

$$S_1 = \frac{4\pi \cdot a^4 \cdot f^2}{3c^2}, \quad (1)$$

де S_1 – моностатична ЕПР кутового імітатора трикутного типу;

a – розмір грані;

f – частота електромагнітної хвилі опромінення;

c – швидкість світла.

Залежність величини ЕПР кутового імітатора трикутного типу для різних розмірів грані наведена на рис. 1.

Аналіз графіка (рис.1) показує, що при збільшенні розміру грані та частоти радіохвилі

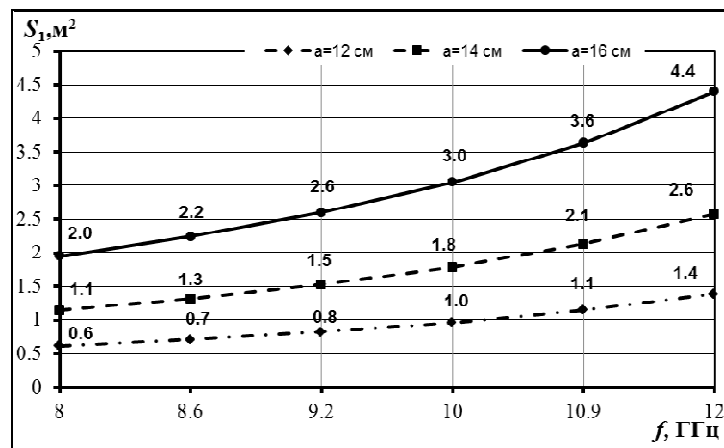


Рисунок 1 – Залежність ЕПР кутового імітатора трикутного типу від частоти хвилі опромінення для різних розмірів грані

Максимальне моностатичне значення ЕПР кутового імітатора квадратного типу [11,14] визначається за формулою:

$$S_2 = \frac{12\pi \cdot a^4 \cdot f^2}{c^2}, \quad (2)$$

де S_2 – моностатична ЕПР кутового імітатора квадратного типу; a – розмір грані.

Залежність ЕПР кутового імітатора квадратного типу від частоти хвилі опромінення для різних розмірів грані наведена на рис. 2.

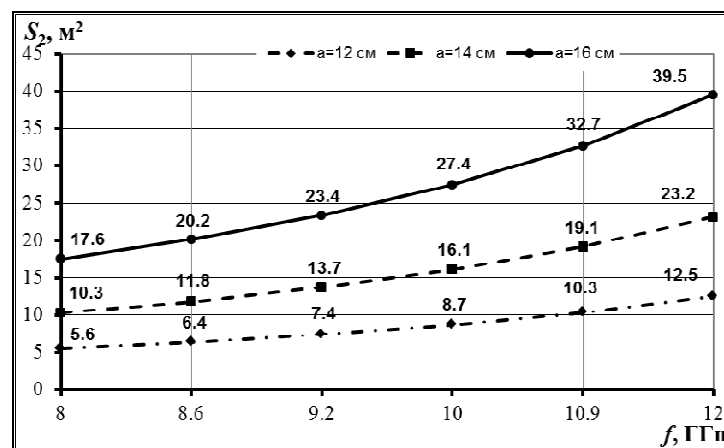


Рисунок 2 – Залежність ЕПР кутового імітатора квадратного типу від частоти хвилі опромінення для різних розмірів грані

Аналіз графіка (рис. 2) показує, що для заданого розміру грані максимальне значення ЕПР кутового імітатора квадратного типу із збільшенням частоти хвилі опромінення збільшується. Значення ЕПР кутового імітатора квадратного типу значно перевищують відповідні значення для трикутних імітаторів.

Максимальне моностатичне значення ЕПР кутового імітатора колового типу [14] визначається за формулою:

$$S_3 = \frac{16\pi \cdot a^4 \cdot f^2}{3c^2}, \quad (3)$$

де S_3 – моностатична ЕПР кутового імітатора колового типу; a – радіус грані.

Залежність ЕПР кутового імітатора колового

типу від частоти хвилі опромінення для різних радіусів грані наведена на рис. 3.

Аналіз графіка (рис. 3) показує, що для заданої частоти радіохвилі опромінення ЕПР відповідно із збільшенням радіусу грані імітатора збільшується. Це означає, що при заданій частоті радіохвилі опромінення добитися необхідної ЕПР можна шляхом зміни радіусу грані кутового імітатора колового типу. ЕПР кутового імітатора колового типу перевищує відповідні значення для імітатора трикутного типу, але значно менше, ніж для імітатора квадратного типу.

Біконічні імітатори ЕПР також належать до різновиду кутових імітаторів ЕПР і є подвійним конусом. Такий імітатор має рівномірну колову діаграму вторинного випромінювання. ЕПР біконічного імітатора при площині поляризації поля

електромагнітної хвилі, яка паралельна повздовжній осі подвійного конуса, аналогічна ЕПР циліндра з радіусом $R_{cp} = \frac{R_{max} + R_{min}}{2} = a$ та висотою h . Він досить просто виготовляється, має широку

індикатрису розсіювання. Крім того, перевага біконічного імітатора ЕПР полягає в тому, що він володіє однаковою ЕПР на горизонтальній, вертикальній, круговій та похилій поляризації під кутами $\pm 45^\circ$ при ортогональному прийомі.

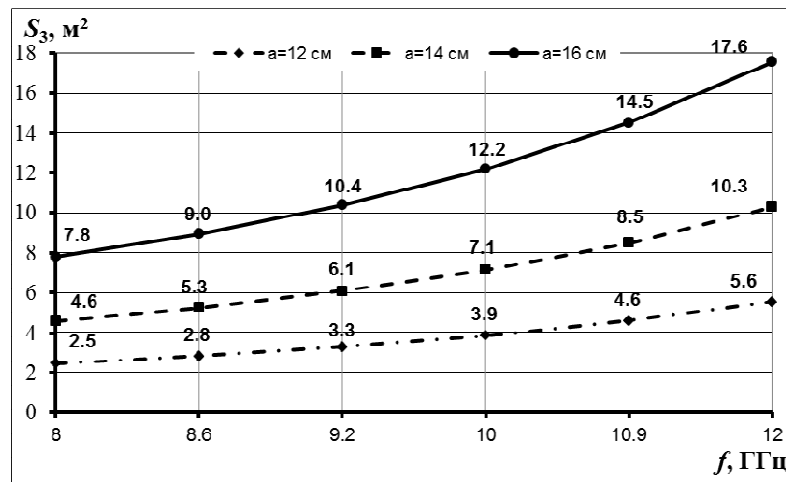


Рисунок 3 – Залежність ЕПР кутового імітатора колового типу від частоти хвилі опромінення для різних радіусів грані

Максимальне моностатичне значення ЕПР біконічного імітатора [11, 14] визначається за формулою:

$$S_4 = \frac{2\pi \cdot R_{cp}^2 \cdot h^2 \cdot f^2}{c^2}, \quad (4)$$

де S_4 – моностатична ЕПР біконічного імітатора;

R_{cp} – середній радіус конуса;

h – висота.

Залежність ЕПР біконічного імітатора від частоти хвилі опромінення для різних середніх радіусів при висоті $h = R_{cp}$ см конуса наведена на рис. 4.

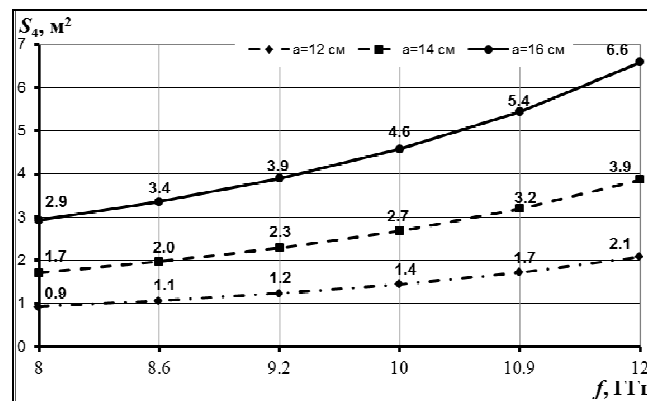


Рисунок 4 – Залежність ЕПР біконічного імітатора від частоти хвилі опромінення для різних середніх радіусів конуса

Аналіз графіка (рис. 4) показує, що для заданої частоти радіохвилі опромінення ЕПР відповідно зі збільшенням середнього радіуса конуса ЕПР біконічного імітатора збільшується. Це означає, що при заданій частоті радіохвилі опромінення добитися необхідної ЕПР можна шляхом зміни радіуса або висоти біконічного імітатора. ЕПР кутового імітатора біконічного типу перевищує відповідні значення для трикутного типу, але значно менше відповідних значення для імітаторів колового та квадратного типів.

Проведені дослідження ефективності застосування кутових імітаторів повітряних цілей показали, що за умов однакових розмірів та частоти хвилі опромінення, найбільшу ЕПР забезпечує ку-

товий імітатор квадратного типу, а найменшу – кутовий імітатор трикутного типу.

При створенні ПМ із заданими значеннями ЕПР виникає задача розрахунку параметрів кутових імітаторів та обрання найбільш оптимального варіанту. Розглянемо задачу створення ПМ, які використовують кутові відбивачі, що імітують повітряну ціль із ЕПР $S_{ц}$ на частоті опромінення. Для цього необхідно оцінити параметри кутових імітаторів ЕПР повітряної цілі. Під параметрами будемо розуміти для імітаторів трикутного та квадратного типу – розмір грані, для імітаторів колового типу – радіус грані, для імітаторів біконічного типу – середній радіус, мінімальний та максимальний радіуси, висота

конуса.

Для кутового імітатора трикутного типу у відповідності до виразу (1) при $S_1 = S_u$ після перетворень одержимо розмір грані даного імітатора:

$$a = 4 \sqrt{\frac{3S_u \cdot c^2}{4\pi \cdot f^2}}, \quad (5)$$

де S_u – ЕПР повітряної цілі.

Для кутового імітатора квадратного типу у відповідності до виразу (2) при $S_1 = S_u$ після перетворень одержимо розмір грані даного імітатора:

$$a = 4 \sqrt{\frac{S_u \cdot c^2}{12\pi \cdot f^2}}. \quad (6)$$

Для кутового імітатора колового типу у відповідності до виразу (3) при $S_1 = S_u$ після перетворень одержимо розмір (радіус) грані даного імітатора:

$$a = 4 \sqrt{\frac{3S_u \cdot c^2}{16\pi \cdot f^2}}. \quad (7)$$

Будемо вважати, що для кутового імітатора біконічного типу значення середнього радіусу та висоти конуса рівні між собою ($R_{cp} = h = a$). Тоді у відповідності до виразу (4) при $S_4 = S_u$ після перетворень одержимо:

$$a = 4 \sqrt{\frac{S_u \cdot c^2}{2\pi \cdot f^2}}. \quad (8)$$

Припустимо, що $R_{max} = k \cdot R_{min}$, тоді:

$$R_{cp} = \frac{R_{max} + R_{min}}{2} = \frac{R_{min} \cdot (k+1)}{2} = a. \quad (9)$$

З виразу (9) слідує, що:

$$R_{min} = \frac{2a}{k+1}, \quad R_{max} = k \cdot R_{min} = \frac{2k \cdot a}{k+1}. \quad (10)$$

Таким чином, у цьому випадку будемо мати:

$$h = a = 4 \sqrt{\frac{S_u \cdot c^2}{2\pi \cdot f^2}}, \quad (11)$$

$$R_{min} = \left(\frac{2}{k+1} \right) \cdot 4 \sqrt{\frac{S_u \cdot c^2}{2\pi \cdot f^2}}, \quad (12)$$

$$R_{max} = \left(\frac{2k}{k+1} \right) \cdot 4 \sqrt{\frac{S_u \cdot c^2}{2\pi \cdot f^2}}, \quad (13)$$

На основі отриманих даних розроблена модель оцінювання параметрів кутових імітаторів ЕПР повітряних цілей на основі вхідних даних про ЕПР цілі та частоту електромагнітної хвилі опро-

мінення. Структура моделі представлена на рис. 5.

Вона включає об'єднані в єдине ціле логічно та інформаційно зв'язані між собою за призначенням, задачами, що розв'язуються, вхідними і вихідними даними модулі.

Модуль 1 містить вхідні дані для створення кутових імітаторів ЕПР повітряних цілей, а саме ЕПР цілі для імітації та частота радіохвилі опромінення кутових імітаторів.

Модуль 2 призначений для оцінювання розміру грані трикутного імітатора повітряних цілей у відповідності до виразу (5).

Модуль 3 призначений для оцінювання розміру грані квадратного імітатора повітряних цілей у відповідності до виразу (6).

Модуль 4 призначений для оцінювання радіусу колового імітатора повітряних цілей у відповідності до виразу (7).

Дані для проведення розрахунків у модулях 2, 3, 4 надходять від модуля 1.

Модуль 5 призначений для оцінювання середнього радіусу та висоти біконічного імітатора повітряних цілей у відповідності до виразами (9) та (11).

Модуль 6 призначений для оцінювання мінімального радіусу біконічного імітатора повітряних цілей у відповідності до виразу (12).

Модуль 7 призначений для оцінювання максимального радіусу біконічного імітатора повітряних цілей у відповідності до виразу (13).

Дані для проведення розрахунків у модулях 5–7 також надходять від модуля 1.

Модуль 8 призначений для узагальнення даних проведених розрахунків та обрання оптимального варіанту створення кутових імітаторів ЕПР повітряних цілей.

Проведемо моделювання параметрів кутових імітаторів ЕПР повітряних цілей для конкретних засобів повітряного нападу та радіолокаційних станцій виявлення цілей. Для бойового розрахунку РЛС проводяться тренування по ПМ, які імітують багатоцільовий винищувач F-16 ($S_u = 4 \text{ м}^2$) за допомогою кутових імітаторів ЕПР повітряних цілей. РЛС працює в сантиметровому діапазоні хвиль 2,5-2,6 см (діапазон частот 11,54-12 ГГц). Оцінимо параметри кутових імітаторів ЕПР для даної повітряної цілі та діапазону частот роботи радіолокаційної станції.

Оцінювання параметрів кутових імітаторів ЕПР повітряної цілі типу багатоцільового винищувача F-16 здійснюється у відповідності з розробленою моделлю (рис. 5). При оцінці мінімального та максимального радіусів біконічного імітатора заданої повітряної цілі будемо вважати $k = 2$.

Узагальнені дані моделювання для створення кутових імітаторів різних типів ЕПР повітряної цілі наведені на рис. 6.

Аналіз отриманих результатів показав, що параметри кутових імітаторів в заданому діапазоні частот практично не змінюються. Розмір грані трикутного імітатора для заданих частот знаходиться в діапазоні 15,63-15,94 см; розмір грані

квадратного імітатора для заданих частот знаходиться в діапазоні 9,03-9,2 см; радіус колового імітатора для заданих частот знаходиться в діапазоні 11,05-11,27 см (рис. 6, а). Для біконічного імі-

татора для заданих частот відповідно мінімальний радіус знаходиться в діапазоні 9,4-9,6 см, максимальний радіус – в діапазоні 18,8-19,2, середній радіус та висота – в діапазоні 14,2-14,4 (рис.6, б).

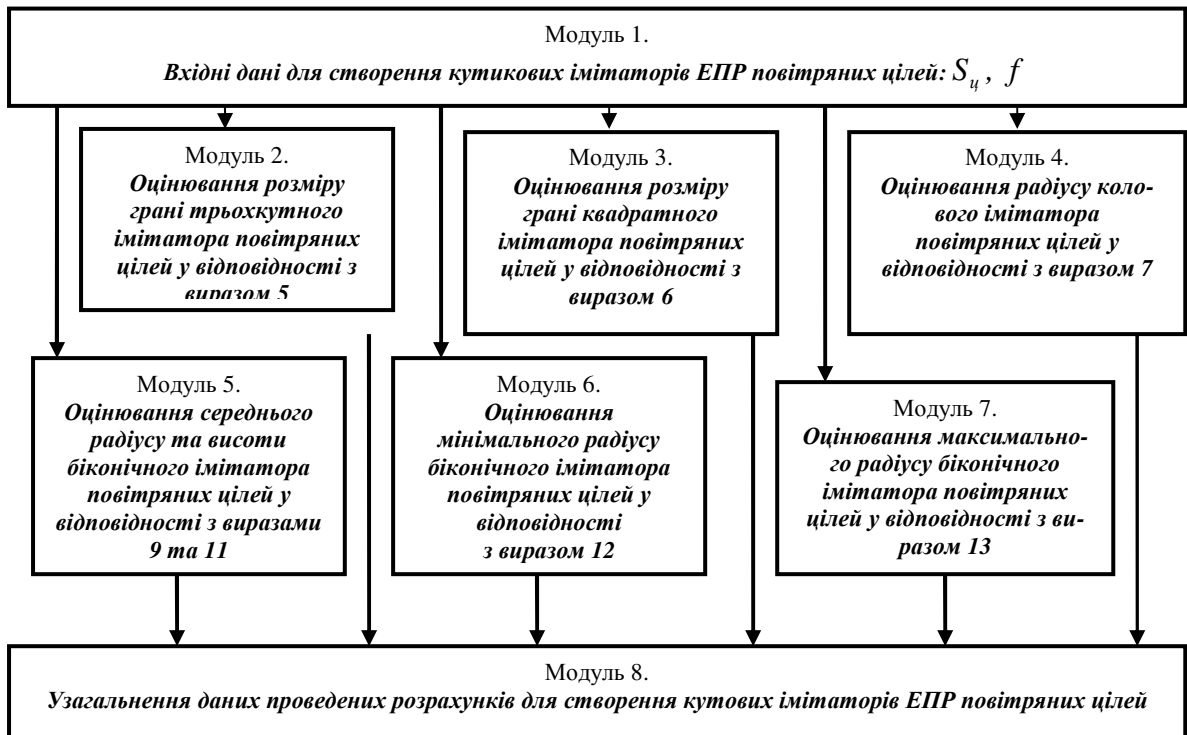


Рисунок 5 – Модель оцінювання параметрів кутикових імітаторів ЕПР повітряних цілей

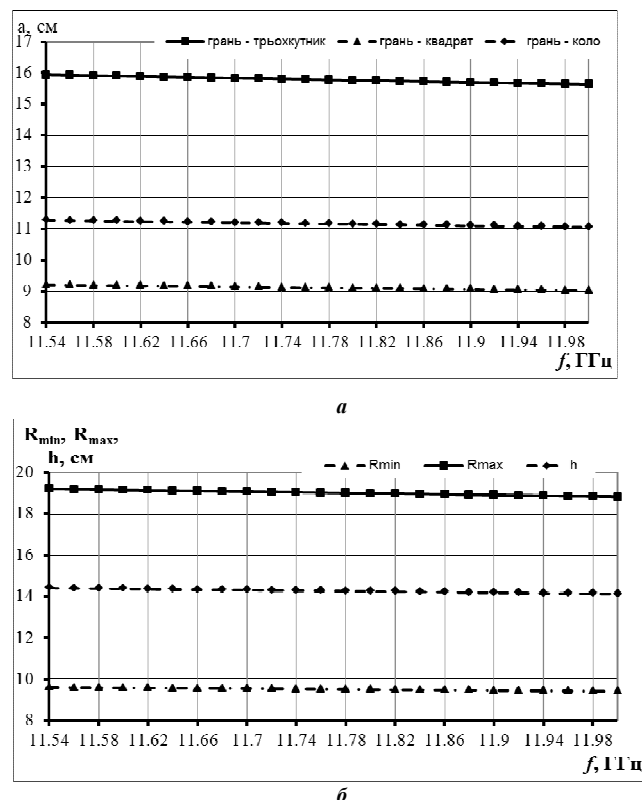


Рисунок 6 – Результати моделювання параметрів кутикових імітаторів різних типів для імітування повітряної цілі типу багатоцільового винищувача F-16:

а – параметри трикутного, квадратного та колового імітатора; б – параметри біконічного імітатора

Для гарантованого забезпечення імітації ба- багатоцільового винищувача F-16 з ЕПР не нижче

4 м² в заданому діапазоні частот розмір грані трикутного імітатора необхідно вибрати 15,94 см, квадратного – 9,2 см, радіус колового імітатора – 11,37 см, для біконічного імітатора мінімальний радіус буде складати 9,6 см, максимальний радіус – 19,2 см, середній радіус та висота – 14,4 см.

Результати проведених досліджень показали, що за однакових умов застосування найбільш ефективним для імітації запропонованої цілі в даному діапазоні частот з точки зору розмірів є кутовий імітатор квадратного типу, а найменш ефективний – кутовий імітатор трикутного типу.

Але вибір того чи іншого типу кутового імітатора визначається не тільки його розмірами для забезпечення імітації заданих повітряних цілей, вагою та відбивними “властивостями”, а також конструктивними особливостями, шириною моностатичних індикатрис в обох площинах, формою та конструктивними особливостями носіїв імітаторів засобів повітряного нападу (як правило БПЛА).

Таким чином, модель оцінювання параметрів кутових імітаторів повітряних цілей дозволяє проводити розрахунки їх параметрів на основі вхідних даних про ЕПР цілі та частоту електромагнітної хвилі опромінення.

Висновки

1. Важливим елементом цільового спорядження сучасних та перспективних мішеневих БПЛА є засоби імітування ефективної площі розсіювання повітряних цілей різних типів у радіолокаційному діапазоні довжин хвиль надвисоких частот. Найбільш поширеними імітаторами повітряних цілей є кутові імітатори трьохкутного, квадратного, колового та біконічного типу.

Проведені дослідження показали, що серед кутових імітаторів повітряних цілей найбільшу ЕПР забезпечує квадратний імітатор, але в той же час він має найбільш вузькі індикатрис в обох площинах та менш міцну конструкцію. Найбільш широкі моностатичні індикатрис в обох площинах забезпечують трьохкутні імітатори повітряних цілей, що і визначає їх переваги у використанні, незважаючи на відносно низьке значення ЕПР. У порівнянні з іншими кутові імітатори прості по конструкції, технологічні при виготовленні, мають високу механічну жорсткість, забезпечують постійне значення ЕПР у широких діапазонах ракурсів опромінення при порівняно малих фізичних розмірах.

2. Розроблена модель оцінювання параметрів кутових імітаторів ЕПР повітряних цілей. Вона включає об'єднані в єдине ціле логічно та інформаційно зв'язані між собою за призначенням, задачами, що розв'язуються, вхідними і вихідними даними модулі. Використання моделі дозволяє проводити розрахунки параметрів кутових імітаторів ЕПР повітряних цілей при створенні різних ПМ засобів повітряного нападу на основі даних про ЕПР цілі та частоту електромагнітної хвилі опромінення.

Результати проведених досліджень показали, що за однакових умов застосування найбільш ефективним для імітації повітряних цілей в даному діапазоні частот з точки зору розмірів є кутовий імітатор квадратного типу, а найменш ефек-

тивний – кутовий імітатор трикутного типу. Вибір того чи іншого типу кутового імітатора визначається не тільки його розмірами для забезпечення імітації заданих повітряних цілей, вагою та відбивними “властивостями”, а також конструктивними особливостями, шириною моностатичних індикатрис в обох площинах, формою та конструктивними особливостями носіїв імітаторів засобів повітряного нападу.

Подальші дослідження в цьому напрямку доцільно спрямувати на пошук можливості збільшення номенклатури повітряних цілей для імітації їх ЕПР за допомогою кутових імітаторів.

Список літератури

1. AIR TARGET. Power of Precision. *Military System & Technology*. URL: <https://www.militarysystems-tech.com/suppliers/modern-leading-edge-acoustical-scoring-systems-quality-practice-and-performance/air-target> (дата звернення: 10.12.2025).
2. Military Unmanned Systems. Annual Handbook, ISSUE 29, 2021. *Shephard*. 392 с.
3. Daly M. *IHS Jane's All the Worlds Aircraft: Unmanned 2012/2013*. Janes Information Group, 2012. 358 с.
4. Гомзин А.В., Михайлов С.А., Гуш Д.С. Оценка состояния и развития воздушных мишеней для испытания современных и перспективных комплексов вооружения. *Авиационная техника*. 2008. №4. С. 3-6.
5. Sukharevsky O., Gorelyshev S. Passing the ultra-wideband signal in layered-uniform half-space with the parameters of the ground. *Journal Electromagnetic Waves and Application*. 1997. Vol. 11 (8). P. 1091–1102.
6. Сухаревський О.І., Василець В.О., Ряполов І.С., Ряполов Є.І. Оцінка використання кутових відбивачів для імітації літаків тактичної авіації. *Наука і техніка Повітряних Сил Збройних Сил України*. 2018. №2(31). С. 73–78.
7. Богославец С.О., Науменко Б.Ю., Лужбина О.Б. Технічний обрис повітряної мішені в інтересах Повітряних Сил Збройних Сил України. *Збірник наукових праць Державного науково-дослідного інституту авіації*. 2022. Вип. №18 (25). С. 14–19.
8. Іванець Г.В., Іванець М.Г., Шевченко А.Ф., Наконечний О.А., Ставицький О.М. Аналіз особливостей побудови та бойового застосування противником хибних повітряних цілей – безпілотних літальних апаратів з відбивачами на основі лінз Люнеберга. *Науково-технічний журнал «Випробування та сертифікація»*. Черкаси: Державний науково-дослідний інститут випробувань і сертифікації озброєння та військової техніки, 2025. № 3(9). С. 58-64. <https://doi.org/10.37701/ts.09.2025.07>
9. Богославец С.О., Тешенко П.М. Тенденції розвитку високошвидкісних безпілотних літаків у світі та в Україні. *Збірник наукових праць Державного науково-дослідного інституту авіації*. 2019. №15. С. 55–61.
10. Military Unmanned Systems. Annual Handbook, ISSUE 26. *Shephard*, April 2018. 368 с.
11. Ivanets H., Voinov V., Khrol L., Kyrychenko M., Vasylieva O. Comparative analysis of airborne targets radar cross-section comet and lens simulators advantages and disadvantages. *Наука і техніка Повітряних Сил Збройних Сил України*. 2025. № 2 (59). С. 96-102. <https://doi.org/10.30748/nitps.2025.59.11>
12. Baldauf J., Lee S.-W., Lin L., Jeng S.-K., Scarborough S. M., Yu C. L. High frequency scattering from trihedral corner reflectors and other benchmark targets: SBR versus experiment. *IEEE Transactions on Antennas and Propagation*. 1991. Vol. 39 (9). P. 1345–1351. doi:10.1109/8.99043
13. Zaker R., Sadeghzadeh A. Passive techniques for target radar cross section reduction: A comprehensive review. *International Journal of RF and Microwave Computer-Aided Engineering*. 2020. Vol. 30 (8). e22411. doi:10.1002/mmce.22411
14. Іванець Г.В., Іванець М.Г., Сапон В.І., Живець Ю.М., Ставицький О.М., Галузінський А.Г., Синицький Л.М. Дослідження ефективності застосування кутових та лінзових імітаторів сучасних повітряних цілей. *Науково-технічний журнал «Випробування та сертифікація»*. Черкаси: ДНДІ ВС ОБТ, 2025. № 2(8). С. 82-91. doi:10.37701/ts.08.2025.09

15. Волинець В.Л., Мамонова Н.Л., Нельсон О.В. Порівняльний аналіз пасивних засобів імітування ефективної площі розсіювання повітряних цілей. *Збірник наукових праць Державного науково-дослідного інституту авіації*. 2014. Вип. №10 (17). С. 66–71.
16. Богославец С.О., Вовченко О.В. Результаты обгрунтування вимог до повітряних мішеневих комплексів. *Збірник наукових праць Державного науково-дослідного інституту авіації*. 2015. №11(18). С. 30–35.

References (transliterated)

1. AIR TARGET. Power of Precision. *Military System & Technology*. Available at: <https://www.militarysystems-tech.com/suppliers/modern-leading-edge-acoustical-scoring-systems-quality-practice-and-performance/air-target> (accessed 10.12.2025).
2. Military Unmanned Systems. Annual Handbook, ISSUE 29, 2021. *Shephard*, 392 p.
3. Daly M. IHS Jane's All the Worlds Aircraft: Unmanned 2012/2013. Janes Information Group, 2012, 358 p.
4. Gomzin A. V., Mihajlov S. A., Gushh D. S. Ocenka sostojanija i razvittija vozdušnyh mishenej dlja ispytanija sovremennyh i perspektivnyh kompleksov voruzhenija [Assessment of the state and development of aerial targets for testing modern and perspective weapon systems]. *Aviacionnaja tehnika*, 2008, no. 4, pp. 3-6.
5. Sukharevsky O., Gorelyshev S. Passing the ultra-wideband signal in layered-uniform half-space with the parameters of the ground. *Journal of Electromagnetic Waves and Application*, 1997, Vol. 11, no. 8, pp. 1091–1102.
6. Sukharevsky O. I., Vasylets V. O., Ryapolov I. Ye., Ryapolov Ye. I. Otsinka vykorystannya kutovykh vidbyvachiv dlya imitatsiy litakiv taktychnoy aviatsiyi [Estimation of the use of corner reflectors for imitation of tactical aviation aircraft]. *Nauka i tehnika Povitryanykh Syl Zbrojnykh Syl Ukrainy*, 2018, no. 2(31), pp. 73–78.
7. Bogoslavets S. O., Naumenko B. Yu., Luzhbina O. B. Tekhnichnyy obrys povitryanoi misheni v interesakh Povitryanykh Syl Zbrojnykh Syl Ukrainy [Technical outline of an aerial target in the interests of the Air Force of the Armed Forces of Ukraine]. *Zbirnyk naukovykh prats Derzhavnoho naukovo-doslidnoho instytutu aviatsiyi*, 2022, no. 18 (25), pp. 14–19.
8. Ivanets G. V., Ivanets M. G., Shevchenko A. F., Nakonechnyj O. A., Stavyskyj O. M. Analiz osoblyvostej pobudovy ta bojovogo zastosuvannya protyvykom hybnykh povitryanykh cilej – bezpilotnykh litalnykh aparativ z vidbyvachamy na osnovi linz Lyuneberha [Analysis of the features of construction and combat use of false aerial targets by the enemy – unmanned aerial vehicles with Luneburg lens reflectors]. *Naukovo-tehnichnyj zhurnal «Vyprovuvannya ta sertyfikatsiya»*, Cherkasy,
- Derzhavnyj naukovo-doslidnyj instytut vyprovuvan i sertyfikatsiyi ozbrojennya ta vijskovoji tekhniki, 2025, no. 3(9), pp. 58–64, doi:10.37701/ts.09.2025.07.
9. Bogoslavets S. O., Teshenko P. M. Tendentsiyi rozvytku vysokoshvydkisnykh bezpilotnykh litakiv u sviti ta v Ukraini [Trends in the development of high-speed unmanned aircraft in the world and in Ukraine]. *Zbirnyk naukovykh prats Derzhavnoho naukovo-doslidnoho instytutu aviatsiyi*, 2019, no. 15, pp. 55–61.
10. Military Unmanned Systems. Annual Handbook, ISSUE 26. *Shephard*, April 2018, 368 p.
11. Ivanets H., Voinov V., Khrol L., Kyrychenko M., Vasylieva O. Comparative analysis of airborne targets radar cross-section corner and lens simulators advantages and disadvantages. *Nauka i tehnika Povitryanykh Syl Zbrojnykh Syl Ukrainy*, 2025, no. 2 (59), pp. 96–102, doi:10.30748/nitps.2025.59.11.
12. Baldauf J., Lee S.-W., Lin L., Jeng S.-K., Scarborough S. M., Yu C. L. High frequency scattering from trihedral corner reflectors and other benchmark targets: SBR versus experiment. *IEEE Transactions on Antennas and Propagation*, 1991, Vol. 39, no. 9, pp. 1345–1351, doi:10.1109/8.99043.
13. Zaker R., Sadeghzadeh A. Passive techniques for target radar cross section reduction: A comprehensive review. *International Journal of RF and Microwave Computer-Aided Engineering*, 2020, Vol. 30, no. 8, e22411, doi:10.1002/mmce.22411.
14. Ivanets G. V., Ivanets M. G., Sapon V. I., Zhyvets Yu. M., Stavyskyj O. M., Haluzinskyj A. H., Synyskyj L. M. Doslidzhennya efektyvnosti zastosuvannya kutovykh ta linzovykh imitatoriv suchasnykh povitryanykh cilej [Research of the effectiveness of corner and lens simulators of modern aerial targets]. *Naukovo-tehnichnyj zhurnal «Vyprovuvannya ta sertyfikatsiya»*, Cherkasy, DNDI VS OVT, 2025, no. 2(8), pp. 82–91, doi:10.37701/ts.08.2025.09.
15. Volynets V. L., Mamonova N. L., Nelson O. V. Porivnyalnyy analiz pasyvnykh zasobiv imituvannya efektyvnoyi ploshchi rozsiyuvannya povitryanykh cilej [Comparative analysis of passive means of simulating the effective scattering area of aerial targets]. *Zbirnyk naukovykh prats Derzhavnoho naukovo-doslidnoho instytutu aviatsiyi*, 2014, no. 10 (17), pp. 66–71.
16. Bogoslavets S. O., Vovchenko O. V. Rezultaty obgruntuвання vymoht do povitryanykh mishenevykh kompleksiv [Results of substantiation of requirements for aerial target complexes]. *Zbirnyk naukovykh prats Derzhavnoho naukovo-doslidnoho instytutu aviatsiyi*, 2015, no. 11(18), pp. 30–35.

Надійшла (received) 20.12.2025
Стаття прийнята до друку 20.04.2026
Опублікована 28.04.2026

Відомості про авторів / About the Authors

Іванець Григорій Володимирович / Ivanets Grigoriy – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний університет Повітряних Сил імені Івана Кожедуба, провідний науковий співробітник науково-дослідної лабораторії факультету протиповітряної оборони Сухопутних військ; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4906-5265>; e-mail: iva_gri@ukr.net.

Горєлишев Станіслав Анатолійович / Horielyshev Stanislav – кандидат технічних наук, доцент, Національна академія Національної гвардії України, провідний науковий співробітник науково-дослідної лабораторії забезпечення службово-бойової діяльності Національної гвардії України; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-1689-0901>; e-mail: port_6633@ukr.net.

Іванець Михайло Гризорович / Ivanets Mihail – кандидат технічних наук, старший дослідник, Державний науково-дослідний інститут випробувань і сертифікації озброєння та військової техніки, провідний науковий співробітник – провідний інженер-випробувач, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3106-7633>; e-mail: miwgan81@gmail.com

Кравченко Сергій Опанасович / Kravchenko Serhii – кандидат військових наук, доцент, доцент кафедри Сухопутних військ Національного університету оборони України; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8188-3113>; e-mail: serg.kravchenko49@gmail.com.

Наконечний Олександр Анатолійович / Aleksandr Nakonechniy – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний університет Повітряних Сил імені Івана Кожедуба, професор кафедри озброєння військ ППО СВ, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9659-9681>; e-mail: nakon61@gmail.com.

Ставицький Олег Миколайович / Stavyskiy Oleg – кандидат технічних наук, доцент, начальник науково-дослідної лабораторії факультету протиповітряної оборони Сухопутних військ Харківського національного університету Повітряних Сил ім. Івана Кожедуба, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0005-6442-5002>; e-mail: oleqstavis@gmail.com

С. С. КРАВЧЕНКО, Б. С. ЧУЧУМЕНКО

БАГАТОФАКТОРНИЙ АНАЛІЗ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ АВТОМОБІЛІВ З РІЗНИМ ТИПОМ СИЛОВОГО ПРИВОДУ

У статті розглянуто особливості автомобілів із бензиновими, дизельними, гібридними та електричними силовими установками в контексті сучасних вимог до енергоефективності, економічності та екологічної безпеки. Акцентовано увагу на тому, що порівняльна оцінка різних типів приводів має здійснюватися комплексно, з урахуванням не лише технічних характеристик транспортних засобів, а й витрат на експлуатацію та рівня викидів діоксиду вуглецю. Показано, що найбільш обґрунтованим підходом до такого аналізу є порівняння автомобілів у межах однієї моделі, що дає змогу мінімізувати вплив конструктивних і експлуатаційних відмінностей. Для дослідження обрано модель Volkswagen Golf, яка представлена модифікаціями з різними типами силових установок. Проаналізовано експлуатаційні витрати досліджуваних модифікацій з урахуванням вартості бензину, дизельного палива та електроенергії, а також середніх показників енергоспоживання. Підтверджено, що за прийнятих умов найменшу вартість пробігу одного кілометра має гібридна версія автомобіля, для якої цей показник становить 3,2 грн/км. Акцентовано увагу на тому, що економічна ефективність експлуатації транспортного засобу визначається не лише типом силової установки, а й вартістю відповідного енергоносія та умовами використання автомобіля. Окремо проаналізовано екологічний аспект застосування різних типів приводів. Розглянуто не лише прямі викиди діоксиду вуглецю під час руху автомобіля, а й непрямі викиди, пов'язані з виробництвом електроенергії для заряджання акумуляторної батареї електричного транспортного засобу. Показано, що за середньосвітового рівня викидів при генерації електроенергії питомі викиди для електричної версії досліджуваної моделі становлять 113,75 г/км, що є дещо нижчим за показники бензинової та дизельної модифікацій. Підтверджено, що найнижчий рівень викидів серед розглянутих варіантів має гібридна версія автомобіля. Зроблено висновок, що найбільш збалансованим рішенням за сукупністю економічних та екологічних показників є гібридний силовий привід, тоді як переваги електричного транспорту істотно залежать від структури виробництва електроенергії.

Ключові слова: силова установка; двигун внутрішнього згоряння; гібридний автомобіль; електричний автомобіль; експлуатаційні витрати; діоксид вуглецю; екологічна безпека

S. S. KRAVCHENKO, B. S. CHUCHUMENKO

MULTIFACTOR ANALYSIS OF OPERATIONAL PERFORMANCE INDICATORS OF VEHICLES WITH DIFFERENT TYPES OF POWERTRAINS

The article examines the operational features of vehicles equipped with gasoline, diesel, hybrid, and electric powertrains in the context of current requirements for energy efficiency, cost-effectiveness, and environmental safety. Attention is focused on the fact that the comparative assessment of different powertrain types should be carried out comprehensively, taking into account not only the technical characteristics of vehicles, but also operating costs and carbon dioxide emissions. It is shown that the most reasonable approach to such an analysis is to compare vehicles within the same model, which makes it possible to minimize the influence of design and operational differences. The Volkswagen Golf model was selected for the study, as it is represented by modifications with different types of powertrains. The operating costs of the studied modifications were analyzed with consideration of the prices of gasoline, diesel fuel, and electricity, as well as average energy consumption indicators. It is confirmed that, under the accepted conditions, the hybrid version of the vehicle has the lowest cost per kilometer, amounting to 3.2 UAH per kilometer. It is shown that for the diesel modification the cost per kilometer is 4.45 UAH, for the electric version 4.8 UAH, and for the gasoline version 5.6 UAH. It is emphasized that the economic efficiency of vehicle operation is determined not only by the type of powertrain, but also by the cost of the corresponding energy carrier and the conditions of vehicle use. The environmental aspect of applying different powertrain types was analyzed separately. Not only direct carbon dioxide emissions during vehicle operation were considered, but also indirect emissions associated with electricity generation for charging the battery of an electric vehicle. It is shown that, under the average global carbon intensity of electricity generation, the specific emissions of the electric version of the studied model amount to 113.75 g/km, which is slightly lower than the indicators of the gasoline and diesel modifications. It is confirmed that the lowest emission level among the considered options is demonstrated by the hybrid version of the vehicle. It is concluded that the most balanced solution in terms of combined economic and environmental indicators is the hybrid powertrain, while the advantages of electric transport significantly depend on the structure of electricity generation.

Keywords: powertrain; internal combustion engine; hybrid vehicle; electric vehicle; operating costs; carbon dioxide; environmental safety

Вступ. Автомобільний транспорт є одним із ключових елементів сучасної економіки, забезпечуючи мобільність населення та функціонування логістичних систем. Водночас саме транспортна галузь належить до найбільших джерел антропогенних викидів парникових газів і токсичних речовин у атмосферу. За оцінками міжнародних енергетичних організацій, частка автомобільного транспорту у загальному обсязі викидів CO₂ становить суттєву величину, що обумовлює необхідність впровадження ефективних заходів щодо їх скорочення [1].

У контексті глобальної декарбонізації економіки та переходу до сталого розвитку особливого значення набуває трансформація структури автомобільного парку шляхом впровадження енергоефективних і екологічно

безпечних силових установок. Посилення екологічних норм, зокрема стандартів токсичності відпрацьованих газів, а також зростання вартості викопних палив виступають ключовими драйверами розвитку альтернативних технологій у транспортному секторі.

На сучасному етапі розвитку автомобілебудування спостерігається диверсифікація типів силових установок, серед яких традиційні бензинові та дизельні двигуни внутрішнього згоряння співіснують із гібридними (HEV, PHEV) та повністю електричними (BEV) системами приводу. Кожен із зазначених типів характеризується специфічними техніко-економічни-

© С. С. Кравченко, Б. С. Чучуменко, 2026

ми та екологічними показниками, що ускладнює однозначну оцінку їх ефективності [2–3].

З позицій енергетичної ефективності двигуни внутрішнього згоряння мають обмежений коефіцієнт корисної дії, тоді як електричні силові установки характеризуються значно вищими значеннями ККД [4]. Водночас, незважаючи на відсутність локальних викидів у електромобілів, їх екологічна ефективність значною мірою залежить від структури генерації електроенергії, що потребує врахування повного життєвого циклу енергії.

Автомобілі з гібридними силовими установками займають своєрідне проміжне положення між класичними автомобілями з двигуном внутрішнього згоряння та повністю електричними транспортними засобами. Їхня ідея полягає в поєднанні сильних сторін обох типів приводів і при цьому зробити мінімальними їх недоліки, а деяких зовсім позбавитись. Саме тому автомобілі з ГСУ вважаються компромісним, але дуже вдалим рішенням, яке дозволяє досягти значної економії палива без втрати універсальності – як у місті, так і за його межами.

Однією з головних переваг ГСУ є більш розумна робота двигуна внутрішнього згоряння. У звичайному автомобілі ДВЗ змушений працювати у всіх режимах – від холостого ходу до максимального навантаження, що звичайно ж, не завжди ефективно. У гібридному автомобілі частину цих режимів бере на себе електродвигун. Завдяки цьому ДВЗ доволі рідко працює на неекономічних режимах роботи або може бути взагалі вимкнений, наприклад, під час зупинок, руху накатом або при низьких навантаженнях [5].

Для підвищення ефективності в гібридних автомобілях використовуються двигуни, що працюють за циклом Аткинсона. Вони мають кращий ККД, але поступаються крутному моменту на низьких швидкостях. Однак для гібридного автомобіля це не проблема, оскільки електродвигун компенсує цей недолік, забезпечуючи максимальний крутний момент з моменту початку руху.

Це одним важливим елементом ефективності гібридів є система рекуперації енергії. У традиційних автомобілях під час гальмування вся кінетична енергія просто перетворюється на тепло та втрачається. У гібридних системах частина цієї енергії повертається назад – електродвигун працює як генератор, заряджаючи акумулятор. Надалі ця енергія використовується для розгону, руху на низьких швидкостях або живлення допоміжних систем автомобіля.

Ця система найкраще працює в міських умовах. Часті зупинки, розгони та гальмування створюють ідеальні умови для рекуперації енергії, що дозволяє значно економити паливо та зменшувати викиди. З іншого боку, на трасі, де рух транспорту більш рівномірний, ефект рекуперації значно менший, і електропривід вже виконує допоміжну функцію [6].

Важлива також сама архітектура гібридної силової установки. Послідовна схема ГСУ дозволяє двигуну працювати в найвигідніших режимах незалежно від швидкості автомобіля – це особливо корисно для міського транспорту. Паралельна схема ГСУ, навпаки, забезпечує прямий зв'язок між двигуном і колесами, що підвищує ефективність на стабільних швидкостях. Найбільш універсальними є змішані (послідовно-паралельні) системи, здатні адаптуватися до різних умов руху [5].

Система управління відіграє не менш важливу роль. Електронна система постійно аналізує режим руху, рівень заряду акумулятора, навантаження та дії водія, щоб оптимально розподілити енергію між двигуном та електроприводом. Це дає змогу зменшити втрати та підтримувати роботу ДВЗ в найефективніших режимах.

Отже, гібридні силові установки – це продумане технічне рішення, яке дозволяє знайти баланс між економічністю, екологічністю та зручністю експлуатації. Їхні переваги найбільш очевидні в міських та змішаних умовах руху, але вони також залишаються корисними на трасі. Саме здатність ефективно працювати в різних режимах робить гібридні автомобілі одними з найперспективніших напрямків розвитку сучасного автомобільного транспорту [7].

Важливим аспектом оцінки доцільності використання різних типів транспортних засобів є економічний фактор, який включає не лише витрати на енергоресурси, але й повну вартість володіння. До її складу входять витрати на придбання транспортного засобу, технічне обслуговування, ремонт, страхування, амортизацію та інші супутні витрати. Зазначений підхід дозволяє здійснити більш об'єктивну оцінку економічної ефективності різних типів автомобілів у довгостроковій перспективі [8].

Незважаючи на значну кількість наукових досліджень у даній галузі, питання комплексного порівняння паливної економічності, екологічних характеристик та економічної доцільності автомобілів із різними силовими установками залишається актуальним. Це зумовлено динамічним розвитком технологій та зміною вартості.

Мета роботи – проведення комплексної порівняльної оцінки автомобілів із бензиновими, дизельними, гібридними та електричними силовими установками за критеріями паливної (енергетичної) економічності, рівня викидів шкідливих речовин та економічної ефективності експлуатації.

Виклад основного матеріалу. Двигуни внутрішнього згоряння, зокрема бензинові та дизельні, уже багато років залишаються основним типом приводу в автомобільному транспорті. Їхня популярність пояснюється насамперед високою енергоємністю палива, а також добре розвинутою мережею заправних станцій, що робить їх зручними для повсякденного використання.

Водночас гібридні силові установки є сучасним і більш прогресивним рішенням, оскільки поєднують у собі можливості традиційного двигуна та електромотора. Завдяки цьому вдається зменшити витрати палива й скоротити шкідливі викиди, особливо під час руху в місті, де електрична тяга є більш доцільною та ефективною.

Електричні двигуни, що працюють від акумуляторних батарей, останнім часом набувають дедалі більшого поширення. Це пов'язано зі зростанням інтересу до екологічно безпечного транспорту. Такі автомобілі відзначаються високою енергоефективністю та майже повною відсутністю шкідливих викидів під час експлуатації [9].

У цілому різноманіття сучасних силових установок свідчить про активний розвиток автомобільної галузі. Сьогодні виробники прагнуть відповідати новим вимогам ринку, де особливу роль відіграють економічність, ефективність і турбота про довкілля. Саме ці чинники дедалі частіше стають визначальними для споживачів під час вибору автомобіля.

Оскільки вибір типу силовой установки визначається не лише технічними та екологічними показниками, але й економічними чинниками, наступним етапом є проведення розрахунку експлуатаційних витрат різних видів приводів. Аналіз відповідних витрат дасть можливість встановити економічну ефективність використання бензинових, дизельних, гібридних та електричних транспортних засобів.

Для об'єктивної оцінки економічної доцільності використання автомобілів з різними типами силових установок проведено розрахунок експлуатаційних витрат в умовах України з урахуванням актуальних цін на енергоресурси.

Для забезпечення об'єктивності та коректності економічного порівняння експлуатаційних витрат доцільно виконувати розрахунки для транспортних засобів, що належать до одного класу, оскільки використання автомобілів різних сегментів може призводити до викривлення результатів через відмінності в масі, габаритах, потужності, рівні оснащення та характері експлуатації. Водночас найбільш обґрунтованим підходом є проведення такого аналізу в межах однієї моделі автомобіля, що дає змогу мінімізувати вплив сторонніх конструктивних та експлуатаційних факторів і зосередити увагу саме на відмінностях між типами силових установок. У цьому контексті доцільним є вибір моделі Volkswagen Golf, оскільки модельний ряд Golf у різних модифікаціях і поколіннях охоплює бензинові, дизельні, гібридні (plug-in hybrid) та повністю електричні версії, що створює належну основу для порівняльного аналізу експлуатаційних витрат у максимально зіставних умовах.

Для проведення економічного аналізу експлуатаційних витрат різних типів силових

установок було прийнято такі середні значення вартості енергоносіїв [10-11]:

- вартість бензину марки А-100: 80 грн/л;
- вартість дизельного палива: 89 грн/л;
- вартість електроенергії (ЕЗС): 24 грн/кВт·год.

Як вихідні дані для розрахунків використано середні показники енергоспоживання досліджуваних модифікацій автомобіля Volkswagen Golf [12-13]:

- Volkswagen Golf 1.4 TSI: 7 л/100 км;
- Volkswagen Golf 2.0 TDI: 5 л/100 км;
- Volkswagen Golf GTE (PHEV): 4 л/100 км;
- Volkswagen e-Golf: 20 кВт·год/100 км.

Для гібридної версії Volkswagen Golf GTE прийнята витрата палива за умови експлуатації без зовнішнього підзаряджання акумуляторної батареї, тобто без використання електроенергії з мережі.

З метою забезпечення коректного порівняння експлуатаційних витрат доцільно визначити вартість пробігу одного кілометра для кожної модифікації. Розрахунок виконується за формулою:

$$V_1 \text{ км} = (Q \cdot C) / 100,$$

де Q – витрати палива або електроенергії на 100 км пробігу;

C – вартість 1 л палива або 1 кВт·год електроенергії.

Для бензинові версії Volkswagen Golf 1.4 TSI вартість одного кілометра пробігу становить:

$$V_1 \text{ км} = 5,6 \text{ грн/км.}$$

Для дизельної модифікації Volkswagen Golf 2.0 TDI відповідний показник дорівнює:

$$V_1 \text{ км} = 4,45 \text{ грн/км.}$$

Для гібридної версії Volkswagen Golf GTE (PHEV), за умови відсутності зовнішнього заряджання акумуляторної батареї, вартість одного кілометра пробігу становить:

$$V_1 \text{ км} = 3,2 \text{ грн/км.}$$

Для електричної модифікації Volkswagen e-Golf вартість одного кілометра пробігу визначається таким чином:

$$V_1 \text{ км} = 4,8 \text{ грн/км.}$$

Отже, за прийнятих умов розрахунку найменшу вартість пробігу одного кілометра має гібридна версія Volkswagen Golf GTE – 3,2 грн/км. Дизельна модифікація Volkswagen Golf 2.0 TDI демонструє витрати на рівні 4,45 грн/км, електрична версія Volkswagen e-Golf – 4,8 грн/км, а найбільшою є вартість пробігу бензинові версії Volkswagen Golf 1.4 TSI, яка становить 5,6 грн/км. Отримані результати свідчать про те, що економічна ефективність експлуатації транспортного засобу значною мірою залежить як від типу силовой установки, так і від вартості відповідного енергоносія.

Однак оцінка ефективності різних типів силових установок не може обмежуватися лише

економічними показниками експлуатації. Поряд із вартістю енергоносіїв важливим критерієм порівняння сучасних транспортних засобів є їхній вплив на навколишнє середовище, зокрема рівень викидів діоксиду вуглецю. Саме тому для більш комплексного аналізу доцільно розглянути екологічний аспект використання бензинових, дизельних, гібридних та електричних силових приводів, що дозволить оцінити їх не лише з позиції економічної доцільності, а й з точки зору екологічної безпеки. Під час аналізу було враховано не лише прямі викиди, що виникають безпосередньо в процесі руху автомобіля, а й супутні чинники, які також впливають на загальний екологічний ефект. Зокрема, йдеться про емісію забруднювальних речовин, що виникає під час виробництва електроенергії, яка використовується для їх заряджання.

Оцінюючи екологічність електричного транспорту, важливо враховувати регіональні особливості структури енергетики, адже рівень викидів CO₂ значною мірою залежить від того, які саме джерела енергії переважають у виробництві електроенергії. Тип палива, що використовується на електростанціях, безпосередньо визначає обсяг вуглецевих викидів, які припадають на кожну кіловат-годину виробленої електроенергії. Так, в Україні у 2025 році структура виробництва електроенергії характеризувалася значною перевагою атомної енергетики, що відображено на рис. 1 [14]. Це свідчить про відносно нижчу вуглецеву інтенсивність електроенергії порівняно з багатьма країнами світу, де домінуючу роль і далі відіграють теплоелектростанції. Саме теплова генерація залишається одним із основних джерел значних викидів CO₂ у глобальному енергетичному секторі.

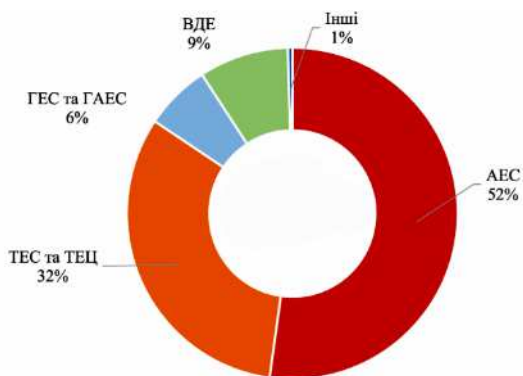


Рисунок 1 – Структура виробництва електроенергії в Україні, 2025 [14]

На основі наведених даних можна виконати спрощений розрахунок викидів діоксиду вуглецю для електромобіля в перерахунок на один кілометр пробігу та порівняти отримані результати з аналогічними показниками автомобілів тієї ж моделі, оснащених традиційними й гібридними силовими установками.

Для прикладу розглянемо Volkswagen e-Golf. Ємність його високовольтної акумуляторної батареї становить 24 кВт·год, чого, за прийнятих умов, достатньо приблизно на 120 км пробігу.

З урахуванням втрат, які виникають під час заряджання батареї, фактичне споживання електроенергії становитиме близько 30 кВт·год. Якщо взяти до уваги, що середній рівень викидів CO₂ при виробництві електроенергії у світі становить 455 г/кВт·год [15], то можна визначити, що для повної зарядки акумуляторної батареї буде утворено 13 650 г CO₂.

Оскільки цього запасу енергії вистачає на 120 км, питоми викиди для Volkswagen e-Golf становитимуть 113,75 г CO₂/км.

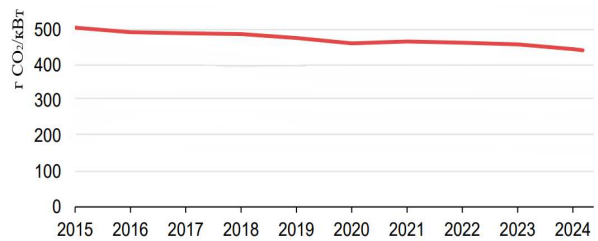


Рисунок 2 – Викиди CO₂ при генерації електроенергії у світі, 2015-2024 рр.

Для порівняння, у бензиновій версії Volkswagen Golf 1.4 TSI рівень викидів становить 120 г/км, у дизельній модифікації Volkswagen Golf 2.0 TDI – 115 г/км, тоді як у гібридній версії Volkswagen Golf GTE цей показник дорівнює 40 г/км. Отже, навіть з урахуванням викидів, пов'язаних із виробництвом електроенергії, електрична версія Volkswagen e-Golf демонструє дещо нижчий рівень вуглецевих викидів порівняно з бензиною та дизельною модифікаціями. Водночас найкращий результат у межах наведеного порівняння показує гібридна версія автомобіля

Обговорення результатів. Отримані результати свідчать про те, що ефективність різних типів силових установок доцільно оцінювати комплексно, враховуючи як економічні, так і екологічні показники. Проведені розрахунки експлуатаційних витрат показали, що найнижчу вартість пробігу одного кілометра за прийнятих умов має гібридна версія Volkswagen Golf GTE – 3,2 грн/км, тоді як для дизельної модифікації цей показник становить 4,45 грн/км, для електричної – 4,8 грн/км, а для бензинової – 5,6 грн/км. Це дозволяє зробити висновок, що в умовах обраної моделі розрахунку гібридна силова установка виявилася найбільш економічно доцільною. Отримані значення підтверджують, що вартість експлуатації автомобіля суттєво залежить не лише від конструкції приводу, а й від актуальної вартості палива та електроенергії, а також від конкретних умов використання транспортного засобу.

Не менш важливими є результати екологічного аналізу, які засвідчили, що оцінка викидів CO₂ для електромобілів потребує

врахування не тільки відсутності локальних викидів під час руху, а й непрямих викидів, пов'язаних із виробництвом електроенергії. Виконаний розрахунок показав, що для Volkswagen e-Golf питомі викиди за умов використання середньосвітового показника вуглецевої інтенсивності електроенергії становлять 113,75 г/км, що є дещо нижчим за показники бензинової та дизельної модифікацій

відповідної моделі. Водночас найменший рівень викидів у межах порівняння продемонструвала гібридна версія Volkswagen Golf GTE – 40 г/км. Отже, результати дослідження свідчать про те, що електричний транспорт не завжди має беззаперечну екологічну перевагу, оскільки його ефективність значною мірою залежить від структури генерації електроенергії в конкретному регіоні.



Рисунок 3 – Порівняння економічних показників автомобілів з різними силовими приводами

Висновки. Проведене дослідження підтверджує, що жоден тип силового приводу не може розглядатися, як найефективніше рішення без урахування конкретних умов експлуатації, вартості енергоносіїв, рівня розвитку інфраструктури та особливостей енергетичної системи тієї чи іншої країни. Ефективність транспортного засобу значною мірою визначається не лише його технічними характеристиками, а й тим, у яких режимах та середовищі він використовується.

У цьому контексті гібридні автомобілі демонструють себе як найбільш збалансований варіант за сукупністю показників паливної економічності та екологічності. Поєднання двигуна внутрішнього згорання з електричним приводом дозволяє знизити витрати пального, оптимізувати режими роботи силової установки та ефективно використовувати енергію рекуперації, особливо в умовах міського руху.

Традиційні бензинові та дизельні автомобілі, незважаючи на добре розвинену інфраструктуру та відпрацьовані технології, поступово втрачають свої конкурентні переваги. Це пов'язано зі зростанням вимог до енергоефективності, посиленням екологічних норм та підвищенням уваги до впливу автомобільного транспорту на

довкілля. У довгостроковій перспективі такі силові установки дедалі важче відповідатимуть сучасним вимогам сталого розвитку.

Список літератури

1. Mohseni, Naser & Bayati, Navid & Ebel, Thomas. Energy Management Strategies of Hybrid Electric Vehicles: a Comparative Review. IET Smart Grid. 2023. doi: 10.1049/stg2.12133.
2. Laurén M., General-Purpose and Scalable Internal-Combustion Engine Model for EnergyEfficiency Studies / M. Laurén, G.Goswami, A. Tupitsina, S. Jaiswal, T. Lindh, J .Sopanen / *Machines* – 2022 - №10 (1) - art. no. 26. doi: 10.3390/machines10010026
3. Jehlik F. Fuel consumption effects of a Diesel hybrid electric vehicle across a range of driving styles and ambient conditions. / F. Jehlik, E. Rask, S. Magand, E. Condemine. *IEEE Transportation Electrification Conference and Expo - ITEC* 2015, art. no. 07165781. doi: 10.1109/ITEC.2015.7165781
4. Huang, R.; Ni, J.; Zheng, T.; Wang, Q.; Shi, X.; Cheng, Z. Characterizing and assessing the fuel economy, particlenumber and gaseous emissions performance of hybrid electric and conventional vehicles under different driving modes. *Atmos. Pollut. Res.* 2022. doi: 10.1016/j.apr.2022.101597.
5. Ehsani M. Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles / M. Ehsani, Y. Gao, S. Gay, A. Emadi. – CRC Press: USA, 2005. – 424 p. http://dx.doi.org/10.1201/9781420037739.

6. Wang X., Zhao Y. Comprehensive Analysis for Braking Energy Recovery Strategies of Hybrid Electric Vehicles. *Highlights in Science, Engineering and Technology*. 2022. Vol. 16. P. 363–373. doi:10.54097/hset.v16i.2586
7. Park, J.; Shin, M.; Lee, J.; Lee, J., Estimating the effectiveness of vehicle emission regulations for reducing NOx from light-duty vehicles in Korea using on-road measurements. *Sci. Total Environ.* 2021. doi: 10.1016/j.scitotenv.2020.144250
8. Yang, G.; Zhang, Y.; Li, X. Impact of gasoline upgrade policy on particulate matter pollution in China. *J. Clean. Prod.* 2020 doi: 10.1016/j.jclepro.2020.121336.
9. Al-Wreikat, Y.; Serrano, C.; Sodr , J.R. Driving behaviour and trip condition effects on the energy consumption of an electric vehicle under real-world driving. *Appl. Energy* 2021. doi: 10.1016/j.apenergy.2021.117096.
10. Ціни на пальне АЗС UPG. URL: <https://upg.ua/cini-na-palne/> (дата звернення: 05.04.2026)
11. Ціни на ЕЗС. URL: <https://www.evboost.com.ua/> (дата звернення: 05.04.2026)
12. Який двигун Golf вибрати: 1.4 TSI, 1.6 MPI, 2.0 TDI чи гібрид. URL: <https://05453.com.ua/yakii-dvigun-golf-vibrati-1-4-tsi-1-6-mpi-2-0-tdi-chi-gibrid/> (дата звернення: 01.04.2026)
13. Volkswagen Golf 7. URL: https://uk.wikipedia.org/wiki/Volkswagen_Golf_7 (дата звернення: 01.04.2026)
14. Exploration&Production Consulting (EXPRO). URL: <https://expro.com.ua/novini/chastka-vde-u-struktur-generac-elektroener-u-berezn-2025-r-sklala-mayje-9> (дата звернення: 01.04.2026)
15. Electricity 2025. – Available at: <https://iea.blob.core.windows.net/assets/7c671ef6-2947-4e87-beea-af0e1288e1d7/Electricity2025.pdf>
4. Huang, R.; Ni, J.; Zheng, T.; Wang, Q.; Shi, X.; Cheng, Z. Characterizing and assessing the fuel economy, particlenumber and gaseous emissions performance of hybrid electric and conventional vehicles under different driving modes. *Atmos. Pollut. Res.* 2022. doi: 10.1016/j.apr.2022.101597
5. Ehsani M. Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles / M. Ehsani, Y. Gao, S. Gay, A. Emadi. – CRC Press: USA, 2005. – 424 p. <http://dx.doi.org/10.1201/9781420037739>.
6. Wang X., Zhao Y. Comprehensive Analysis for Braking Energy Recovery Strategies of Hybrid Electric Vehicles. *Highlights in Science, Engineering and Technology*. 2022. Vol. 16. P. 363–373. doi:10.54097/hset.v16i.2586.
7. Park, J.; Shin, M.; Lee, J.; Lee, J., Estimating the effectiveness of vehicle emission regulations for reducing NOx from light-duty vehicles in Korea using on-road measurements. *Sci. Total Environ.* 2021. doi: 10.1016/j.scitotenv.2020.144250
8. Yang, G.; Zhang, Y.; Li, X. Impact of gasoline upgrade policy on particulate matter pollution in China. *J. Clean. Prod.* 2020 doi: 10.1016/j.jclepro.2020.121336
9. Al-Wreikat, Y.; Serrano, C.; Sodr , J.R. Driving behaviour and trip condition effects on the energy consumption of an electric vehicle under real-world driving. *Appl. Energy* 2021. doi: 10.1016/j.apenergy.2021.117096
10. Fuel prices at UPG gas stations. Available at: <https://upg.ua/cini-na-palne/> (accessed 05.04.2026)
11. Prices at electric vehicle charging stations. Available at: <https://www.evboost.com.ua/> (accessed 05.04.2026)
12. Which engine should I choose for a Golf: 1.4 TSI, 1.6 MPI, 2.0 TDI, or the hybrid? Available at: <https://05453.com.ua/yakii-dvigun-golf-vibrati-1-4-tsi-1-6-mpi-2-0-tdi-chi-gibrid/> (accessed 01.04.2026)
13. Volkswagen Golf 7. Available at: https://uk.wikipedia.org/wiki/Volkswagen_Golf_7 (accessed 01.04.2026)
14. Exploration&Production Consulting (EXPRO). Available at: <https://expro.com.ua/novini/chastka-vde-u-struktur-generac-elektroener-u-berezn-2025-r-sklala-mayje-9> (accessed 01.04.2026)
15. Electricity 2025. – Available at: <https://iea.blob.core.windows.net/assets/7c671ef6-2947-4e87-beea-af0e1288e1d7/Electricity2025.pdf>

References (transliterated)

1. Mohseni, Naser & Bayati, Navid & Ebel, Thomas. Energy Management Strategies of Hybrid Electric Vehicles: a Comparative Review. *IET Smart Grid*. 2023. doi: 10.1049/stg2.12133
2. Laurén M., General-Purpose and Scalable Internal-Combustion Engine Model for EnergyEfficiency Studies / M. Laurén, G.Goswami, A. Tupitsina, S. Jaiswal, T. Lindh, J .Sopanen / *Machines* – 2022 - №10 (1) - art. no. 26. doi: 10.3390/machines10010026
3. Jehlik F. Fuel consumption effects of a Diesel hybrid electric vehicle across a range of driving styles and ambient conditions. / F. Jehlik, E. Rask, S. Magand, E. Condemine. *IEEE Transportation Electrification Conference and Expo -*

Надійшла (received) 06.04.2026
Стаття прийнята до друку 20.04.2026
Опублікована 28.04.2026

Відомості про авторів / About authors

Кравченко Сергій Сергійович / Kravchenko Serhii – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Двигуни та гібридні енергетичні установки»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3250-8645>; e-mail: Serhii.Kravchenko@khp.edu.ua.

Чучуменко Богдан Сергійович / Chuchumenko Bohdan – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Двигуни та гібридні енергетичні установки»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0001-0353-2729>; e-mail: Bohdan.Chuchumenko@iee.khp.edu.ua.

В. М. КРАСНОКУТСЬКИЙ

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ МОДЕРНІЗОВАНОЇ РАМИ ТРАКТОРНОГО САМОХІДНОГО ШАСІ ПРИ АГРЕГАТУВАННІ З ФРОНТАЛЬНИМ НАВАНТАЖУВАЧЕМ

У статті виконаний моніторинг тракторних самохідних шасі та типів їх рам. Розглянуті перспективні схеми універсально-просапних самохідних машин із використанням різноманітних рам. Показані найбільш відомі області застосування тракторного самохідного шасі у сільському, лісному, комунальному та дорожньо-будівельному господарствах із використанням різноманітного спеціалізованого навісного та причіпного обладнання. Виконано проєктувальний розрахунок несучої здатності модернізованої рами та її напружено-деформованого стану її елементів рами при агрегуванні з фронтальним навантажувачем. Виконані робочі та складальні креслення модернізованої рами. Описано конструкцію модернізованої рами. Показано недоліки та переваги різних типів рам. Акцентовано увагу, що для проведення аналізу напружено-деформованого стану рами навантажувача використовують складальну модель у вигляді копії збірки вузла, яка виключає всі деталі, відсутність яких не впливатиме на результати проведених розрахунків. Різні компоновальні схеми, перерозподіл нормальних реакцій по осях та специфіка силового впливу відрізняють тягову динаміку тракторного самохідного шасі від тягової динаміки трактора. Розроблена розрахункова схема навантаження рами фронтального навантажувача для дослідження з використанням інструменту "Аналіз напруження AIP" Autodesk Inventor. Підтверджено, що умови міцності забезпечуються по всій довжині елементів рами навантажувача, що підтверджується з епюри розподілення коефіцієнту запасу міцності. Найбільші деформації виникають у лонжероні у вертикальному напрямку і складають 2,2 мм. Найбільш напруженою є передня частина рами, а саме місця з'єднання кронштейнів передньої рами та вісі шарніру переднього мосту. Розглянуто компоновку тракторних самохідних шасі та її вплив на тягово-зчіпні якості та маневреність (стійкість, керованість, поворотність). Проаналізовано публікації провідних вчених у даній галузі.

Ключові слова: машинобудування, тракторне самохідне шасі, рама та її елементи, напружено-деформований стан, розрахунок напружено-деформованого стану, фронтальний навантажувач, складальна модель

V. KRASNOKUTSKYI

METHOD OF CALCULATING THE STRESS-DEFORMED STATE OF ELEMENTS OF THE MODERNIZED FRAME OF A TRACTOR SELF-PROPELLED CHASSIS WHEN ASSEMBLED WITH A FRONT LOADER

This article reviews self-propelled tractor chassis and their frame types. Promising designs of universal row-crop self-propelled machines using various frames are considered. The most common areas of application for tractor self-propelled chassis in agriculture, forestry, municipal services, and road construction are presented, utilizing a variety of specialized mounted and towed equipment. Design calculations were performed for the load-bearing capacity of the modernized frame and the stress-strain state of the elements of the self-propelled frame of the tractor chassis when coupled with a front loader. Working and assembly drawings of the modernized frame were prepared. The design of the modernized frame is described. The advantages and disadvantages of various frame types are presented. It is emphasized that, to analyze the stress-strain state of a loader frame, an assembly model is used in the form of a replica of the assembly, which excludes all components whose absence will not affect the results of the calculations. Different layout schemes, the redistribution of normal reactions along the axes, and the specifics of the force application distinguish the traction dynamics of a self-propelled tractor chassis from those of a tractor. A computational load diagram of the front loader frame has been developed for analysis using the "AIP Stress Analysis" tool in Autodesk Inventor. It has been confirmed that the strength requirements are met along the entire length of the loader frame elements, as evidenced by the safety factor distribution diagram. The greatest deformations occur in the side member in the vertical direction and amount to 2.2 mm. The most stressed part of the frame is the front section, specifically the connection points of the front frame brackets and the front axle hinge. The layout of self-propelled tractor chassis and its impact on traction and handling characteristics (stability, controllability, maneuverability) are examined. Publications by leading scientists in this field are analyzed.

Keywords: mechanical engineering, self-propelled tractor chassis, frame and its components, stress-strain state, stress-strain analysis, front loader, assembly model

Вступ. У сучасних умовах поряд з широко розповсюдженою компоновкою колісних тракторів з'являються нові компоновання, які забезпечують раціональне виконання технологічних процесів у сільському, лісному, комунальному та дорожньому господарствах. До їх числа відноситься тракторні самохідні шасі (ТСШ).

На базі модифікації ТСШ з високим колісним просвітом здійснюється комплексна механізація робіт по вирощуванню та збору чаю та інших культур. На базі модифікації з низьким дорожнім просвітом виконуються транспортні роботи в теплицях.

Різні компоновальні схеми, перерозподіл нормальних реакцій по осях та специфіка силового впливу відрізняють тягову динаміку ТСШ від тягової динаміки трактора [1, 2]. Формування тягових характеристик тракторного самохідного шасі визначається, зокрема, параметрами силового агрегату та режимами його роботи [3].

Збільшення навантаження на ведучі колеса ТСШ збільшує його тягово-зчіпні якості, а міжосьове, заднє та переднє навішування агрегатів забезпе-

чує високий ступінь універсальності [1, 4] та необхідну маневреність (стійкості, керованості, поворотності), що забезпечує підвищення агротехнічної якості робіт, які виконуються. Дослідження показують, що ефективність роботи тракторних агрегатів суттєво залежить від режимів навантаження та умов взаємодії з робочим середовищем [4]. При цьому ефективність реалізації тягового зусилля значною мірою залежить від стабільності зчіпної маси та умов взаємодії рушія з опорною поверхнею [5].

Мета роботи – обґрунтування та розрахунок напружено-деформованого стану елементів модернізованої рами ТСШ складає предмет даної статті.

Моніторинг тракторних самохідних шасі. Тракторне самохідне шасі – серійний транспортний моторизований засіб, виконаний на базі вузлів і агрегатів тракторів. Тракторні самохідні шасі поділяють на універсальні і спеціальні [6].

Універсальні самохідні шасі. Від звичайного трактора самохідне шасі відрізняється компонован-

© В.М. Краснокутський, 2026

ням: мотор компактно розташований за кабіною, а перед кабіною знаходиться відкрита рама і передній міст. Рама зазвичай двохбалочна, рідше – однобалочна. На раму кріпиться різне навісне сільськогосподарське або спеціальне обладнання, у базовій комплектації – кузов-самоскид. Завдяки тому, що обладнання знаходиться перед кабіною, його добре видно і його роботою легко керувати. Управління навісними знаряддями проводиться за допомогою гідравлічної системи. Устаткування для універсального ТСШ зазвичай швидко встановлюється.

Зазвичай, значна частина вузлів і деталей ТСШ уніфікована з близькими за характеристиками колісними універсально-просапними тракторами.

Нескладні в обслуговуванні і економічні у експлуатації ТСШ користуються високим попитом. Цьому сприяє широкий асортимент фірмового навісного і причіпного обладнання, ремонтпридатність усіх систем, уніфікація запасних частин, доступність і самостійна заміна деталей різних рівнів складності [6, 7].

Зміна довжини рами дозволяє використовувати широкий асортимент спеціальних пристосувань і знарядь. Найбільш відомі області застосування: у сільському господарстві (в теплицях і на тваринницьких фермах всередині приміщень), при роботі з обприскувачами, при роботах з навісними і причіпними комбайнами (зазвичай, овочезбиральні), на чайних, тютюнових і ягідних плантаціях (спеціальна модифікація з високим дорожнім просвітом). В умовах малих фермерських та особистих селянських господарств ТСШ в агрегаті з навісними машинами широко використовується для культивування, посіву з одночасним внесенням добрив, опилування та обприскування, підкормки посівів добривами, убирання овочів та трав, навантаження сільськогосподарських та інших вантажів, скиртування тощо. Крім того, вони виконують роботи в зонах з малою контурністю земельних угідь та завдяки високій маневреності в агрегаті з навісною самоскидною платформою широко використовуються для транспортних робіт на фермах [1, 2]. У лісовому господарстві при роботі з лісосадильними машинами та грейдерним обладнанням. У комунальному та дорожньо-будівельному господарствах (тротуароприбиральні і снігозбиральні машини, машини для нанесення розмітки доріг, грейдери, грейфери фронтальні навантажувачі, ремонтні машини з компресором для пневматичних інструментів, зварювальні агрегати), на складах (навантажувачі, підйомники (модифікація з укороченою рамою) тощо.

На платформі ТСШ (рис. 1) випускаються машини різного призначення: екскаватори, вишки, крани, віброущільнювачі. Встановлювалося обладнання для дорожньої розмітки, прибирання вулиць та, звичайно ж, маса сільськогосподарських агрегатів.

У список навісних агрегатів і машин входять: плуг двокорпусний для оранки ґрунтів з питомим опором до 0,9 кг/см під зернові і технічні культури в усіх ґрунтово-кліматичних зонах; культиватор і культиватор-окучувач; фрези садові для суцільного обробітку ґрунту; борона дискова і сітчаста; окучники; різні картоплесаджалки і картоплекопачі; обприскувачі; бур садовий для масового викопування ям під посадку плодкових і ягідних культур; різні косарки; розкидач піску; пиросос садовий; снігоочисник

шнекороторий.



Рисунок 1 – Тракторне самохідне шасі на базі Т-16

З усього переліку навішувань користуються найбільшим попитом обладнання для обробки ґрунту, сінокосарки, навантажувачі, обприскувачі та фірмові кузова з гідравлічним фронтальним або бічним розвантаженням (рис. 2).



Рисунок 2 – Фронтальний навантажувач на ТСШ

У ФРН самохідні шасі випускаються на заводі Fendt. Представником ТСШ є Fendt F345GT (рис. 3).



Рисунок 3 – Тракторне самохідне шасі Fendt F345GT

ТСШ Т-16МГ обладнаний дизельним двоциліндровим двигуном потужністю 13,6 кВт (16 к.с.). Середня витрата дизельного палива 274 г/кВт на годину вважається досить економічною. Цей параметр силового агрегату отриманий за рахунок передкамерного сумішоутворення.

Особливість конструкції двигуна Д-16 – використання корпусу картера як остову. Доступ до шестерень приводів забезпечується через передню кришку з сапуном і заправною горловиною.

Транспортна швидкість машини до 40 км/год, коробка передач має шість швидкостей із демультіплікатором-сповільнювачем, маса 1,43 т, вантажоємність 750 кг.

Т-16МГ має легку знімну одномісну кабіну з посиленним каркасом, більш зручну рульову колонку і доопрацьований плунжерний перемикач бортової гідравліки. Жорстка каркасна кабіна забезпечує нормальні умови для роботи в різних кліматичних зонах, а також безпеку оператора в разі перекидання трактора. Кабіна задовольняє вимогам директиви ЄС 79/622, що дає мо-

жливості міжнародної сертифікації.

У комплект бортової роздільно-агрегатної гідравліки ТСШ входить продуктивний шестеренний насос, розподільник плунжерного типу, бак для масла, два виконавчих гідроциліндра і оливопроводи.

Великою перевагою ТСШ є їх габарити.

Базове ТСШ має розміри 3,82x2x2,6 метра. Вага машини – 1,69 тони. Високий агротехнічний просвіт 0,56 м. Маневреність ТСШ у закритих приміщеннях і невеликих майданчиках забезпечується невеликим радіусом розвороту.

Трансмісія ТСШ – механічна. Крутний момент передається на реверсивну коробку передач через зчеплення постійно-замкнутого типу, діапазон робочих і транспортних швидкостей варіюється від 3,74 до 16 км/год. Для версії з ходозменшувачем ці показники становлять 1,6-23,3 км/год. До трансмісії підключені два незалежних ВВП і один синхронний.

На ТСШ, на відміну від трактора, дизельний двигун і силова передача розміщені ззаду, а передня частина є відкритою трубчастою рамою. Центр ваги зміщений з осі задніх коліс, що забезпечує краще зчеплення з ґрунтом. Це також впливає на навантаження в елементах рульового керування та загальну стійкість руху машини [8]. Трубчаста рама шасі призначена для установки платформи, навісних агрегатів і машин, при цьому забезпечується хороший огляд і активний контроль за виконанням планових робіт.

ТСШ комплектується сертифікованим тягово-зчепним пристроєм для буксирування причепа. На шасі можуть також встановлюватися: пневмосистема, ВВП передній і задній, а також інші робочі органи (рис. 4).



Рисунок 4 – Тракторне самохідне шасі в агрегативанні з навісним двокорпусним плугом

Існуючі типи ТСШ з фіксованим по висоті положенням одно- або двобрусної рами мало пристосовані для розміщення цілісних навісних машин у нижній, середній і верхній зонах міжосьового простору. Тому у ТСШ з універсальною (комбінованою) рамою рама може переобладнуватися в одно- або двобрусну і змінювати своє положення по висоті. Універсальна рама ТСШ складається з двох С-подібних секцій, кінці яких шарнірно з'єднані з переднім і заднім поперечним брусами. Завдяки шарнірній установці і спеціальному приводу кожна секція або обидві разом можуть повертатися відносно умовної осі установки її шарнірних кінців, займаючи відповідне фіксоване положення у верхній, середній і нижній зонах міжосьового простору. Така конструкція рами дозволяє здійснювати менш трудомістку навіску компактних навісних машин і знарядь в будь-якій зоні міжосьового простору.

Рама обладнана поперечними і поздовжніми С-подібними брусами. Останні шарнірно з'єднані з поперечними брусами. Кінцеві шарніри обох поздовжніх брусів 7 мають спільну вісь обертання, відносно якої вони по одному або обидва одночасно можуть бути повернені і зафіксовані в одному з положень (рис. 5).

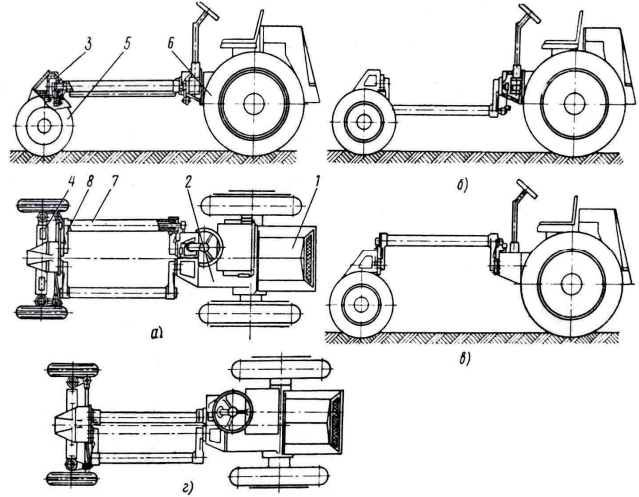


Рисунок 5 – ТСШ з комбінованою рамою: а), б), в), з) – варіанти положень брусів рами

У середньому положенні С-подібні бруси утворюють звичайну двобрусну раму, уніфіковану з рамою Т-16МГ вітчизняних самохідних шасі.

У верхньому і нижньому положеннях бруси зводять, утворюючи однобрусну раму з верхнім або нижнім розташуванням. ТСШ з верхнім положенням рами тотожне шасі РС-09/124 (НДР). При цьому можливе комбінування його з поворотним переднім мостом або з поворотною навісною системою.

При нижньому положенні рами можлива установка підйомно-поворотної навісної системи. Можливо також встановити один брус вертикально, а інший – горизонтально.

Всі ці положення рами підвищують універсальність ТСШ, звільняючи окремі зони міжосьового простору для розміщення навісних машин і знарядь.

Поворот і фіксація брусів проводиться приводом, керованим з місця водія. Привід рульового управління може бути механічним або гідрофікованим і розміщується в одному з поздовжніх брусів рами.

Найбільшого поширення набули ТСШ з однобрусною і двобрусною рамами. Наявність одно- або двобрусної рами потребує за собою розробку різних за конструкцією комплексів навісних машин і знарядь. Досвід показує, що більшість навісних сільськогосподарських машин – з одно- і двобрусною рамами. Наприклад, при досить близьких технічних параметрах ТСШ з двохбрусною рамою і однобрусною самохідних шасі РС-09/124 (НДР) не вдається використовувати комплекс сільськогосподарських машин і знарядь, призначених для однобрусних самохідного шасі, на двоярусних, і навпаки.

ТСШ з комбінованою рамою (рис. 6) може агрегатуватися з обома комплексами сільськогосподарських машин і знарядь за рахунок переобладнання

рами в одно- або двобрусну модифікацією. Рама цього ТСШ розбірна і складається з двох поздовжніх брусів 1, 2, що переставляються, і двох поперечних брусів 3, 4 із фланцями в центрі і по краях. Двобрусна рама утворюється кріпленням поздовжніх брусів до крайніх фланців (рис. 6, а). Для полегшення навішування машин на двобрусну раму один із поздовжніх брусів може від'єднуватися, забезпечуючи вільний доступ збоку в міжосьову зону.

При перестановці брусів у середнє положення вони утворюють двобрусну зближену раму, розта-

шовану на тій же висоті (рис. 6, б).

З'єднання поздовжніх брусів може бути виконано і за варіантом, показаному на рис. 6, б (вид І). У цьому випадку отримуємо однобрусну раму.

Конструкція дозволяє перебудувати раму в комбіновану двобрусну з асиметричним розташуванням поздовжніх брусів (рис. 6, в, 6, з), а також встановити бруси планками вгору, що підвищує універсальність ТСШ, і ефективність агрегування з навісними машинами [1, 2].

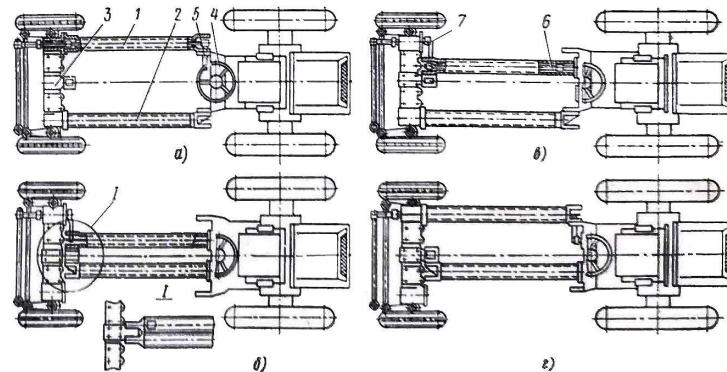


Рисунок 6 – ТСШ з брусами рами, що переставляються: а, б, в, з – варіанти положень брусів рами

Перебудова рульового керування проводиться таким чином. У двобрусній рамі поздовжній вал 6 рульового управління, розташований всередині порожнього бруса 1, з одного боку безпосередньо з'єднується з валом 7 сошки, а з іншого боку через важільний паралелограм 5 – з проміжним валом рульового приводу.

При перебудові рами в однобрусний варіант важільний паралелограм 5 знімають і встановлюють спереду між валом 7 сошки і поздовжнім валом 6 рульового управління, а останній безпосередньо з'єднують ззаду з проміжним валом рульового приводу.

З урахуванням конструктивних особливостей тракторних самохідних шасі та специфіки їх агрегування з навісним обладнанням виникає необхідність оцінки напружено-деформованого стану несучих елементів рами. Особливості компонування, перерозподіл навантажень та умови експлуатації суттєво впливають на напружений стан конструкції, що обумовлює необхідність застосування сучасних методів розрахунку міцності [6, 7].

Аналіз напружено-деформованого стану рами навантажувача на базі ТСШ. Розрахункова схема фронтального навантажувача на базі Т-16МГ. Для визначення навантажень, що діють на раму фронтального навантажувача, розглянемо розрахункову схему (рис. 7). Визначення навантажень на елементи конструкції базується на підходах, що застосовуються при дослідженні навантажених режимів роботи машинно-тракторних агрегатів [9].

На раму в кожному місці кріплення вантажної платформи діє сила $F_1/4$, яка складається з суми сил тяжіння $G_{В.П.}$ вантажної платформи масою 210 кг та максимальної вантажопідйомності платформи $Q_{В.П.}$ (маса вантажа 750 кг):

$$F_1 = G_{В.П.} + Q_{В.П.} = 9420 \text{ Н.} \quad (1)$$

Сили тяжіння G_K навантажувального устаткування масою 190 кг та максимальної вантажопідйомності ковша Q_K масою 300 кг об'єднуються в силу F_2 , що діє на відстані $L = 1,76$ м від місця кріплення навантажувального устаткування та утворює момент M_1 :

$$F_2 = G_K + Q_K, \quad (2)$$

$$M_1 = F_2 \cdot L, \quad (3)$$

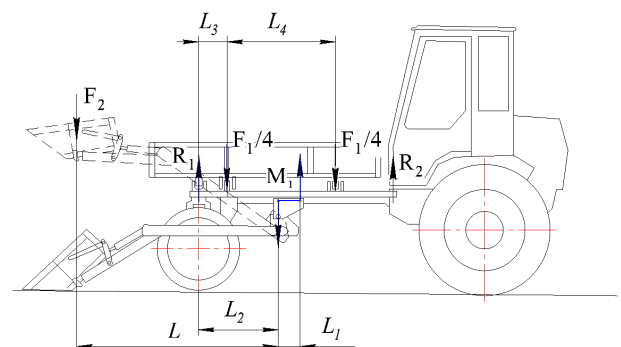


Рисунок 7 – Розрахункова схема навантаження фронтального навантажувача

Опорні реакції R_1 та R_2 виникають в шарнірах кріплення рами до передньої осі та базового модуля, відповідно.

Момент M_1 можна замінити парою сили F_3 з важелем L_1 (0,2 м):

$$F_3 = M_1 / L_1 = 42250 \text{ Н.} \quad (4)$$

Для проведення аналізу напружено-

деформованого стану рами навантажувача використовують складальну модель у вигляді копії збірки вузла, яка виключає всі деталі, відсутність яких не впливатиме на результати проведених розрахунків. Також слід враховувати, що виконання компонентів складальної моделі можливе без урахування таких елементів, як допоміжні отвори, фаски, канавки та інші, відсутність яких не впливатиме на результати моделювання. Виконання моделі за таким принципом дозволить спростити процедуру побудови та управління процесом моделювання, що в цілому підвищить продуктивність. При цьому забезпечення функціональної стійкості конструкції є важливим фактором надійності роботи машин у змінних умовах експлуатації [10].

3-D модель складальних одиниць рами навантажувача побудована за допомогою системи тривимірного твердотільного моделювання «Autodesk Inventor», що базується на методі скінченних елементів [10, 11]. Тензори моментів інерції, приєднувальні розміри та маса кожного елемента імпортується (рис. 8–11), як маса і інерція твердого тіла.

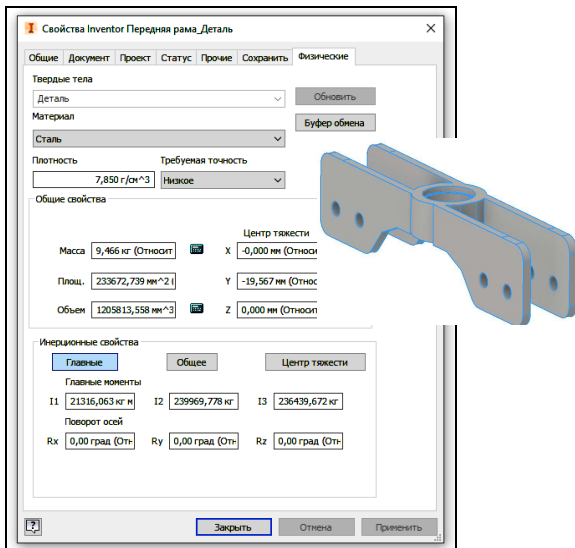


Рисунок 8 – Масово-геометричні характеристики передньої рами

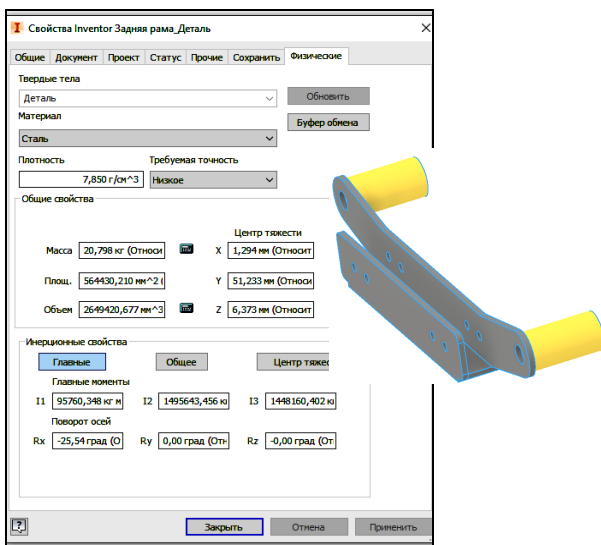


Рисунок 9 – Масово-геометричні характеристики задньої рами

Розрахункова схема навантаження рами фронтального навантажувача для дослідження з використанням інструменту "Аналіз напруження AIP" Autodesk Inventor наведені на рис. 12. Фізичні характеристики матеріалу металоконструкції автогідропідійомника наведені у табл. 1, силові фактори – у табл. 2

Розподіл переміщень точок (мм) всієї рами навантажувача в напрямку координатних осей наведено на рис. 13–15.

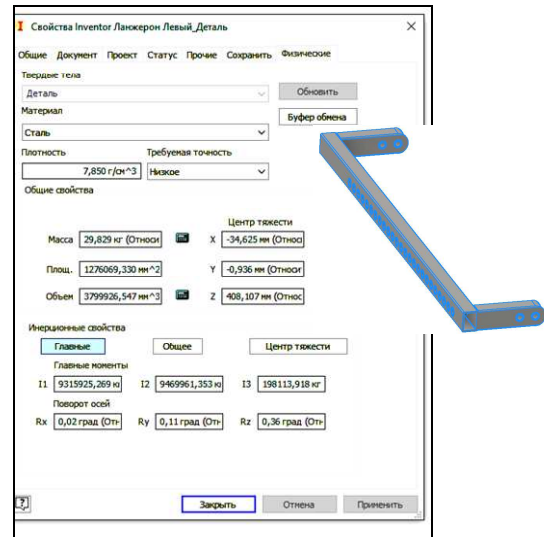


Рисунок 10 – Масово-геометричні характеристики лонжерона

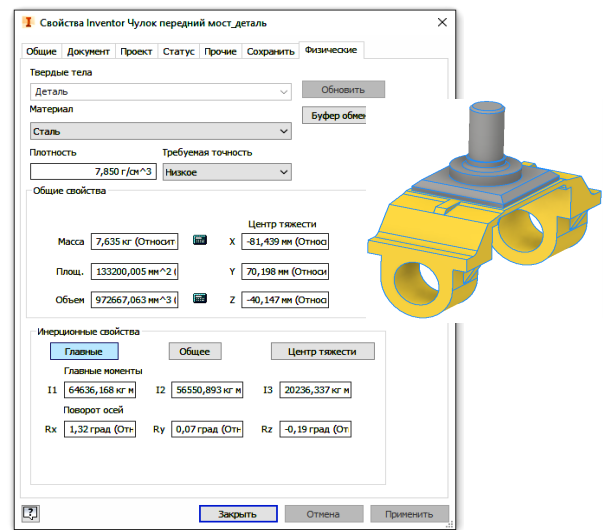


Рисунок 11 – Масово-геометричні характеристики шарніру переднього мосту

Таблиця 1 – Властивості матеріалу

| Ім'я | Сталь | |
|------------|---|-------|
| Загальні | Масова щільність, г/см ³ | 7,85 |
| | Межа текучості, МПа | 207 |
| | Остаточна межа міцності розтягування, МПа | 345 |
| Напруження | Модуль Юнга, ГПа | 210 |
| | Коефіцієнт Пуассона | 0,3 |
| | Модуль пружності при зсуву, ГПа | 80,77 |

Для аналізу напруженого стану всієї рами в цілому побудовані епюри розподілення коефіцієнту запасу міцності (рис. 16). Для аналізу окремих елементів рами, таких як: передня і задня рами, лонжерони та шарніру переднього мосту – розподілення еквівалентних напружень за Мізесом (МПа) [12] (рис. 17–20).

Висновки. Аналіз отриманих результатів дозволив зробити наступні висновки:

1. Умови міцності забезпечуються по всій довжині елементів рами навантажувача, що підтверджується з епюри розподілення коефіцієнту запасу міцності.

2. Найбільші переміщення виникають у лонжероні у вертикальному напрямку і складають 2,2 мм.

3. Найбільш напруженою є передня частина рами, а саме місця з'єднання кронштейнів передньої

рами та вісі шарніру переднього мосту.

Таблиця 2 – Сила і момент реакції в залежностях

| Ім'я залежності | Сила реакції, Н | | Реактивний момент, Н м | |
|-----------------|-----------------|-------------------|------------------------|-------------------|
| | Величина | Компонент (X,Y,Z) | Величина | Компонент (X,Y,Z) |
| Опора R_1 | 11310 | -27,24 | 522 | -522 |
| | | 4730 | | -6,660 |
| | | -10280 | | 0 |
| Опора R_2 | 3803 | 0 | 272,7 | 272,5 |
| | | -3801 | | 9,382 |
| | | 137,5 | | 4,108 |

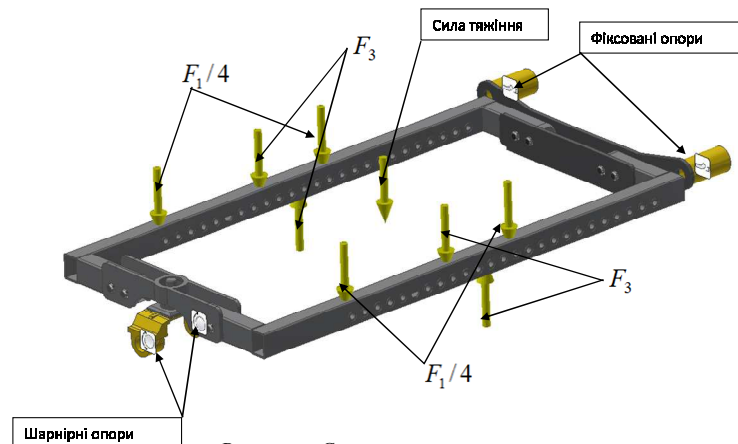


Рисунок 12 – Схема навантаження та опор

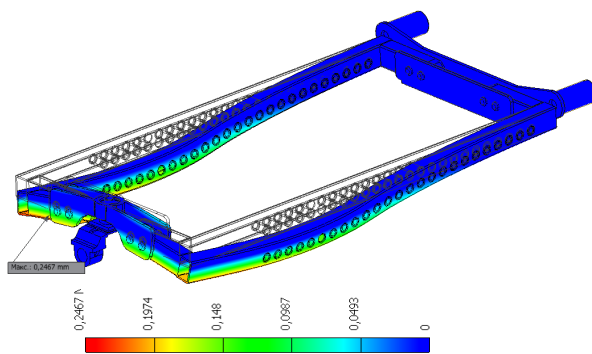


Рисунок 13 – Розподіл переміщень точок (мм) рами навантажувача вздовж осі X

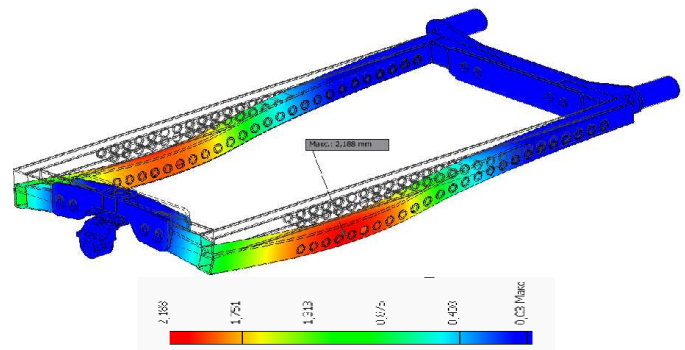


Рисунок 14 – Епюри розподілення переміщень точок (мм) рами навантажувача вздовж осі Y

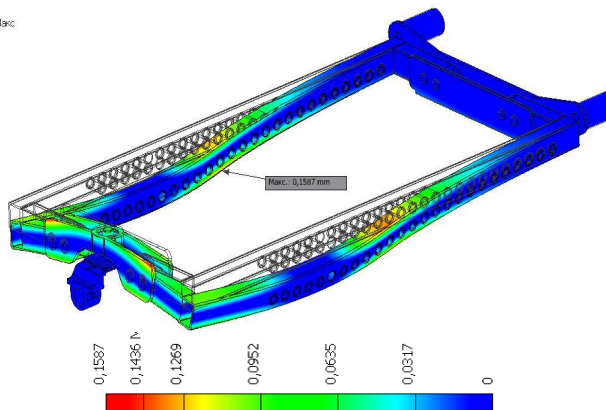


Рисунок 15 – Розподіл переміщень точок (мм) деформацій рами навантажувача вздовж осі Z

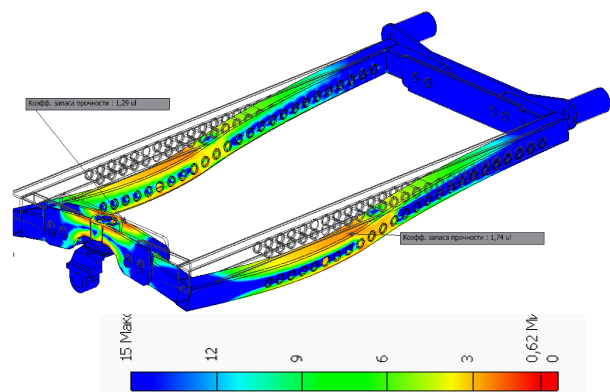


Рисунок 16 – Розподіл коефіцієнту запасу міцності в рами навантажувача

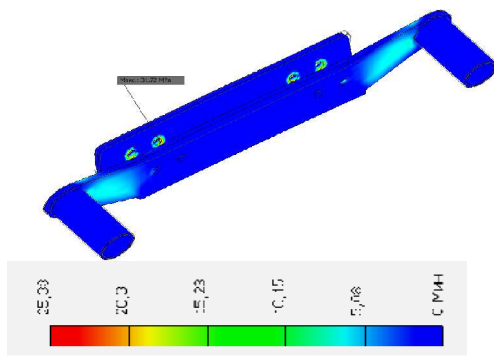


Рисунок 17 – Розподіл еквівалентних напружень за Мізесом у задній рамі

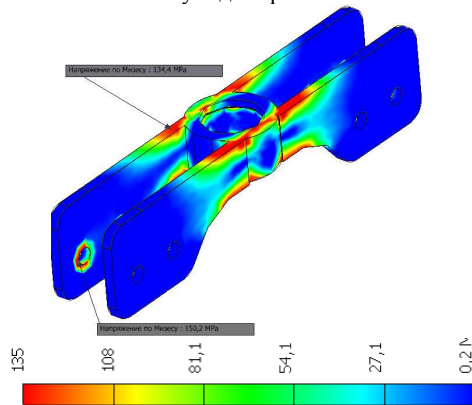


Рисунок 19 – Розподіл еквівалентних напружень за Мізесом у передній рамі

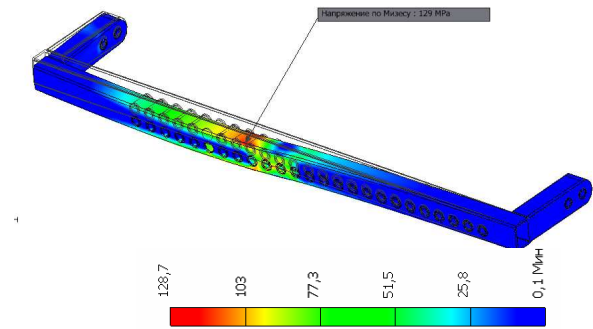


Рисунок 18 – Розподіл еквівалентних напружень за Мізесом у лонжероні

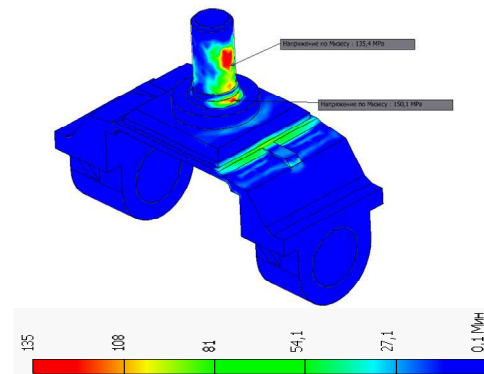


Рисунок 20 – Розподіл еквівалентних напружень за Мізесом у шарнірі переднього мосту

Список літератури

1. Подригало М. А., Краснокутський В. М., Шевцов В. Ю. Принципи раціонального агрегування тракторних самохідних шасі. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування.* 2021. № 2. С. 91-98. URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/items/f10d4a17-d0d9-4737-8a38-f204a05cab9a>.
2. Podrigalo M., Krasnokutskiy V., Selevych S., Vakhniuk S., Dolinskyi M. Methodology for Analyzing the Traction Dynamics of a Self-Propelled Tractor Chassis During Coupling with Cross-Axle Linkage of Mounted Machines. *Innovations in Mechanical Engineering IV.* 2025. P. 129-139. https://doi.org/10.1007/978-3-031-93554-1_12.
3. Rebrov O., Kozhushko A., Kalchenko B., Mamontov A., Zakovorotniy A., Kalinin E., Holovina E. Mathematical model of diesel engine characteristics for determining the performance of traction dynamics of wheel-type tractor. *EUREKA: Physics and Engineering.* 2020. 4. 90-100. DOI: 10.21303/2461-4262.2020.001352.
4. Lebedev A., Shuliak M., Lebedev S., Khalin S., Haidai T., Kholodov A., Pirogov V., Shaposhnyk V. Determining conditions for providing maximum traction efficiency of tractor as part of a soil tillage unit. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies,* 2024, Volume 1(1 (127)), pp. 6-14. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.297902>.
5. Lebedev A.; Shuliak M.; Khalin S.; Lebedev S.; Szwedziak K.; Lejman K.; Niedbala G.; Lusiak T. Methodology for Assessing Tractor Traction Properties with Instability of Coupling Weight. *Agriculture.* 2023, 13, 977.
6. Закапко О. Г. Поліпшення агрегативності і маневреності тракторних самохідних шасі: дис. канд. техн. наук. ХНАДУ. 2023. URL: <https://dspace.khadi.kharkov.ua/bitstreams/4088e1a2-3563-4114-9af2-78b574d1f480/download>.
7. Кальченко Б. І., Ребров О. Ю., Мамонтов А. Г., Кожушко А. П., Якунін М. Є. Динаміка руху колісних тракторів: монографія. НТУ «ХПІ». 2021. 320 с. URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/items/8779fb2d-068d-47a8-9d79-1b76769c365e>.
8. Подригало М. А., Разарьонов Л. В., Закапко О. Г. Оцінка

- граничного навантажувального режиму рульового керування тракторного самохідного шасі. *Збірник наукових праць Харківського національного університету Повітряних Сил.* 2022. № 1(71). С. 111-116. <https://doi.org/10.30748/zhuups.2022.71.13>
9. Artiymov N., Anikeev A., Kaluzhniy A., Sirovitskiy K., Kolodiazhnyi I. Investigation of agricultural unit loads in non-established mode of motion when performing technological operations. *Engineering for Rural Development.* 2022. 675 – 681. 10.22616/ERDev.2022.21.TF216.
 10. Podrigalo M., Dubinin Y., Moldovan A., Polianskiy O. et al., New Methods and Systems for Monitoring the Functional Stability Parameters of Wheel Machines Power Units. *SAE Technical Paper 2020-01-2014.* 2020. <https://doi.org/10.4271/2020-01-2014>
 11. Cook R.D., Malkus D.S., Plesha M.E., Witt R.J. *Concepts and Applications of Finite Element Analysis.* John Wiley & Sons, 4th Edition, 2001 ISBN: 978-0471356059.
 12. Budynas R.G., Nisbett J.K. *Shigley's Mechanical Engineering Design McGraw-Hill Education.* 10th Edition, 2015, ISBN: 978-0073398204.

References (transliterated)

1. Podryhalo M. A., Krasnokutskiy V. M., Shevtsov V. Yu. Pryntsypy ratsionalnoho ahrehatuvannia traktornykh samokhidnykh shasi [Principles of rational aggregation of tractor self-propelled chassis]. *Visnyk NTU «KhPI». Seriya: Avtomobile-ta traktorobuduвання,* 2021, no. 2, pp. 91-98. URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/items/f10d4a17-d0d9-4737-8a38-f204a05cab9a>
2. Podrigalo M., Krasnokutskiy V., Selevych S., Vakhniuk S., Dolinskyi M. Methodology for Analyzing the Traction Dynamics of a Self-Propelled Tractor Chassis During Coupling with Cross-Axle Linkage of Mounted Machines. *Innovations in Mechanical Engineering IV,* 2025, 129-139, https://doi.org/10.1007/978-3-031-93554-1_12.
3. Rebrov O., Kozhushko A., Kalchenko B., Mamontov A., Zakovorotniy A., Kalinin E., Holovina E. Mathematical model of diesel engine characteristics for determining the performance of traction dynamics of wheel-type tractor, *EUREKA: Physics and Engineering,* 2020, 4, 90-100. DOI: 10.21303/2461-

- 4262.2020.001352.
4. Lebedev A., Shuliak M., Lebedev S., Khalin S., Haidai T., Kholodov A., Pirogov V., Shaposhnyk V. Determining conditions for providing maximum traction efficiency of tractor as part of a soil tillage unit. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2024, Volume 1(1 (127)), pp. 6-14. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.297902>.
 5. Lebedev A.; Shuliak M.; Khalin S.; Lebedev S.; Szwedziak K.; Lejman K.; Niedbala G.; Lusiak T. Methodology for Assessing Tractor Traction Properties with Instability of Coupling Weight. *Agriculture*, 2023, 13, 977.
 6. Zakapko O. H. *Polipshennia ahrehatovanosti i manevrenosti traktornykh samokhidnykh shasi* [Improving the aggregation and maneuverability of tractor self-propelled chassis]: dys. kand. tekhn. nauk. KhNADU. 2023. URL: <https://dspace.khadi.kharkov.ua/bitstreams/4088e1a2-3563-4114-9af2-78b574d1f480/download>.
 7. Kalchenko B. I., Rebrov O. Yu., Mamontov A. H., Kozhushko A. P., Yakunin M. Ye. *Dynamika rukhu kolisnykh traktoriv* [Dynamics of wheeled tractors]: monohrafiia. NTU «KhPI». 2021, 320 p. URL: <https://repository.kpi.kharkov.ua/items/8779fb2d-068d-47a8-9d79-1b76769c365e>.
 8. Podryhalo M. A., Razaronov L. V., Zakapko O. H. Otsinka hranychnoho navantazhuvalnoho rezhymu rulovoho keruvannia traktornoho samokhidnoho shasi [Estimation of the ultimate load mode of steering of a tractor self-propelled chassis]. *Zbirnyk naukovykh prats Kharkivskoho natsionalnoho universytetu Povitrianykh Syl*, 2022, no. 1(71), pp. 111-116. <https://doi.org/10.30748/zhups.2022.71.13>
 9. Artiomov N., Anikeev A., Kaluzhnyi A., Sirovitskiy K., Kolodiaznyi I. Investigation of agricultural unit loads in non-established mode of motion when performing technological operations. *Engineering for Rural Development*, 2022, 675 – 681. 10.22616/ERDev.2022.21.TF216.
 10. Podrigalo M., Dubinin Y., Moldovan A., Polianskyi O. et al. New Methods and Systems for Monitoring the Functional Stability Parameters of Wheel Machines Power Units, *SAE Technical Paper 2020-01-2014*, 2020, <https://doi.org/10.4271/2020-01-2014>
 11. Cook R.D., Malkus D.S., Plesha M.E., Witt R.J. *Concepts and Applications of Finite Element Analysis*. John Wiley & Sons, 4th Edition, 2001 ISBN: 978-0471356059.
 12. Budynas R.G., Nisbett J.K. *Shigley's Mechanical Engineering Design*. McGraw-Hill Education, 10th Edition, 2015, ISBN: 978-0073398204.

Надійшла (received) 06.04.2026

Стаття прийнята до друку 21.04.2026

Опублікована 28.04.2026

Відомості про авторів /About the Authors

Краснокутський Володимир Миколайович / Krasnokutskiy Volodymyr – кандидат технічних наук, доцент, докторант кафедри Технології машинобудування і ремонту машин, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9484-4113>; e-mail: hvukvn62@gmail.com.

О. Л. ЛУГОВИЙ, О. Г. ГУСАК

МОДЕЛЬ ВТРАТ У КОМБІНОВАНОМУ ВІДВОДІ ВІДЦЕНТРОВОГО НАСОСА

У статті проаналізовано результати досліджень комбінованих відводів відцентрових насосів. Практично всі сучасні дослідження проведені з використанням чисельного моделювання течії, що дозволяє отримувати як диференційні, так і інтегральні характеристики робочого процесу, який має місце в комбінованому відводі. Порівняння результатів чисельного моделювання з результатами фізичного дослідження показує добре співпадіння. У статті описано дослідження робочого процесу в комбінованому відводі відцентрового ступеня з боковою кільцевою камерою. За допомогою чисельного дослідження виконано аналіз течії на виході із напрямного апарата і в кільцевій камері. На базі рівнянь Бернуллі та рівняння зміни моменту кількості руху, та враховуючи особливості робочого процесу в комбінованому відводі, розроблена математична модель для оцінювання втрат у комбінованому відводі відцентрового насоса середньої швидкохідності. За результатами чисельного моделювання течії визначені сукупні гідравлічні втрати в комбінованому відводі відцентрового ступеня насоса, а також визначені втрати в окремих компонентах комбінованого відводу. Результати чисельного дослідження порівняні з результатами розрахунку втрат з використанням розробленої математичної моделі. Максимальне відхилення результатів складає 4% від напору ступеня. Представлена в статті математична модель дозволяє на стадії проектування виконувати оцінку втрат в комбінованому відводі і як наслідок – оцінку величини ККД відцентрового ступеня.

Ключові слова: відцентровий насос, комбінований відвід, робоче колесо, напрямний апарат, чисельне дослідження, гідравлічні втрати, математична модель.

O. L. LUHOVYI, O. G. GUSAK

MODEL OF LOSSES IN THE COMBINED OUTLET OF A CENTRIFUGAL PUMP

The article analyzes the results of studies of combined outlet of centrifugal pumps. Almost all modern studies are carried out using numerical simulation of the flow, which allows obtaining both differential and integral characteristics of the working process that takes place in the combined outlet. Comparison of the results of numerical simulation with the results of physical research shows good agreement. The article describes the study of the working process in the combined outlet of a centrifugal stage with a side annular chamber. Using numerical research, an analysis of the flow at the outlet of the guide vane and in the annular chamber was performed. Based on the Bernoulli equations and the equation of change in momentum, and taking into account the features of the working process in the combined outlet, a mathematical model has been developed to estimate losses in the combined outlet of a medium specific speed centrifugal pump. Based on the results of numerical flow modeling, the total hydraulic losses in the combined outlet of the centrifugal stage of the pump were determined, as well as losses in individual components of the combined outlet. The results of the numerical research were compared with the results of calculating losses using the developed mathematical model. The maximum deviation of the results is 4% of the stage head. The mathematical model presented in the article allows, at the design stage, to estimate losses in the combined outlet and, as a result, to estimate the efficiency of the centrifugal stage.

Keywords: centrifugal pump, combined outlet, impeller, guide vane, numerical simulation, hydraulic losses, mathematical model

Вступ. Відвідний пристрій є одним із важливіших елементів відцентрового насоса. Його основна функція, перетворення кінетичної енергії, яка отримує прирощення внаслідок взаємодії потоку рідини з лопатями відцентрового робочого колеса, в енергію тиску рідини, обумовлює основні вимоги до проектування – отримання мінімальних гідравлічних втрат. Крім того, мінімум втрат у відводі визначає місцеположення оптимального режиму на характеристиці насоса. Комбінований відвід займає окреме положення і повинен розглядатись як окремий тип відводу. На відміну від напрямного апарата, у складових втрат, в комбінованому відводі існують додаткові втрати на змішування потоків, а також відсутність вісьової симетрії за рахунок наявності напірного патрубку. У відповідності до існуючих конструктивних типів насосів було виділено чотири типи комбінованих відводів [1]:

- 1) комбінований відвід з радіальною камерою;
- 2) комбінований відвід з боковою камерою;
- 3) комбінований відвід з двома камерами: боковою і радіальною;
- 4) комбінований відвід з напрямним апаратом і спіральною камерою.

Найбільш використовуваними комбінованими відводами є відвід з радіальною камерою в насосах ВВ5 за стандартом API 610 (API 610, 2012) [2] та відвід із боковою камерою в насосах ВВ4.

У робочому колесі відцентрового ступеня відбувається передача енергії від механічного приводу рідині за рахунок силової взаємодії лопатей з останньою. На виході робочого колеса рідина отримує прирощення кінетичної енергії. Завдання відводу – перетворення кінетичної енергії в енергію тиску рідини з мінімальними втратами. І якщо ККД робочого колеса має практично постійне значення в широкому діапазоні подач, то втрати у відводі мають добре виражений оптимум, який визначає також місцеположення оптимального режиму всього ступеня [3]. Відомі випадки, коли проміжний ступінь відцентрового насоса, спроектований з пропускну здатністю відносно розрахункового режиму, має оптимальний режим, який співпадає з розрахунковим, а ККД в цілому насоса зміщується в сторону малих витрат за рахунок того, що кільцева камера спро-

© О. Л. Луговий, О. Г. Гусак, 2026

ектована із занадто малою пропускну здатністю. На даний момент не існує чітко визначеної методики або чітких рекомендацій щодо проектування комбінованого відводу. Практика вітчизняного насособудування показує, що розміри кільцевої камери визначаються набагато більшими, ніж потрібно для того, щоб запобігти зміщенню оптимального режиму в сторону малих витрат.

Аналіз існуючих методів досліджень комбінованих відводів відцентрових насосів. Аналіз існуючих досліджень показав, що більша їх частина присвячена дослідженням, пов'язаним із визначенням радіальних зусиль, які діють на ротор насоса [4, 5]. Аналіз витрат у комбінованих відводах у сучасній літературі практично відсутній, або ж розглядається лише напрямний апарат, або спіральний відвід. Комбінований відвід навіть у багатоступеневому насосі може спричинити значний вплив на ККД відцентрового насоса. У багатьох публікаціях розглядається вплив окремих елементів комбінованого відводу на втрати, структуру потоку та на радіальне зусилля. У статті [6] за допомогою чисельного дослідження було проаналізовано вплив положення вісі напірного патрубку відносно виходу з напрямного апарату, а також колового положення каналів напрямного апарату відносно патрубку у ступені з комбінованим відводом. Слід зазначити, що згідно отриманих результатів, осьове положення вісі патрубка відносно виходу з каналів напрямного апарату суттєво впливає на розподіл швидкостей і тисків у кільцевій камері, і також впливає на загальні втрати і ККД насоса. Також показано, що існує тільки одне колове положення напірного патрубку відносно каналів напрямного апарату, при якому розподіл швидкостей і тисків у кільцевій камері є однорідним, а втрати мінімальними.

У статті [7] наведено дослідження комбінованого відводу і виконаний аналіз витрат на основі результатів чисельного моделювання течії у проточній частині відцентрового насоса. Показаний вплив радіуса округлення напірного патрубку на течію в комбінованому відводі, а також на величину гідравлічних витрат на вході в напірний пат-

рубок. У статті також наведені величини витрат у окремих компонентах комбінованого відводу.

У статті [8] виконано дослідження одноступеневого відцентрового насоса з комбінованим відводом. Проаналізовано вплив радіуса округлення стінки між напірним патрубком і кільцевою камерою, проаналізовано гідравлічні осьові і радіальні зусилля, які діють на робоче колесо, а також наведені картини течії в кільцевій камері за напрямним апаратом.

У статті [4] виконано порівняння результатів моделювання течії у відцентровому ступені середньої швидкості з використанням різних моделей турбулентності. Слід відзначити, що максимальне співпадіння результатів чисельного моделювання з фізичним експериментом отримано при використанні стандартної $k-\epsilon$ та SST моделей турбулентності.

Аналіз літератури [1–15] показав, що робочий процес у комбінованому відводі вивчений недостатньо, структура потоку на виході з каналів напрямного апарату і на вході в кільцеву камеру є складною і суттєво впливає на ефективність роботи ступеня. Для оцінки витрат у комбінованому відводі необхідно враховувати особливості гідродинамічних процесів, які мають місце в комбінованому відводі, особливо при змішуваних потоках у кільцевій камері.

Розробка математичної моделі витрат у комбінованому відводі. Важливим кроком при проектуванні комбінованого відводу є оцінка гідравлічних витрат. В цілому оцінку витрат у статорному елементі проточної частини відцентрового насоса можна виконати за виразом [9]:

$$\Delta h = \zeta \frac{V^2}{2g}, \quad (1)$$

де ζ – коефіцієнт витрат,

V – швидкість потоку у характерному перерізі відводу.

Враховуючи те, що структура течії в елементах комбінованого відводу не однакова, для оцінки витрат розділимо проточну частину на характерні ділянки (рис. 1):

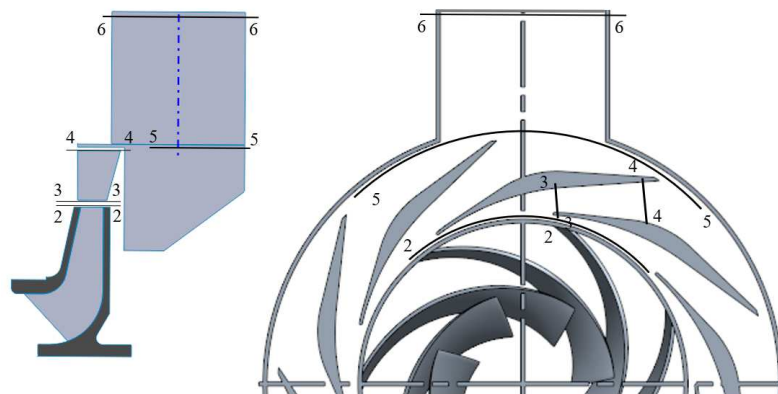


Рисунок 1 – Елементи комбінованого відводу

- спіральні канали 2-2 – 3-3 – від виходу з робочого колеса до входу в дифузійні канали на-

прямого апарату;

- дифузійні канали 3-3 – 4-4 – елемент, де

відбувається перетворення кінетичної енергії потоку в потенційну енергію тиску рідини;

- кільцева камера або кільцевий збірник 4-4 – 5-5, основна функція якого – збір рідини за напрямним апаратом і відвід у напірний патрубок;

- напірний патрубок 5-5 – 6-6 – відвід рідини у трубопровід.

Тоді сумарні втрати в комбінованому відводі складаються із суми втрат на характерних ділянках:

$$\sum \Delta h = \Delta h_c + \Delta h_{дк} + \Delta h_{кам} + \Delta h_{нп}, \quad (2)$$

де Δh_c – втрати у спіральній частині напрямного апарата,

$\Delta h_{дк}$ – втрати у дифузورних каналах,

$\Delta h_{кам}$ – втрати в кільцевій камері,

$\Delta h_{нп}$ – втрати в напірному патрубку.

Коефіцієнт втрат напору в спіральній ділянці можна визначити за рівнянням:

$$\zeta_c = -0,0114K_c^2 + 0,1985K_c + 0,0568, \quad (3)$$

$$\text{де } K_c = \frac{Z_{НА} a_3}{\pi D_3 \sin \alpha_3} \quad (4)$$

коефіцієнт косою зрізу напрямного апарата,

де $Z_{НА}$ – кількість дифузорних каналів напрямного апарата,

a_3 – висота перерізу на вході в дифузорний канал,

D_3 – діаметр встановлення лопаток дифузорних каналів,

α_3 – осереднений кут потоку на вході в дифузорний канал.

Коефіцієнт втрат напору в дифузорному каналі можна визначити за рівнянням:

$$\zeta_{диф} = (\zeta_{диф})_{min} + 0,2((K_c)_{min} - K_c)^2. \quad (5)$$

Складова $(\zeta_{диф})_{min}$ визначає величину мінімального коефіцієнту втрат у дифузорному каналі, яка має місце для певного режиму і яка залежить від геометричних розмірів НА:

$$(\zeta_{диф})_{min} = 0,35 \tan \varphi_{екв} \sqrt{\frac{F_4}{F_3} - 1}, \quad (6)$$

де $\varphi_{екв}$ – еквівалентний кут розкриття дифузора,

F_4 – площа вихідного перерізу дифузорної ділянки,

F_3 – площа вхідного перерізу дифузорної ділянки.

Величина

$$(K_c)_{min} = 1,47 - 0,0005(69 - n_s)^2 \quad (7)$$

характеризує режим роботи з мінімальними втратами у дифузорному каналі і залежить від коефіцієнта швидкохідності n_s .

Найбільш складним є визначення втрат на вході до кільцевої камери та втрат у самій кільцевій камері. Для можливості створення математичної моделі втрат на цих ділянках необхідно дослідити особливості течії на цих ділянках.

Розглянемо картину течії в кільцевій камері. Потік, який виходить з j -го каналу напрямного

апарата q_j зливається з через $i-1$ переріз з потоком в кільцевій камері. При змішуванні потоків відбувається зміна моменту кількості руху рідини внаслідок зміни швидкості і напрямку течії, а також внаслідок тертя, що супроводжується гідравлічними втратами.

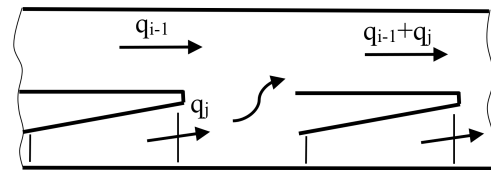


Рисунок 2 – Розгортка кільцевої камери

Втрати напору Δh_j (між вхідним перерізом каналу напрямного апарата j до перерізу i в кільцевому відводі) і втрати Δh_{i-1} (від перерізу $i-1$ кільцевої камери до перерізу i) згідно рівнянню Бернуллі можна записати наступним чином:

$$\Delta h_j = H_j - H_i + \chi_j \frac{V_j^2}{2g} - \chi_i \frac{V_i^2}{2g}, \quad (8)$$

$$\Delta h_{i-1} = H_{i-1} - H_i + \chi_{i-1} \frac{V_{i-1}^2}{2g} - \chi_i \frac{V_i^2}{2g}, \quad (9)$$

де H – середнє значення статичного тиску у відповідному перерізі,

χ – коефіцієнт нерівномірності швидкості у відповідному перерізі,

V – середня швидкість у відповідному перерізі.

Для отримання величини різниці статичних тисків $(H_j - H_i)$ і $(H_{i-1} - H_i)$ запишемо теорему про зміну моменту кількості руху для перерізів j , $i-1$ та i , з урахуванням якої рівняння в проекції на напрямок колової швидкості має вигляд:

$$-\frac{\beta_j V_j^2}{g} \gamma F_j \cos \varphi_j - \frac{\beta_{i-1} V_{i-1}^2}{g} \gamma F_{i-1} r_{i-1} + \frac{\beta_i V_i^2}{g} \gamma F_i r_i = \\ = H_{i-1} \gamma F_{i-1} r_{i-1} + H_j \gamma F_j \cos \varphi_j - H_i \gamma F_i r_i + T_s R^n, \quad (10)$$

де β – коефіцієнт нерівномірності моменту кількості руху,

F – площа відповідного перерізу,

r – радіус центру ваги відповідного перерізу,

φ – кут між напрямком колової швидкості і середньої лінії каналу апарата на виході,

γ – питома вага середовища,

$T_s R^n$ – момент на бокових поверхнях,

T_s – рівнодійна гідродинамічних сил тиску на боковій поверхні,

R – радіус точки сили.

$$T_s = \left(H_j + \bar{p}_j \frac{V_j^2}{2g} \right) \gamma (F_{i-1} + F_j \cos \varphi - F_i), \quad (11)$$

де \bar{p}_j – коефіцієнт надлишкового тиску на бокових поверхнях,

\bar{p}_{i-1} – коефіцієнт надлишкового тиску в даному перерізі.

Підставив значення T_s і H_{i-1} в праву частину виразу (10), після деяких перетворень отримаємо для правої частини виразу (10):

$$F_i r_i \gamma \left[H_j a - H_i + \frac{V_j^2 F_{i-1} r_{i-1}}{2g F_i r_i} - \frac{V_j^2 R^n}{2g F_i r_i} (F_{i-1} + F_j \cos \varphi - F_i) \right], \quad (12)$$

$$\text{де } \alpha = \frac{F_{i-1} r_{i-1} - R^n}{F_i R^n} \mid \frac{F_j}{F_i} \cos \varphi \left(\frac{r_j - R^n}{R^n} \right) \mid 1.$$

Припустимо що $V_j = V_i = V_{i-1} = 0$ і виконаємо граничний перехід, тоді із виразу (12) отримаємо, що $H_j a = H_i$, а так як в цьому випадку $H_j = H_{i-1}$, то відповідно $a = 1$. Після підстановки значення $a = 1$ у вираз (10) отримуємо, що

$$H_j - H_i = \frac{\beta_i V_i^2}{g} - \frac{\beta_i V_i^2}{g} \cos \varphi \frac{F_j r_i}{F_i r_i} - \frac{\beta_{i-1} V_{i-1}^2}{g} - k \frac{V_j^2}{2g}, \quad (13)$$

$$\text{де } k = \frac{F_{i-1} r_{i-1}}{F_i r_i} - \frac{V_j^2 R^n}{2g F_i r_i} (F_{i-1} + F_j \cos \varphi - F_i).$$

Підставивши рівняння (13) у вираз (8), та замінивши невідомий член $k \frac{V_j^2}{2g}$ відомим поправочним коефіцієнтом $k_{\text{до}}$, знехтуючи дійсним законом розподілу швидкостей і поклавши $\chi = \beta = 1$, отримуємо

$$\Delta h_j = k_{\text{до}} \left[\frac{V_i^2}{2g} - \frac{2V_{i-1}^2}{2g} + \frac{V_j^2}{2g} - \frac{2V_j^2 F_i}{2g F_i} \cos \varphi * \right], \quad (14)$$

$$\text{де } \cos \varphi * = \cos \varphi \frac{r_i}{r_i}.$$

Розділимо вираз (14) на квадрат швидкісного напору у вихідному перерізі j -го каналу прямого апарата, прийнявши значення $k_{\text{до}} = 1$, за аналогією з його значенням при злитті потоків, отримуємо після перетворень значення коефіцієнта втрат ζ_j бокового відхилення при злитті потоків, віднесеного до швидкості у i -му каналі прямого апарата:

$$\zeta_j = 1 + \left(\frac{Q_i}{q_j} \right)^2 \left(\frac{F_i}{F_i} \right)^2 - 2 \left(\frac{Q_i - q_i}{q_j} \right)^2 \frac{F_i^2}{F_i F_{i-1}} - 2 \frac{F_i}{F_i} \cos \varphi *. \quad (15)$$

де Q_i і q_j – витрати через перерізи i -і та j -і (див. рис. 2).

Виконавши аналогічні перетворення, отримаємо вираз для визначення коефіцієнта втрат ζ_{i-1} від перерізу $i-1$ до перерізу i , віднесений до швидкості в каналі апарата:

$$\zeta_{i-1} = \left(\frac{Q_i}{q_i} \right)^2 \left(\frac{F_i}{F_i} \right)^2 + \left(\frac{Q_i - q_i}{q_i} \right)^2 \left[\left(\frac{F_i}{F_{i-1}} \right)^2 - 2 \frac{F_i^2}{F_i F_{i-1}} \right] - 2 \frac{F_i}{F_i} \cos \varphi *. \quad (16)$$

Для комбінованого відводу з кільцевою камерою постійного перерізу $F_i = F_{i-1}$, тоді $F_i / (F_{i-1}) = 1$. Також для режимів, близьких до оптимального, можна прийняти, що витрата через всі канали прямого апарата однакова: $q_i = \frac{Q}{Z_{\text{на}}} = q$, тоді витрату через будь-який переріз камери можна надати у вигляді:

$$Q_i = iq + \Delta Q, \quad (17)$$

де ΔQ – витрата через переріз камери, який розташований між вихідним патрубком і каналом прямого апарата.

У залежності від геометричних співвідношень площі камери і площі на виході прямого апарата можливі три варіанти течії через переріз 0-0, який розташований між напірним патрубком і виходом з першого за потоком каналу прямого апарата:

1) Якщо площа перерізу камери замала, то можливо, що частина рідини, яка витікає з перших каналів прямого апарату, повертає у камері на кут, більший за 90° , і потім зміщується біля напірного патрубка з основним потоком. В цьому випадку величина ΔQ від'ємна.

2) Варіант, коли $\Delta Q = 0$, тобто витрата через переріз 0-0 відсутня. В цьому випадку витрата через будь-який переріз камери дорівнює $Q_i = iq$.

3) Третій варіант, коли через переріз 0-0 іде витрата $\Delta Q > 0$, яка нібито ежектуються струменями, що виходять з каналів прямого апарату.

Практично, щоб отримати мінімальні гідравлічні втрати у відводі, необхідно проектувати його таким чином, щоб $\Delta Q \geq 0$, тоді визначити величину ΔQ можливо із умови, що сума втрат на прохід рідини від перерізу 0-0 до перерізу i , на прохід при розділенні від перерізу $n-n$ до 0-0 і на тертя дорівнює 0, тобто:

$$\left[\sum_{i=1}^n (\zeta_{i-1} + \zeta_{\text{терт } i}) \zeta_p \right] \frac{q^2}{2g F_i^2} = 0, \quad (18)$$

$$\zeta_{\text{терт}} = \frac{\lambda \cdot 2\pi r_i}{Z_{\text{на}} D_r} \left(\frac{Q_i}{q} \right) \frac{F_j^2}{F_i^2}, \quad (19)$$

де λ – коефіцієнт тертя,

D_c – гідравлічний діаметр камери,

$\zeta_{\text{терт } 1}$ – коефіцієнт опору тертя на ділянці від $i-1$ до i , віднесений до швидкості в каналі апарату,

ζ_p – коефіцієнт опору на прохід при розділенні потоків від швидкості в каналі апарату.

Коефіцієнт втрат на прохід при розділенні потоків від швидкості в каналі апарату може бути представлений у вигляді:

$$\zeta_p = 0,4 \left(\frac{Q}{Q + \Delta Q} \right)^2 \left(\frac{Q + \Delta Q}{q} \right)^2 \frac{F_i^2}{F_i^2} = 0,4 Z_{\text{на}}^2 \frac{F_i^2}{F_i^2}. \quad (20)$$

Враховуючи всі прийняті припущення і прийнявши

$$\frac{F_i}{F_i} = b, \quad c = \frac{\Delta Q}{q}, \quad K = 2 \cos \varphi *, \quad A = \frac{\lambda \cdot 2\pi r_i}{Z_{\text{на}} D_r},$$

вирази для коефіцієнтів втрат (8), (9), (12) та (13) можуть бути представлені у вигляді:

$$\left. \begin{aligned} \zeta_j &= 1 + 4b^2(c+i) - (i+c)^2 b^2 - 2b^2 - Kb; \\ \zeta_{i-1} &= 2b^2(c-i) - b^2 - Kb; \\ \zeta_p &= 0,4 Z_{\text{на}}^2 b^2; \\ \zeta_{\text{терт } i} &= A(c+i)^2 b^2. \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

Коефіцієнт втрат камери від виходу з прямого апарата може бути представлений як середньозважений із виразу:

$$\zeta_{\text{кам}} = \frac{\sum_{i=1}^n [\zeta_j + \zeta_{i-1}(i-1) + \zeta_{\text{терт } i}]}{n}, \quad (22)$$

де $n = Z_{\text{на}}$ – кількість каналів прямого апарата.

Після підстановки значень коефіцієнтів втрат із (21) і сумування коефіцієнт втрат камери від виходу з напрямного апарата приймає вигляд:

$$\zeta_{\text{кам}} = 1 + \frac{b^2}{6} (Z_{\text{на}} + 1)(2Z_{\text{на}} + 1) + \frac{b^2(Z_{\text{на}} + 1)}{2} - kb \frac{Z_{\text{на}} + 1}{2} + 2b^2c - c^2b^2 + \frac{b^2}{4} (Z_{\text{на}} + 1)^2 Z_{\text{на}} A + \frac{b^2}{3} Ac(Z_{\text{на}} + 1)(2Z_{\text{на}} + 1) + b^2 Ac^2 \frac{Z_{\text{на}} + 1}{2}. \quad (23)$$

Коефіцієнт втрат від виходу з напрямного апарата до напірного патрубку:

$$\zeta_{\text{нп}} = \zeta_{\text{кам}} + \zeta_{\text{нп}} \quad (24)$$

Коефіцієнт втрат на вході в патрубок, віднесений до швидкості в каналах апарату, у відповідності до [13] може бути визначений як коефіцієнт втрат на боковий отвір при розділенні потоків:

$$\zeta_{\text{нп}} = b^2 (Z_{\text{на}} + c)^2 + Z_{\text{на}}^2 b^2 D^2 - 2c \cos \alpha (Z_{\text{на}} + c) Z_{\text{на}} D b^2, \quad (25)$$

де $D = \frac{F_1}{F_{\text{нп}}}$ – відношення площі радіального перерізу камери до площі напірного патрубка,

α – кут між віссю патрубка і середньою лінією камери.

Коефіцієнт втрат кільцевої камери і напірного патрубка буде виглядати таким чином:

$$\zeta_{\text{кв}} = 1 + \frac{b^2}{6} (Z_{\text{на}} + 1)(2Z_{\text{на}} + 1) + \frac{b^2(Z_{\text{на}} + 1)}{2} - \frac{kb(Z_{\text{на}} + 1)}{2} + 2b^2c - c^2b^2 + \frac{b^2}{4} Z_{\text{на}}(Z_{\text{на}} + 1)A + \frac{b^2}{3} Ac(Z_{\text{на}} + 1)(2Z_{\text{на}} + 1) + b^2(Z_{\text{на}} + c) + b^2 Z_{\text{на}}^2 D^2 - 2c \cos \alpha (Z_{\text{на}} + c) Z_{\text{на}} D b^2. \quad (26)$$

Система рівнянь для розрахунку втрат у комбінованому відводі може бути представлена у вигляді:

$$\Delta h_{\text{кв}} = \zeta_c \frac{v_{\text{н}}^2}{2g} + \zeta_{\text{диф}} \frac{v_2^2}{2g} + \zeta_{\text{кв}} \frac{v_4^2}{2g};$$

$$\zeta_c = -0,0114K_c^2 + 0,1985K_c + 0,0568;$$

$$\zeta_{\text{диф}} = (\zeta_{\text{диф}})_{\text{min}} + 0,2((K_c)_{\text{min}} - K_c)^2;$$

$$\zeta_{\text{кв}} = 1 + \frac{b^2}{6} (Z_{\text{на}} + 1)(2Z_{\text{на}} + 1) + \frac{b^2(Z_{\text{на}} + 1)}{2} - \frac{kb(Z_{\text{на}} + 1)}{2} + 2b^2c - c^2b^2 + \frac{b^2}{4} Z_{\text{на}}(Z_{\text{на}} + 1)A + \frac{b^2}{3} Ac(Z_{\text{на}} + 1)(2Z_{\text{на}} + 1) + b^2(Z_{\text{на}} + c) + b^2 Z_{\text{на}}^2 D^2 - 2c \cos \alpha (Z_{\text{на}} + c) Z_{\text{на}} D b^2. \quad (27)$$

Аналіз результатів чисельного дослідження течії в комбінованому відводі з боковою камерою. Чисельне дослідження течії в комбінованому відводі проводилось за допомогою програмного продукту ANSYS CFX (університетська ліцензія). Розрахункова область складалась із робочого колеса, напрямного апарата і кільцевої бокової камери (рис. 3). Розрахункові сітки будувались за допомогою сіткового генератора MESH. Для зменшення впливу граничних умов на внутрішню течію, гра-

ниці розрахункової області були розширені на вході і виході. На вході в розрахункову область було задано величину масової витрати, на виході – величину статичного тиску. Тип інтерфейсу між робочим колесом і відводом – «Stage (Mixing Plane)», що означає осереднення параметрів течії по колу. Для замикання рівнянь Рейнольдса використовувалась стандартна k-ε модель турбулентності, яка дозволяє отримувати для відцентрових насосів середньої швидкодійності мінімальне відхилення від фізичного дослідження [4]. На всіх твердих стінках були задані величини еквівалентної пісочної шорсткості, яка відповідає дійсним значенням шорсткості стінок [14].

Дослідження проводилось для чотирьох варіантів кільцевої камери. В якості варійованого параметра були вибрані зовнішній та внутрішній діаметри камери. Ширина камери визначається діаметром напірного патрубка і тому була незмінною. Основні співвідношення кільцевої камери наведені в табл. 1.

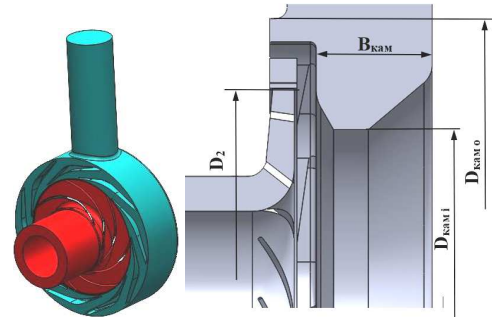


Рисунок 3 – тривимірний модель для чисельного дослідження

Загальні співвідношення геометричних розмірів камери наведені в табл. 1.

Таблиця 1 – Загальні співвідношення геометричних розмірів камери

| Назва параметру | Величина параметру | | | |
|-------------------------------|--------------------|-------|-------|-------|
| | B01 | B02 | B03 | B04 |
| $D_{\text{кам}i}/D_2$ | 0,797 | 0,797 | 0,797 | 0,924 |
| $D_{\text{кам}o}/D_2$ | 1,364 | 1,409 | 1,470 | 1,364 |
| $B_{\text{кам}}/D_2$ | 0,606 | 0,606 | 0,606 | 0,606 |
| $F_{\text{кам}}, \text{мм}^2$ | 8206 | 9606 | 10997 | 7565 |
| $F_{\text{кам}}/F_4$ | 1,063 | 1,244 | 1,425 | 0,980 |

За результатами дослідження отримані розподіл швидкостей і тисків, а також інтегральні характеристики ступеня з комбінованим відводом. Інтегральні характеристики наведені на рис. 4.

Необхідно зазначити, що збільшення зовнішнього діаметру камери призвело до збільшення величини оптимальної витрати і до зменшення крутизни напірної характеристики, а також до збільшення величини ККД ступеня. Зменшення площини перерізу камери за рахунок внутрішнього діаметру, практично не вплинуло ні на напірну характеристику ні на ККД.

На рис. 5 наведено порівняння швидкостей на виході із дифузійних каналів напрямного апарата для оптимального режиму. Можна стверджувати,

що швидкість на виході з каналів апарату є практично однаковою, і це підтверджує припущення, що витрата через кожен канал напрямного апарата є однаковою.

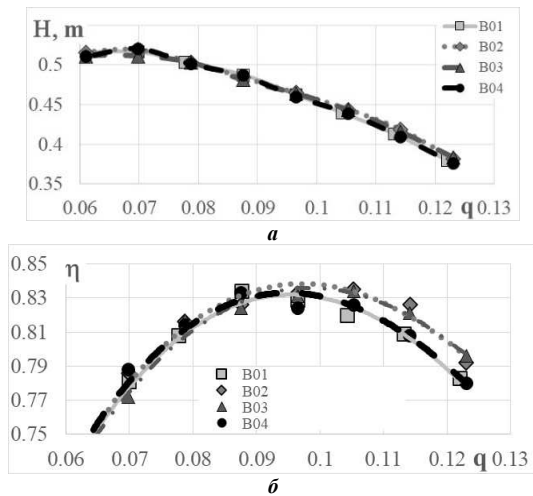


Рисунок 4 – Інтегральні характеристики ступеня: *a* – напірна характеристика; *б* – характеристика ККД

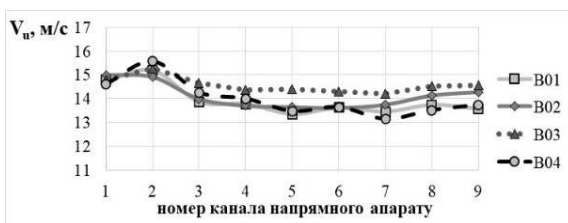


Рисунок 5 – Величини швидкостей на виході із дифузорних каналів напрямного апарату для оптимального режиму

На рис. 6 наведена епюра розподілу колової складової швидкості в кільцевій камері залежно від радіусу для варіанта B01. Також визначено, що для всіх варіантів кільцевих камер епюра швидко-

сті є рівномірною від деякого радіуса, який можна охарактеризувати як активний внутрішній радіус кільцевої камери. Величина цього радіуса залежить від радіуса центру ваги перерізу на виході з дифузорних каналів.

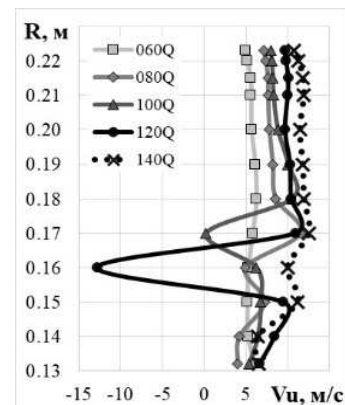


Рисунок 6 – розподіл колової швидкості в кільцевій камері за радіусом

На рис. 7 наведені епюри розподілу колової складової швидкості в кільцевій камері, починаючи від активного до зовнішнього радіуса для всіх досліджених варіантів. Слід зазначити, що швидкість потоку для кожного варіанта кільцевої камери є практично однаковою для певного режиму витрати.

На рис. 8 наведені картини течії в кільцевій камері для оптимального режиму.

Аналізуючи картини течії в кільцевій камері, можна визначити, що для режимів, близьких до оптимального, течія в перерізі 0-0 практично відсутня. Це також підтверджує розподіл колової складової швидкості в перерізі камери по куту охопту, який наведений на рис. 9.

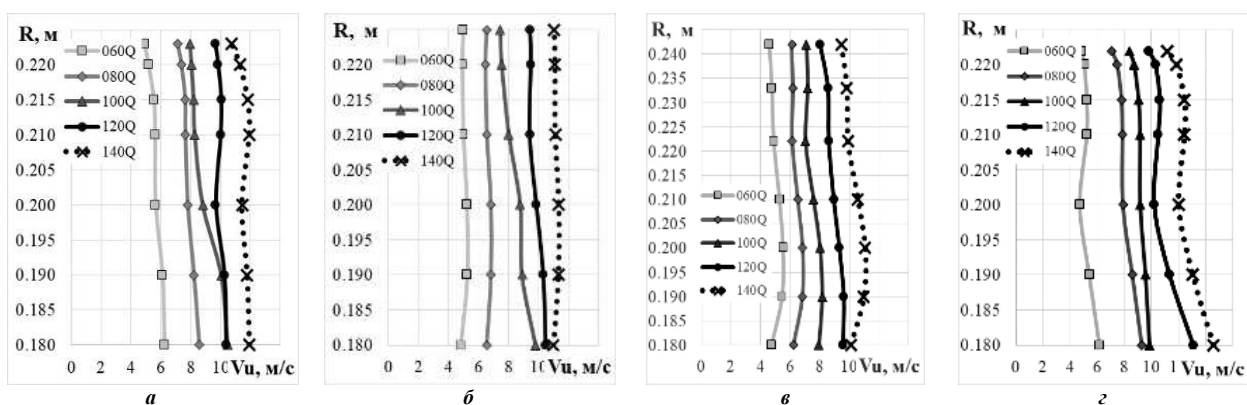


Рисунок 7 – Епюри колової складової швидкості: *a* – варіант B01, *б* – варіант B02, *в* – варіант B03, *г* – варіант B04

Аналіз течії в кільцевій камері дозволяє зробити декілька висновків:

- 1) На режимах, близьких до оптимального, течія в перерізі 0-0 відсутня;
- 2) Витрата через кожен канал напрямного апарата є однаковою;

- 3) Мінімальний активний діаметр течії відносно діаметру виходу з дифузорних каналів складає $0,88D_4$;

- 4) Збільшення зовнішнього діаметра кільцевої камери призводить до збільшення оптимальної витрати і збільшення величини ККД;

5) Зменшення площини перерізу камери за рахунок внутрішнього діаметра (до величини активного внутрішнього діаметра) не впливає ні на

величину ККД, ні на положення оптимального режиму.

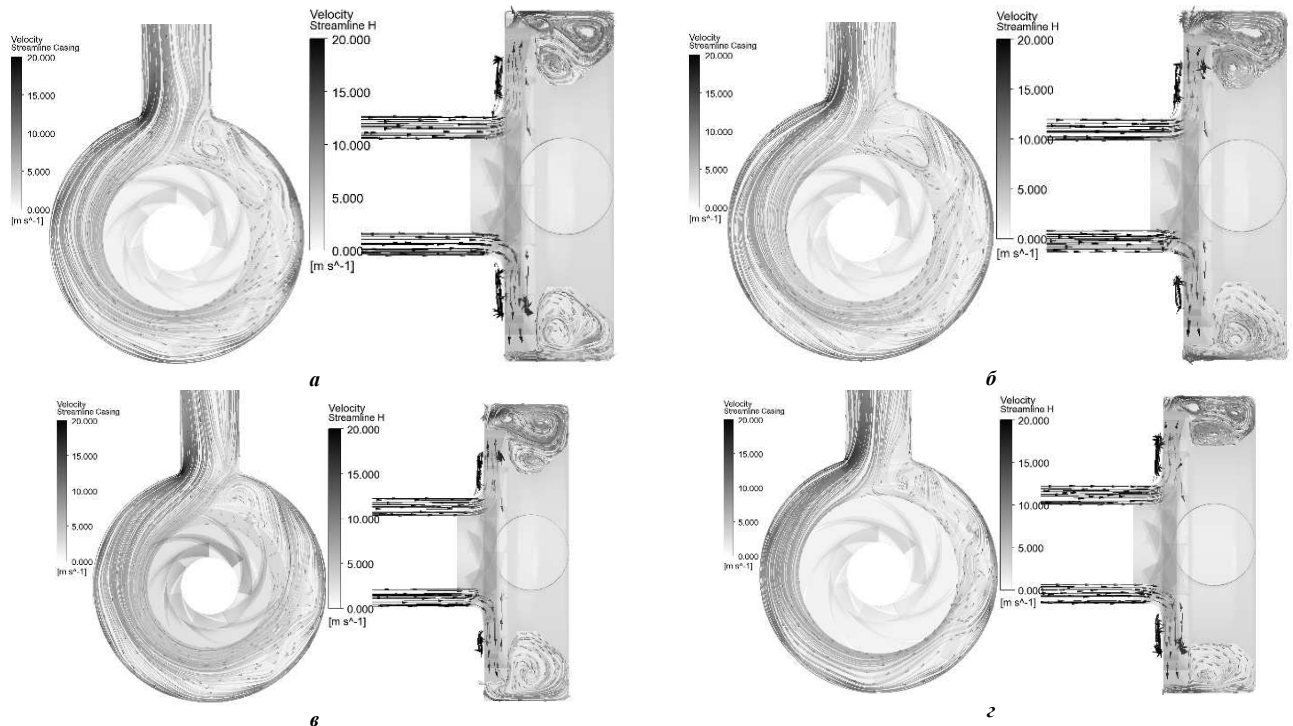


Рисунок 8 – Структура течії в комбінованому відводі:
а – варіант B01, б – варіант B02, в – варіант B03, г – варіант B04

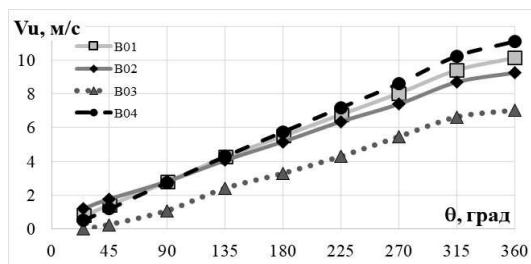


Рисунок 9 – Розподіл колової складової швидкості в перерізі кільцевої камери від кута охопту камери

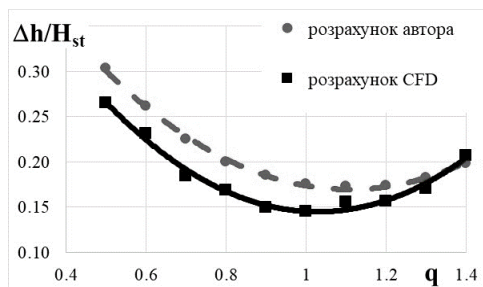


Рисунок 10 – Порівняння результатів розрахунку втрат в комбінованому відводі за допомогою розробленої моделі втрат і за результатами чисельного моделювання течії

За результатами чисельного моделювання течії було визначено величини втрат у комбінованому відводі. Також оцінку величини втрат було виконано за допомогою розробленої моделі втрат. Результати порівняння наведені на рис. 10.

Слід зазначити, що отримано як якісне, так і кількісне співпадіння результатів. Максимальне

відхилення результату розрахунку втрат складає 4% від напору ступеня.

Висновки. На основі аналізу робочого процесу в комбінованому відводі розроблена математична модель втрат, яка дозволяє оцінити втрати у відводі відцентрового ступеня і тим самим спрогнозувати величину ККД ступеня з комбінованим відводом на стадії проєктування. Результати проведеного чисельного дослідження течії дозволили підтвердити припущення, які були покладені в основу математичної моделі, а саме те, що течія через переріз 0-0 відсутня і витрата через кожен канал напрямного апарату є однаковою. Порівняння результатів розрахунку втрат за допомогою розробленої математичної моделі з величиною втрат, отриманою за допомогою чисельного дослідження, дозволяє зробити висновок, що запропонована математична модель якісно і кількісно відображає робочий процес у комбінованому відводі. Розбіжність результатів складала 4% від напору відцентрового ступеня.

Список літератури

1. Луговий О.Л., Гусак О.Г., Юрченко О.Ю. (2025). Гідродинамічні особливості комбінованих відводів відцентрових насосів. *Вісник ШАУ. Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів»*. Випуск 3(61), 2025, С. 59 – 63. <https://doi.org/10.32782/msnau.2025.3.8>.
2. *API 610 Centrifugal Pumps for Petroleum* (2012), Heavy Duty Chemical and Gas Industry Services, ANSI/API STANDARD 610, 12th Edition, 218 p.
3. A. Stepanoff. (1993). *Centrifugal and Axial Flow Pumps. Theory, Design, and Application*. Krieger Publishing Company. 462 p.

4. Tan, M., Guo, B., Liu, H., Wu, X., & Wang, K. (2015). Investigation of radial force and hydraulic performance in a centrifugal pump with different guide vane outlet angle. *Journal of Vibroengineering*, 17, 3247-3260.
5. Dongrong Meng, Ting Jiang, Hongling Deng, Gaoyang Hou. Numerical Simulation Research on Radial Force of Centrifugal Pump with Guide Vanes. *Hindawi Shock and Vibration*. Volume 2021, Article ID 6638123, 10 p.
6. Xiaorui Cheng, Peng Wang, Shuyan Zhang (2019). Investigation on matching characteristics of nuclear main pump guide vanes and annular casing. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 41:353 <https://doi.org/10.1007/s40430-019-1854-0>
7. Xiaorui Cheng, Wenrui Bao, Li Fu, Xiaoting Ye. (2017). Sensitivity analysis of nuclear main pump annular casing tongue blend. *Advances in Mechanical Engineering*, Vol. 9(7), pp. 1–9. The Author(s) 2017. <https://doi.org/10.1177/1687814017706599>.
8. Kai Wang, Yu-cheng Jing, Xiang-hui He, Hou-lin Liu. (2019). Efficiency improvement and evaluation of a centrifugal pump with vaned diffuser. *Advances in Mechanical Engineering*, Vol. 11(3), pp. 1–12. The Author(s) 2019. <https://doi.org/10.1177/1687814019825904>.
9. Meng, D., Jiang, T.T., Deng, H., & Hou, G. (2021). Numerical Simulation Research on Radial Force of Centrifugal Pump with Guide Vanes. *Shock and Vibration*. <https://doi.org/10.1155/2021/6638123>.
10. Wang, W., Wang, H., Pei, J., Chen, J., Gan, X., & Sun, Q. (2025). Artificial intelligence approach for energy and entropy analyses of a double-suction centrifugal pump. *Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2025.136046>.
11. Massinissa Djerroud, Guyh Dituba Ngoma, and Walid Ghie (2011). Numerical Identification of Key Design Parameters Enhancing the Centrifugal Pump Performance: Impeller, Impeller-Volute, and Impeller-Diffuser. *International Scholarly Research Network ISRN Mechanical Engineering*. Volume, Article ID 794341, 16 p. doi:10.5402/2011/794341.
12. Yonglin Qin, Deyou Li, Hongjie Wang, Zhansheng Liu, Xianzhu Wei, Xiaohang Wang. (2022). Investigation on hydraulic loss component and distribution in hydraulic machinery: A case study of pump-turbine in pump mode. *Journal of Energy Storage*. Volume 52, Part B, 15 August, 104932. <https://doi.org/10.1016/j.est.2022.104932>.
13. Idelchik I.E. (2007). Handbook of Hydraulic Resistance. 4th Revised and Augmented Edition. Series Editors: A.S.Ginevskiy and A.V.Kolesnikov. Printed in the United States of America. DOI: 10.1615/978-1-56700-251-5.0.
14. Лугова С.О. (2009). Гідродинамічні особливості проектування змінних проточних частин при створенні уніфікованого ряду відцентрових насосів [Hydrodynamic features of designing replaceable flow parts when creating a unified series of centrifugal pumps]. Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук. – Сумський державний університет. Суми. 2009 – 20 с.
15. Johann Friedrich Gülich. (2020). Centrifugal Pumps. Fourth Edition. Johann Friedrich Gülich. Springer Nature Switzerland AG 2020. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-14788-4>.
2. API 610 Centrifugal Pumps for Petroleum (2012), Heavy Duty Chemical and Gas Industry Services, ANSI/API STANDARD 610, 12th Edition, 218 p.
3. A. Stepanoff. (1993). Centrifugal and Axial Flow Pumps. *Theory, Design, and Application*. Krieger Publishing Company. 462 p.
4. Tan, M., Guo, B., Liu, H., Wu, X., & Wang, K. (2015). Investigation of radial force and hydraulic performance in a centrifugal pump with different guide vane outlet angle. *Journal of Vibroengineering*, 17, 3247-3260.
5. Dongrong Meng, Ting Jiang, Hongling Deng, Gaoyang Hou. Numerical Simulation Research on Radial Force of Centrifugal Pump with Guide Vanes. *Hindawi Shock and Vibration*. Volume 2021, Article ID 6638123, 10 p.
6. Xiaorui Cheng, Peng Wang, Shuyan Zhang (2019). Investigation on matching characteristics of nuclear main pump guide vanes and annular casing. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 41:353 <https://doi.org/10.1007/s40430-019-1854-0>
7. Xiaorui Cheng, Wenrui Bao, Li Fu, Xiaoting Ye. (2017). Sensitivity analysis of nuclear main pump annular casing tongue blend. *Advances in Mechanical Engineering*, Vol. 9(7), pp. 1–9. The Author(s) 2017. <https://doi.org/10.1177/1687814017706599>.
8. Kai Wang, Yu-cheng Jing, Xiang-hui He, Hou-lin Liu. (2019). Efficiency improvement and evaluation of a centrifugal pump with vaned diffuser. *Advances in Mechanical Engineering*, Vol. 11(3), pp. 1–12. The Author(s) 2019. <https://doi.org/10.1177/1687814019825904>.
9. Meng, D., Jiang, T.T., Deng, H., & Hou, G. (2021). Numerical Simulation Research on Radial Force of Centrifugal Pump with Guide Vanes. *Shock and Vibration*. <https://doi.org/10.1155/2021/6638123>.
10. Wang, W., Wang, H., Pei, J., Chen, J., Gan, X., & Sun, Q. (2025). Artificial intelligence approach for energy and entropy analyses of a double-suction centrifugal pump. *Energy*. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2025.136046>.
11. Massinissa Djerroud, Guyh Dituba Ngoma, and Walid Ghie (2011). Numerical Identification of Key Design Parameters Enhancing the Centrifugal Pump Performance: Impeller, Impeller-Volute, and Impeller-Diffuser. *International Scholarly Research Network ISRN Mechanical Engineering*. Volume, Article ID 794341, 16 p. doi:10.5402/2011/794341.
12. Yonglin Qin, Deyou Li, Hongjie Wang, Zhansheng Liu, Xianzhu Wei, Xiaohang Wang. (2022). Investigation on hydraulic loss component and distribution in hydraulic machinery: A case study of pump-turbine in pump mode. *Journal of Energy Storage*. Volume 52, Part B, 15 August, 104932. <https://doi.org/10.1016/j.est.2022.104932>.
13. Idelchik I.E. (2007). Handbook of Hydraulic Resistance. 4th Revised and Augmented Edition. Series Editors: A.S.Ginevskiy and A.V.Kolesnikov. Printed in the United States of America. DOI: 10.1615/978-1-56700-251-5.0.
14. Lugovaya S.O. (2009). *Gidrodinamicheskiye osobennosti proyektirovaniya smennykh protochnykh chastey pri sozdaniy unifitsirovannogo ryada tsentroběžnykh nasosov* [Hydrodynamic features of designing replaceable flow parts when creating a unified series of centrifugal pumps]. Abstract of the dissertation of Ph.D. – Sumy State University. Sumy. 2009 – 20 p.
15. Johann Friedrich Gülich. (2020). Centrifugal Pumps. Fourth Edition. Johann Friedrich Gülich. Springer Nature Switzerland AG 2020. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-14788-4>.

References (transliterated)

1. Luhovyi O. L., Gusak O. G., Yurchenko O. Yu. (2025). Hidrodinamichni osoblyvosti kombinovanykh vidvodiv vidtsentroykhn nasosiv. *Visnyk SNAU. Seriya «Mekhanizatsiia ta avtomatyzatsiia vyrobnychykh protsesiv»*. Vol. 3(61), 2025, P. 59–63. <https://doi.org/10.32782/msnau.2025.3.8>.

Надійшла (received) 07.04.2026
Стаття прийнята до друку 21.04.2026
Опублікована 28.04.2026

Відомості про авторів /About the Authors

Луговий Олексій Лаврентійович / Luhovyi Oleksii – Сумський державний університет, аспірант кафедри «Прикладна гідроаеромеханіка»; м. Суми, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0007-0349-2230>; e-mail: opelastra9080@gmail.com.

Гусак Олександр Григорович / Gusak Oleksandr – кандидат технічних наук, Сумський державний університет, професор кафедри «Прикладна гідроаеромеханіка», м. Суми, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4372-5776>; e-mail: o.gusak@pgm.sumdu.edu.ua.

*М. Є. СЕРГІЄНКО, П. М. КАЛІНІН, Н. М. ПАВЛОВА, А. М. СЕРГІЄНКО, М. І. ГАСАНОВ,
С. І. КРИВОШАПОВ, О. В. ТІТАРЕНКО, В. П. ТИХАНОВСЬКИЙ*

ЩОДО УДОСКОНАЛЕННЯ ПОКАЗНИКІВ ДВОПОТОКОВОЇ СУХОЇ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОЇ МУФТИ ЗЧЕПЛЕННЯ

У статті розглянуто шляхи підвищення експлуатаційних та енергетичних показників сухої двопотокової муфти зчеплення, що застосовується у роботизованих трансмісіях сучасних транспортних засобів. Актуальність роботи зумовлена необхідністю покращення функціональної надійності, економічності та рівномірності передачі крутного моменту в здвосних зчепленнях. Об'єктом дослідження є суха двопотокова муфта зчеплення з пониженими витратами енергії на керування, що реалізуються завдяки використанню поворотного важеля та пересувної каретки, яка переміщується по поверхні опорного диска та змінює схему силової взаємодії між натискною пружиною і фрикційними дисками. На основі розробленої математичної моделі механізму перемикання виконано чисельне моделювання робочого процесу, в результаті якого встановлено функціональні залежності між положенням керуючої каретки та силами притискання фрикційних пар кожного зчеплення. Проведений аналіз показав, що при однаковому переміщенні каретки у традиційній структурній схемі з вертикальним рухом не забезпечується рівність коефіцієнтів запасу зчеплення для обох потоків, що призводить до нерівномірної передачі крутного моменту та підвищеного зносу дисків. Для усунення зазначеного недоліку обґрунтовано доцільність удосконалення конструкції шляхом зміни профілю опорного диска муфти. Сформульовано задачу синтезу профілю поверхні опорного диска, яка дозволяє забезпечити однакові значення максимального переданого крутного моменту та коефіцієнтів запаса для першого і другого зчеплень. Запропоновано методику та обґрунтовано напрямки (алгоритм) модернізації механізму керування двопотоковою енергоефективною муфтою зчеплення. Отримані результати та запропоновані конструктивні рішення можуть бути узагальнені й використані при проектуванні сухих здвосних зчеплень для транспортних засобів різного призначення та потужності.

Ключові слова: транспортний засіб; сухе здвосне зчеплення; двопотокова муфта; конструкція; трансмісія; механізм перемикання; аналіз; синтез; енергоефективність; коефіцієнт запасу; поворотний упор; пересувна каретка; сила стиснення

*N. SERGIENKO, P. KALININ, N. PAVLOVA, A. SERGIENKO, M. GASANOV,
S. KRIVOSHAPOV, O. TITARENKO, V. TYKHANOVSKYI*

ON THE ENHANCEMENT OF PERFORMANCE PARAMETERS OF A DUAL-STREAM DRY ENERGY-EFFICIENT CLUTCH ASSEMBLY

The article investigates approaches to improving the operational and energy-performance indicators of a dry dual-flow clutch used in robotic transmissions of modern vehicles. The relevance of the study is driven by the need to enhance functional reliability, efficiency, and uniformity of torque transfer in dual-flow clutch systems. The object of the study is a dry dual-flow clutch featuring reduced actuation energy consumption, achieved through the use of a pivot lever and a movable carriage that travels along the surface of the support disc and alters the force-interaction scheme between the pressure spring and the friction discs. Based on the developed mathematical model of the shifting mechanism, numerical simulations of the operating process were performed, establishing functional relationships between the position of the control carriage and the clamping forces of the friction pairs for each clutch. The analysis showed that, under identical carriage displacement in a traditional structural scheme with vertical motion, equality of the coefficients of clutch safety margin for both torque paths is not ensured, which leads to non-uniform torque transmission and increased disc wear. To eliminate this drawback, the feasibility of improving the design by modifying the profile of the clutch support disc was substantiated. The problem of synthesizing the surface profile of the support disc was formulated to ensure identical values of maximum transmissible torque and coefficients of clutch safety margin for the first and second clutches. A methodology and a justified algorithm for upgrading the actuation mechanism of the dual-flow energy-efficient clutch were proposed. The obtained results and the proposed design solutions can be generalized and applied in the design of dry dual-flow clutches for vehicles of various applications and power ratings.

Keywords: vehicle; dry dual clutch; dual-flow clutch; clutch design; transmission; shift mechanism; analysis; synthesis; energy efficiency; safety factor; pivot; movable carriage; compression force

Вступ. Одним із напрямів підвищення техніко-економічних показників транспортних і тягових самохідних машин є удосконалення існуючих конструкцій вузлів трансмісій та створення нових із покращеними функціональними характеристиками. Зчеплення є одним із головних вузлів сучасної трансмісії машини. На сьогодні широкого поширення набуло сухе фрикційне зчеплення, яке, окрім своєї основної функції – з'єднання та роз'єднання двигуна і коробки передач, виконує низку інших важливих завдань: забезпечує м'яке й плавне рушання з місця, швидке перемикання передач, привід додаткового обладнання, а також зменшення рівня крутильних коливань елементів трансмісії. Крім того, така конструкція відрізняється простотою, невеликою вартістю та легкістю в обслуговуванні й ремонті.

Важливим завданням є підвищення ККД вузла під час передачі крутного моменту та роботи його привода. Для різних транспортних засобів одним із

напрямів вирішення цієї проблеми є застосування подвійних зчеплень (dual clutch transmission, DCT) з механічною коробкою передач.

Відомі здвосні (двопотокові) фрикційні зчеплення потребують постійних витрат потужності для забезпечення натискного зусилля між фрикційними парами під час передачі крутного моменту. Це знижує коефіцієнта корисної дії (ККД) вузла та призводить до виникнення значних осьових навантажень на елементи конструкції. Найчастіше для керування використовується гідравлічний привід, що суттєво ускладнює конструкцію та збільшує її вартість.

Для вирішення зазначеної проблеми розроблено оригінальну суху двопоточну муфту зчеплення зі значно зменшеними витратами енергії на керування. Це стало можливим завдяки зміні

© М. Є. Сергієнко, П. М. Калінін, Н. М. Павлова,
А. М. Сергієнко, М. І. Гасанов, С. І. Кривошапов,
О. В. Тітаренко, В. П. Тихановський, 2026

принципу та механізму керування [1, 2]. Поява нових варіантів конструкцій зчеплення потребує проведення аналізу робочого процесу вмикання кожного зі зчеплень, на підставі якого визначаються функціональні показники їх роботи. Вони не повинні суттєво відрізнятися, інакше виникає нерівномірність буксування та зносу, підвищується температурне й механічне навантаження елементів конструкції, а також спостерігається нерівномірність передачі крутного моменту від двигуна внутрішнього згорання.

Отже, завдання підвищення показників двопотокового зчеплення, що забезпечують однакові умови роботи фрикційних пар шляхом оцінювання параметрів механізму їх приводу, є актуальним. На основі аналізу результатів досліджень можна визначити напрями подальшого удосконалення енергоефективного здвоєного зчеплення.

Аналіз останніх досягнень і публікацій.

Основні переваги трансмісій із подвійним зчепленням (DCT) полягають у вищій енергоефективності порівняно з автоматичними трансмісіями з гідротрансформаторами та у здатності компенсувати розрив крутного моменту під час перемикання передач, що забезпечує плавність зміни поздовжнього прискорення. Таким чином, DCT виступають альтернативою автоматизованим механічним трансмісіям (АМТ). Трансмісія з подвійним зчепленням поєднує зручність автоматичної коробки передач з економічністю механічної. В автомобілях, оснащених двигунами з великим крутним моментом, під час перемикання передач виникають значні втрати енергії через буксування зчеплення.

Зчеплення є невід'ємною частиною трансмісії будь-якого автомобіля або трактора з двигуном внутрішнього згорання (ДВЗ). З метою покращення експлуатаційних характеристик машин його конструкція [1, 2] постійно вдосконалюється з моменту створення перших транспортних засобів. Деякі варіанти конструкцій, які раніше були розроблені, але не впроваджені у виробництво, сьогодні після удосконалення базових відомих рішень серійно виготовляються провідними виробниками.

На сьогодні основною проблемою елементів трансмісії є забезпечення максимально повної та ефективної передачі крутного моменту з досягненням найвищого коефіцієнта корисної дії ККД ДВЗ при мінімізації витрат енергії на керування та експлуатацію [3, 4]. Вирішення цієї проблеми дозволяє зменшити витрати палива, скоротити шкідливі викиди ДВЗ, а також покращити динаміку розгону автомобіля чи іншого транспортного засобу та умови роботи трансмісії.

Звідси виникає завдання вдосконалення не лише конструкції, а й процесу перемикання передач та механізму керування зчепленням. Особливу увагу в цьому контексті сьогодні приділяють здвосним зчепленням, які забезпечують перемикання передач без розриву потоку потужності або за скорочений час та потребують значно менше енергії для керування.

Їх застосування в транспортно-тягових машинах сприяє підвищенню ефективності роботи в різних умовах експлуатації та зменшенню навантажень на водія. Водночас використання відомих конструкцій сухих зчеплень не дозволяє повною мірою реалізувати ці переваги.

Аналіз і порівняння сучасних конструкцій сухих здвоєних зчеплень у складі трансмісій транспортних засобів із преселективними механічними коробками передач, а також процесу перемикання, вимагають оригінального вирішення задачі перемикання зчеплень без розриву потоку потужності із суттєвим зниженням енерговитрат на керування [3–5]. Результати дослідження обраного варіанту здвоєного зчеплення забезпечують зменшення енерговитрат на керування та передачу крутного моменту, зниження динамічних навантажень на трансмісію та позитивні зміни динаміки розгону.

Сьогодні удосконалення трансмісій охоплює дослідження сухих зчеплень, що пов'язані з динамікою автомобіля та трибодинамікою [6]. Характер зміни сил взаємодії фрикційних пар впливає як на динаміку автомобіля, так і на їх знос.

Асортимент трансмісій PowerShift від Getrag із мокрим подвійним зчепленням та електронно керованим гідравлічним приводом доповнюється новими версіями – з подвійним сухим зчепленням та електромеханічним приводом [7]. Діапазон застосування охоплює передньопривідні, повнопривідні, рядні та поздовжні трансмісії, зокрема трансмісію типу 6DCT250 для передньопривідних автомобілів. Основними характеристиками такої трансмісії, розробленої для світового ринку та здатної передавати крутний момент до 280 Н·м, є зчеплення та перемикання передач із дуже низьким споживанням допоміжної потужності, а також інтегрований мехатронний модуль приводу. Це підтверджує доцільність проведення досліджень зчеплення та механізму приводу щодо їх подальшого удосконалення.

Вибір законів керування для різних режимів потребує проведення теоретичних досліджень і моделювання робочих процесів. Модель нелінійної характеристики крутного моменту, що передається сухим зчепленням залежно від положення вижимного підшипника, розглядається як фундаментальна для розробки надійних стратегій керування автоматичним включенням сухого зчеплення [8]. Характеристика крутного моменту істотно залежить від зносу, температури, швидкості буксування, швидкості включення, а також від динамічного стану пружних компонентів. У роботі здійснено спробу окреслити основні аспекти, які слід враховувати під час моделювання характеристики зчеплення, та представлено модель передачі крутного моменту з урахуванням геометрії поверхонь тертя. Під час створення конструкції необхідно закладати параметри кожного зчеплення такими, щоб забезпечити однакові умови їх роботи.

Ефективне керування зчепленням потребує розробки математичної моделі передачі крутного

моменту з мінімальним відхиленням від фактичного процесу. Теплову поведінку фрикційних дисків муфти простіше оцінювати за умови рівномірного тиску та рівномірного зносу [9]. В іншому випадку процес моделювання суттєво ускладнюється та знижується його точність. З огляду на це, під час створення конструкції та вибору схеми привода слід прагнути забезпечити рівність цих параметрів.

Сухі зчеплення набувають популярності в системах трансмісії малогабаритних і середньогабаритних транспортних засобів, а також у системах зчеплення двигуна паралельних гібридних автомобілів. У зв'язку з цією тенденцією важливим стає вміння адекватно контролювати величину крутного моменту, що передається через сухе зчеплення. У роботі [10] розглядають метод керування крутним моментом зчеплення під час буксування сухого зчеплення з використанням моделі тертя фрикційних пар. У багатьох дослідженнях коефіцієнт тертя зчеплення розглядається як єдиний невизначений параметр у моделі тертя. Проте точка контакту зчеплення також може бути основним джерелом невизначеності. Запропонований у дослідженні [10] метод одночасної адаптації для оцінювання коефіцієнта тертя та точки контакту зчеплення в реальному часі, а також метод керування крутним моментом під час буксування сухого зчеплення на основі алгоритму адаптації. Цей підхід застосовується для регулювання буксування сухого зчеплення двигуна в паралельному гібридному автомобілі, і його ефективність експериментально підтверджено на серійному автомобілі, проте при різних натискних зусиллях включення кожної муфти розв'язання цієї задачі ускладнюються.

Авторами роботи [11] після аналізу відомих варіантів була запропонована нова трансмісія з гібридною автоматизованою механічною компоновкою. Забезпечення гібридних електричних можливостей та перемикання передач із компенсацією крутного моменту електродвигуном при зниженні втрат потужності в режимі роботи ДВЗ покращило показники порівняно з DCT. Однак це призвело до суттєвого ускладнення конструкції трансмісії та системи керування, а як наслідок – до подорожчання не лише конструкції, але й обслуговування та ремонту.

Відстеження крутного моменту є важливою метою керування сухою муфтою. Нині метод керування відстеженням крутного моменту сухої муфти зазвичай базується на співвідношенні між крутним моментом муфти та положенням підшипника вимикання зчеплення, отриманому експериментальним шляхом. Це дозволяє перетворювати керування відстеженням крутного моменту на керування відстеженням положення підшипника вимикання. Проте через нелінійність і змінність параметрів сухої муфти у часі складно отримати точне та фіксоване співвідношення між крутним моментом і положенням. Водночас у процесі керування відстеженням положення також виникають проблеми нелінійності та завад. Для

розв'язання зазначених проблем у роботі [11] розглянуто процес керування відстеженням крутного моменту в сухій муфті триступеневої автоматичної механічної трансмісії електромобіля та запропоновано двоконтурний контролер, що включає контур крутного моменту та контур положення.

Для побудови системи керування авторами [12–17] проведено теоретичні дослідження впливу параметрів енергоефективного двопотокового зчеплення та його привода. Ці результати є базовими для визначення напрямів подальшого удосконалення конструкції зведеного енергоефективного зчеплення, механізму привода та системи керування.

Динаміка передачі моменту впливає не лише на елементи трансмісії, а й на рушій [18] будь-якого типу. Тобто при зменшенні пікових навантажень у трансмісії знижується динамічність процесів у ходовій системі.

Важливим етапом впровадження інноваційного варіанта зчеплення є його випробування в різних умовах експлуатації та своєчасне виявлення можливих недоліків. Додатковою перевагою під час створення нового продукту є можливість його тестування не лише в різних умовах, а й на різних типах транспортних засобів, оскільки зчеплення широко застосовується як у малолітражних автомобілях, так і у вантажівках та потужних тракторах. Результати попередніх досліджень дозволили визначити шляхи покращення його ефективності та експлуатаційних показників [19–23], проте їх можна додатково підвищити шляхом удосконалення конструкції, механізму привода, характеристик конструктивних елементів та системи керування [24].

Мета роботи – визначення напрямку удосконалення конструкції двопотокової сухої енергоефективної муфти зчеплення для забезпечення однакового коефіцієнта запасу кожного зчеплення, що дозволяє знизити нерівномірність навантажень, зменшити знос фрикційних пар та підвищити ефективність передачі крутного моменту.

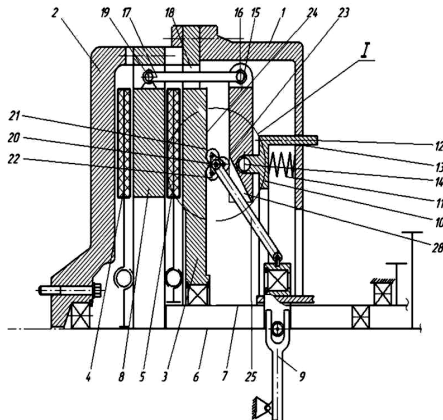
Виклад основного матеріалу. Базову конструкцію відомої двопотокової оригінальної енергоефективної муфти зчеплення для проведення досліджень наведено на рис. 1.

Двопотокове зчеплення (рис. 1) містить кожух 1, що встановлений на колінчастому валу двигуна через ведучий маховик 2, опорний диск 3, ведені диски 4 і 5, які встановлені на шліцах на коаксіально розташованих первинних валах 6 і 7 парних та непарних рядів передач коробки, та механізм 9 привода перемикання муфти.

Маховик 2, який використовується як ведучий диск, опорний диск 3 і кожух 1 в осьовому напрямку по периферії жорстко з'єднані між собою, утворюючи ведучі елементи зчеплення.

Між опорним диском 3 і кожухом 1 в осьовому напрямку встановлений додатковий диск 10, підпружинений натискними пружинами

11 в осьовому напрямку відносно кожуха 1, з можливістю осьового переміщення відносно останнього за допомогою виступів 12, виконаних



по периферії, з можливістю взаємодії з отворами 13, виконаними на кожусі 1.

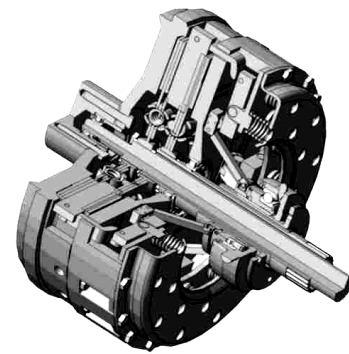


Рисунок 1 – Оригінальна суха енергоєфективна двопотокова муфта зчеплення

На додатковому диску 10 з боку опорного диска 3 у радіальному напрямку за допомогою шарнірів 14 закріплені поворотні упори 15 з можливістю повороту в радіальних площинах, причому кінці поворотних упорів 15 з боку периферії дисків у горизонтальній площині за допомогою шарнірів 16 з'єднані з важелями 17, які проходять через отвори 18 в опорному диску 3 і другими кінцями за допомогою шарнірів 19 закріплені на натискному диску 8, виконаному з можливістю примусового осьового переміщення.

Другі вільні кінці поворотних упорів 15 виконані з можливістю взаємодії з рухомими опорами 20, виконаними у вигляді кареток з роликками 21–23, розміщеними між згаданими поворотними упорами 15 і опорним диском 3, з можливістю радіального переміщення та фіксації.

При цьому пара роликків 21 і 22 на каретках, що взаємодіє з поверхнею опорного диска 3, виконана з можливістю взаємодії з фіксаторами 24, виконаними в радіальному напрямку на поверхні опорного диска 3.

Рухомі опори 20 за допомогою важелів 25 шарнірно з'єднані з механізмом 9 приводу перемикачання муфт, з можливістю переміщення згаданих важелів 25 у радіальних площинах.

Ролики 21–23 у каретках виконані однакового діаметра. При цьому пара роликків 21 і 22 на каретці, що взаємодіє з поверхнею опорного диска 3 і фіксатором 24, не взаємодіє між собою, але взаємодіє з роликом 23 на каретці, який взаємодіє з поворотним упором 15. Двоточна муфта зчеплення працює наступним чином.

У вимкненому (нейтральному) положенні (рис. 1, рис. 2, а) механізм 9 приводу перемикачання муфти встановлюють таким чином, щоб рухомі опори 20 за допомогою роликків 21 і 22 зафіксовані у фіксаторах 24 у середньому положенні, при якому роликки 23 взаємодіють з поверхнями поворотних упорів 15 на одній горизонтальній осі з шарнірами 14 і натискними пружинами 11, виключаючи поворот упорів 15 у радіальних площинах. Ведені диски 4 і 5 не взаємодіють з поверхнями відповідно ведучого маховика 2,

натискного диска 8 та опорного диска 3. Первинні вали 5 і 6 парних і непарних рядів передач за допомогою ведених дисків 3 і 4 вільно обертаються, не передаючи крутний момент від двигуна.

При включенні першого зчеплення (рис. 1, б) механізм приводу 9 перемикачання муфти встановлюється таким чином, що рухомі опори 20 за допомогою важелів 25 переміщуються від периферії дисків до центру осі обертання валів. При цьому рухома опора 20, долаючи опір фіксаторів 24, переміщуються по поверхні 27, встановлюються у фіксованому положенні, при якому створюється момент сили між осями шарнірів 14 і точкою взаємодії роликків 23 з поверхнями поворотних упорів 15. Додатковий 10 диск, під дією натискних пружин 11 переміщується в осьовому напрямку у бік опорного 8 диска. Поворотні упори 15, повертаючись на шарнірах 14 за допомогою шарнірів 16, передають штовхаюче зусилля на важелі 17, які, у свою чергу, через шарніри 19 передають зусилля на натискний диск 8. Натискний диск 8, впливає на ведений диск 4 і маховик. замикається, і момент, що крутить, від двигуна через провідні маховик 2, натискний диск 8 і ведений диск 4 передається на первинний вал 6 коробки передач.

При вимкненні першого зчеплення механізм приводу 9 приводу перемикачання муфти встановлюється в положення (див. рис. 1), при якому рухомі упори 20 за допомогою важелів 25 переміщуються до периферії дисків від центру осі обертання валів. При цьому роликки 21 і 22, долаючи опір фіксаторів 24, переміщуються по похилій конусній поверхні 27, встановлюються у фіксованому положенні, а роликки 23 встановлюються на одній горизонтальній осі шарнірів 14 поворотних упорів 15 і натискних пружин 11, Додатковий 1 осьовому напрямку в бік від опорного диска 3. Поворотні упори 15, повертаючись на шарнірах 14 за допомогою шарнірів 16, передають тягне зусилля на важелі 17, які, у свою чергу, через шарніри 19 передають

зусилля на натискний диск 8. Натискний диск 8 розмикає силовий ланцюг і передача моменту, що

крутить, від двигуна на первинний вал 6 парного ряду передач припиняється.

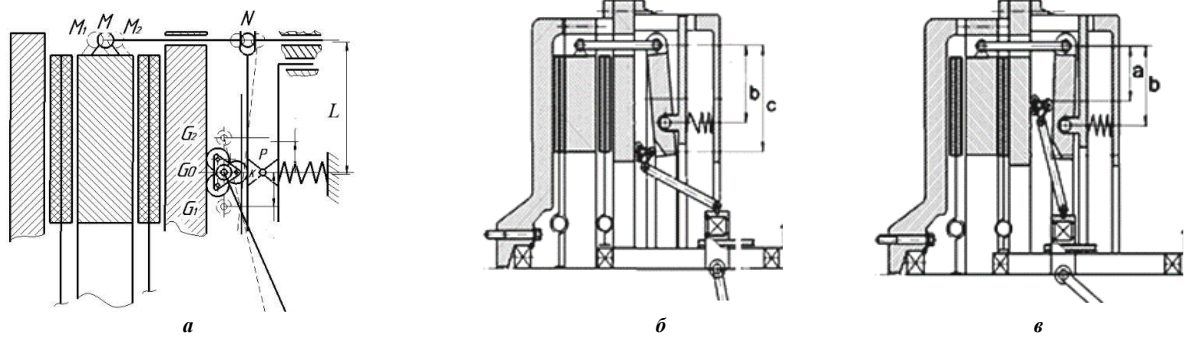


Рисунок 2 – Схеми роботи муфти:
а – муфта виключена; б – включено 1-е зчеплення; в – включено 2-е зчеплення

При ввімкненні другого зчеплення (рис. 1, 2, в) механізм 9 приводу перемикання муфти розташовується таким чином, що рухомі упори 20 за допомогою важелів 25 переміщуються до периферії дисків від центра осі. Для забезпечення вільного руху важелів 25 у поворотних упорах 15 виконані похилі П-подібні проточки 28, таким чином забезпечується контакт роликів 23 по одній вихідній площині упорів 15.

При цьому рухома опора 20, долаючи опір фіксаторів 24, переміщаючись по поверхні 26, встановлюється у фіксованому положенні, при якому створюється момент сили між осями шарнірів 14 і точкою взаємодії роликів 23 з поверхнями поворотних упорів 15.

Додатковий диск 10 під дією пружин 11 стискування переміщується в осьовому напрямку у бік опорного диска 3. При цьому поворотні упори 15, повертаючись на шарнірах 14 за допомогою шарнірів 16, передають тягнуче зусилля на важелі 17, які, у свою чергу, через шарніри 19 передають зусилля на натискний диск 8.

Натискний диск 8, діючи на ведений диск 5 та опорний диск 3, замикає силовий ланцюг, при якому крутний момент від двигуна через натискний диск 8, ведений диск 5 та опорний диск 3 передається на первинний вал 7 коробки

передач.

При вимкненні другого зчеплення механізм 9 приводу перемикання муфти встановлюється у положення (див. рис. 1), при якому рухомі упори 20 за допомогою важелів 25 переміщуються від периферії дисків до центра осі. При цьому ролики 21 і 22, долаючи опір фіксаторів 27, переміщаючись по похилій конусній поверхні 26, встановлюються у фіксованому положенні, а ролики 23 встановлюються на одній горизонтальній осі шарнірів 14 поворотних упорів 15 і пружин 11 стискування.

Додатковий диск 10, долаючи опір пружин 11 стискування, посувається виступами 12 в отвори 13 кожуха 1 і переміщується в осьовому напрямку у бік від опорного диска 3. При цьому поворотні упори 15, повертаючись на шарнірах 14 за допомогою шарнірів 16, передають штовхаюче зусилля на важелі 17, які, у свою чергу, через шарніри 19 передають зусилля на натискний диск 8.

Натискний диск 8, припиняючи взаємодію з веденим диском 5, розмикає ланцюг і припиняє передачу крутного моменту від двигуна на первинний вал 7 коробки передач.

Для аналізу роботи муфти будемо розрахункову схему механізму включення муфт (рис. 3).

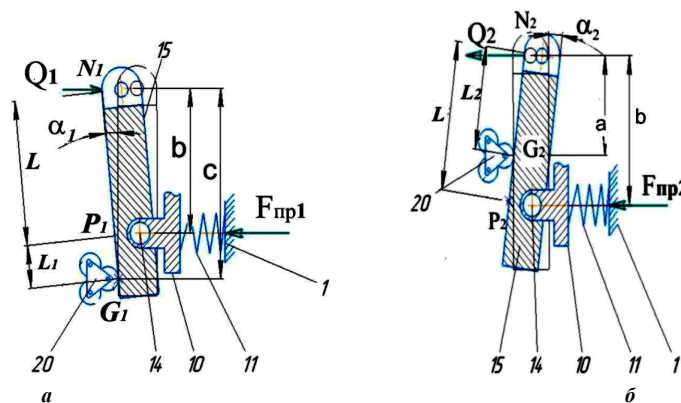


Рисунок 3 – Розрахункова схема при нижньому (а) і верхньому (б) положенні каретки

В розрахунковій схемі умовно приймаємо до розгляду один поворотний упор 15 та одну натискну пружину 11, яка затиснута між кожухом

1 та додатковим диском 10 і у виключеному стані муфти має початкову деформацію Δ_0 . Через

шарнір 14 (точка $P_{1(2)}$) додатковий диск поєднаний з поворотним упором 15, який через шарнір 16 (точка $N_{1(2)}$) з використанням стрижня 17 навантажує натискний диск зчеплення. Зусилля натискання на фрикційні диски позначимо $Q_{1(2)}$. Положення пересувної каретки 20 на поворотному упорі визначаємо відстанями $L_{1(2)}$.

При включенні муфт положення каретки 20 визначаємо точкою $G_{1(2)}$, відносно якої упор 15 повертається на кут $\alpha_{1(2)}$ (рис. 2) та займає положення P_1N_1 (P_2N_2) і при цьому $P_1N_1 = P_2N_2 = L$ (рис. 3).

При використанні у складі муфти звичайної натискної пружини (наприклад, циліндричної) зусилля її тиску $F_{np1(2)}$ на поворотний упор становить

$$F_{np1(2)} = c_{np} \cdot (\Delta_0 + \Delta_{1(2)}), \quad (1)$$

де c_{np} – коефіцієнт жорсткості натискної пружини,

Δ_0 – величина попередньої (початкової) деформації стиску пружини (деформація пружини коли зчеплення виключено),

$\Delta_{1(2)}$ – додаткові деформації натискних пружин стиску при включенні 1(2)-го зчеплення.

Для визначення зусиль стискання фрикційних дисків при включенні 1(2)-ого зчеплення запишемо умову рівноваги поворотного упора 15 (див. рис. 3) відносно опорної точки $G_{1(2)}$:

$$\sum M_{G_j}(F) = 0. \quad (2)$$

Рівняння (1) при включенні 1-го зчеплення (рис. 2, а) має вид:

$$F_{np1} \cdot (c - b) = Q_1 \cdot b; \quad (3)$$

$$F_{np1} \cdot \Delta_{K1} = Q_1 \cdot (L \cdot \cos(\alpha_1) - \Delta_{K1}). \quad (4)$$

Тут Δ_{K1} – вертикальне (радіальне) переміщення каретки при включенні 1-го зчеплення

$$\Delta_{K1} = c - b \quad (5)$$

З рівняння (3) визначаємо силу Q_1 стискання дисків при включенні 1-го зчеплення

$$Q_1 = \frac{F_{np1}}{\gamma_1 \cdot \cos \alpha_1 + 1}, \quad (6)$$

де γ_1 – коефіцієнт положення пересувної каретки муфти:

$$\gamma_1 = L / \Delta_{K1}. \quad (7)$$

Якщо записати рівняння (1) для випадку включення 2-го зчеплення

$$F_{np2} \cdot (b - a) = Q_2 \cdot b, \quad (8)$$

то можна отримати рівняння для визначення сили Q_2 стискання дисків:

$$Q_2 = \frac{F_{np2}}{\gamma_2 \cdot \cos \alpha_2 - 1}, \quad (9)$$

де γ_2 – коефіцієнт положення пересувної каретки муфти

$$\gamma_2 = L / \Delta_{K2}. \quad (10)$$

Тут Δ_{K2} – переміщення каретки при включенні 2-го зчеплення

$$\Delta_{K2} = b - a. \quad (11)$$

Для забезпечення однакового коефіцієнта запасу зчеплень (однакових сил стискання тиску на натискному диску)

$$Q_1 = Q_2, \quad (12)$$

потрібно виконання умови

$$\frac{F_{np1}}{\gamma_1 \cdot \cos \alpha_1 + 1} = \frac{F_{np2}}{\gamma_2 \cdot \cos \alpha_2 - 1} \quad (13)$$

яке у випадку рівних переміщень каретки $\Delta_{K1} = \Delta_{K2} = \Delta_K$, що обумовлено системою керування муфтою, має вигляд

$$\frac{F_{np1}}{\gamma \cdot \cos \alpha_1 + 1} = \frac{F_{np2}}{\gamma \cdot \cos \alpha_2 - 1}, \quad (14)$$

де $\gamma = \gamma_1 = \gamma_2 = L / \Delta_K$. (15)

Таким чином для муфт зчеплення з однаковим коефіцієнтом запасу обов'язково треба щоб

$$\frac{F_{np1}}{F_{np2}} = \frac{\gamma \cdot \cos \alpha_2 + 1}{\gamma \cdot \cos \alpha_1 - 1}. \quad (16)$$

Дослідження рівняння (16) при вертикальному переміщенні каретки проводимо з використання розрахункових схем роботи муфти зчеплення (рис. 4). У застосованій системі координат OXY вісь OX направлена вздовж лінії дії натискної пружини у бік її стискання (наприклад, горизонтально), а вісь OY вздовж радіуса поворотного диска у його нейтральному положенні (вертикально).

При включенні j -го зчеплення ($j = 1, 2$) пересувна каретка G займає положення G_j , а опорний упор під дією сили F_{npj} від натискної пружини у точці P_j займає положення N_jG_j .

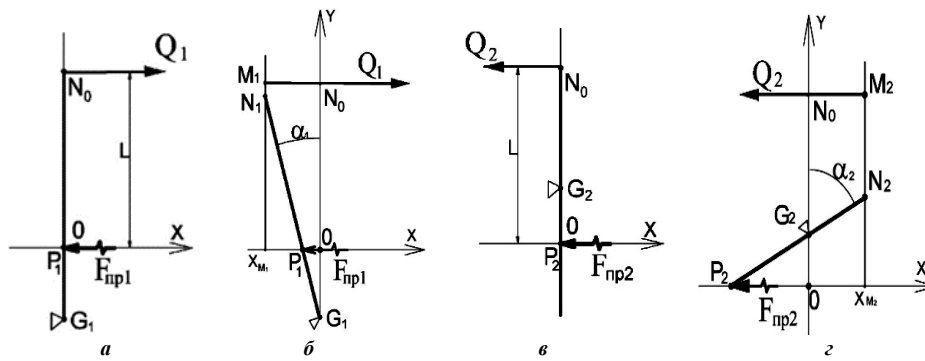


Рисунок 4 – Розрахункові схеми роботи двопоштової муфти:
а, б – початкове та кінцеве положення упору 1-ого зчеплення; в, г – 2-ого зчеплення

У вибраній системі координат OXY точка N_j , яка характеризує режим включення муфти, має координату

$$x_{N_j} = (-1)^{j+1} z_j,$$

де $z_j = |x_{M_j}|$ – параметр, що враховує зазор між дисками муфти зчеплення та їх пружні деформації.

Приймаємо, що важіль $N_j G_j$ в процесі роботи не деформується, а каретка G_j пересувається по диску 3 (рис. 1) вертикально на величину Δ_{Kj} і має координати $x_{Gj} = 0$ та

$$y_{Gj} = (-1)^j \cdot \Delta_{Kj}.$$

Відповідно до схеми (рис. 4) відрізок $OP_j = \Delta_j$ визначає додаткову деформацію натискної пружини муфти зчеплення в процесі її включення:

$$\Delta_j = \Delta_{Kj} \cdot \operatorname{tg} \alpha_j, \quad (8)$$

де α_j – кут відхилення поворотного упору від нейтрального (вертикального) положення.

Зручно до розгляду ввести параметр β_j , що характеризує положення важеля $N_j G_j$ поворотного упору відносно осі OX при включенні j -ого зчеплення

$$\beta_j = 90^\circ - \alpha_j \cdot (-1)^j$$

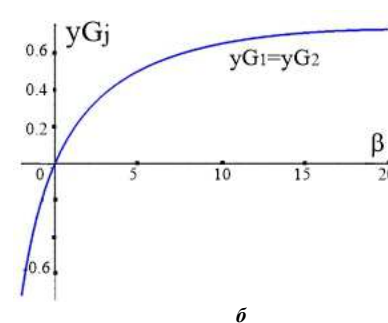
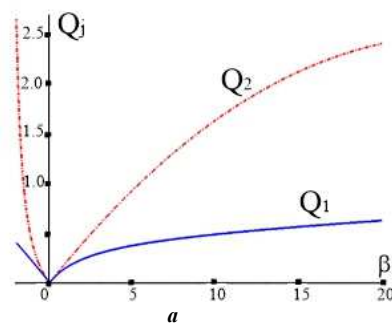


Рисунок 5 – Залежності $Q_j = Q_j(\beta)$ (а) та $y_{Gj} = y_G(\beta)$ (б) для $j=1, 2$ зчеплення

та кут β – кут відхилення поворотного упору від початкового положення β_{0j} :

$$\beta_{0j} = \arccos(x_{M_j} / L) \text{ тобто } \beta_j = \beta_{0j} - \beta \cdot (-1)^j.$$

Дослідження проводимо для базової моделі муфти, у якій довжина поворотного упору $L = 60 \text{ мм}$, а перехід з нейтрального до робочого положення муфти характеризує зазор $z = 5 \text{ мм}$ ($x_{M_j} = \pm 5 \text{ мм}$, рис. 4). Жорсткість натискної пружини прийнята 120 Н/мм , а початковий натяг Δ_0 пружини складає 50 мм .

На рис. 5 наведені залежності зміни сил Q_j притискування дисків муфти та необхідного положення $G_j(x_{Gj} = 0, y_{Gj})$ пересувної каретки у досліджуваному діапазоні кута хитання β поворотного важеля муфти.

Аналіз залежності $Q_j = Q_j(\beta)$ (рис. 5, а) показує, що зусилля Q_1 стискування дисків при включенні 1-го зчеплення завжди менше сили Q_2 при включенні 2-го зчеплення при однакових кутах хитання β , що відповідає умові рівних переміщень $\Delta_{K1} = \Delta_{K2} = \Delta_K$ пересувної каретки (рис. 5, б).

Таким чином, при вертикальному переміщенні кареток на однакову відстань Δ_K досягти виконання умови (10) не можна і треба передбачити зміни до конструкції муфти з метою збільшення Q_1 та зменшення Q_2 .

Для пошуку варіанта виконання умови (10) розглянемо випадки, коли пересувна каретка має можливість рухатися не тільки вздовж осі OY (вертикально), а також і вздовж осі OY (горизонтально).

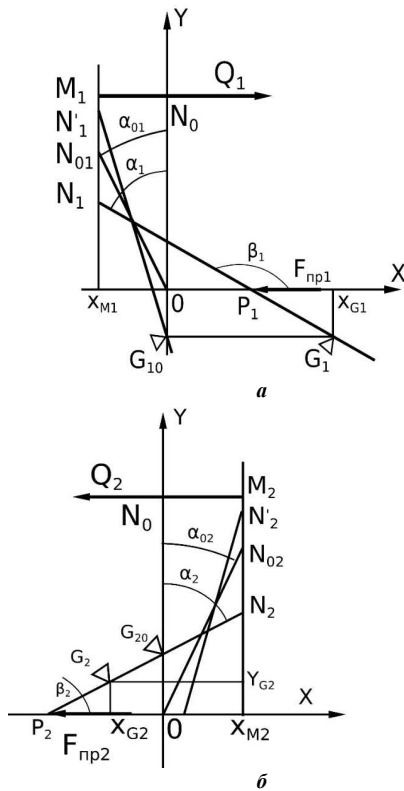


Рисунок 6 – Розрахункові схеми роботи вдосконаленої муфти зчеплення

Розрахункова схема включення муфти зчеплення для таких випадках представлена на рис. 6. На рис. 6, а показано варіант схеми муфти коли положення пересувної каретки $G_1(x_{G1}, y_{G1})$ проти каретки $G_{10}(0, y_{G1})$ має додатне горизонтальне зміщення x_{G1} при однаковому вертикальному зміщенні $y_{G1} = -\Delta_{K1}$.

Беручи до уваги, що для цього випадку $\gamma_1 = L / \Delta_{K1} = \text{const}$, а кут α_1 нахилу поворотного важеля і відрізок OP_1 і, відповідно, деформація $\Delta_1 = OP_1$ натискної пружини збільшуються, то згідно до умови у відповідності до залежності (1) сила Q_1 стиснення дисків муфти збільшується.

На рис. 6, б показаний варіант схеми включення муфти, коли положення каретка $G_2(x_{G2}, y_{G2})$ проти каретки $G_{20}(0, y_{G20})$ має додатне горизонтальне зміщення x_{G2} і при цьому

має менше вертикальне зміщення $y_{G2} < y_{G20}$ або $\Delta_{K2} < \Delta_{K20}$.

За такою схемою включення муфти маємо, по-перше,

$$\gamma_2 = L / \Delta_{K2} > \gamma_{20} = L / \Delta_{K20},$$

а, по-друге, деформація пружини $OP_2 = \Delta_2$ і, відповідно, сила стиснення пружини

$$F_{np2} = c_{np} \cdot (\Delta_o + \Delta_2) = c_{np} \cdot (\Delta_o + OP_2)$$

залишаються незмінними. Таким чином, при горизонтальному переміщенні пересувної каретки вліво сила Q_2 стиснення дисків муфти відповідно до (9) збуде зменшуватися.

Відзначимо, що при горизонтальному переміщенні пересувної каретки вправо від нейтрального положення сила стискання пружини F_{np2} збільшується, бо збільшується додатна Δ_2 деформація стиску пружини, кут α_2 хитання поворотного важеля зменшується, що в цілому, відповідно до рівняння (9) приводить до збільшення сили Q_2 стиснення дисків муфти, а це не відповідає меті модернізації.

Як висновок, при горизонтальному переміщенні пересувної каретки G_2 ліворуч (не міняючи положення поворотного упору тобто не міняючи кут α_2) силу Q_2 натискання дисків при включенні 2-го зчеплення можна зменшити

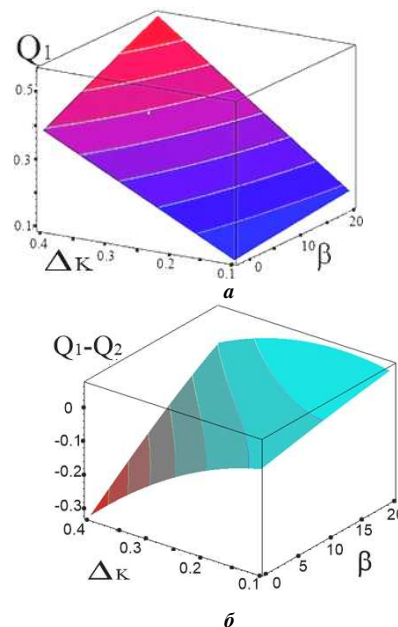


Рисунок 7 – Залежності $Q_j = Q_j(\Delta_{Kj}, \beta)$ при включенні j -го зчеплення:
а – 1-е зчеплення; б – 2-е зчеплення

На рис. 7 наведені результати чисельного аналізу залежності $Q_j = Q_j(\Delta_{Kj}, \beta)$ при включенні j -го зчеплення, які підтверджують

встановлений напрямок модернізації досліджуваної енергоефективної муфти шляхом надання пересувній каретці окрім вертикального ще і горизонтального переміщення.

Характер зміни різниці Q_1 і Q_2 сил

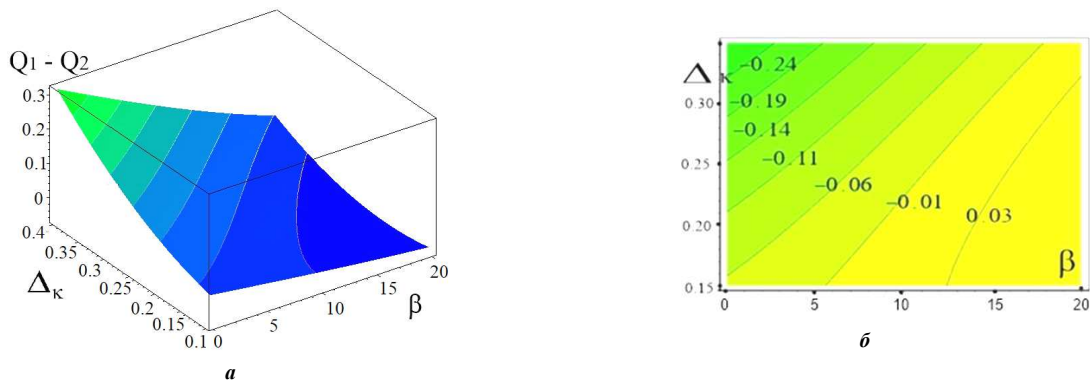


Рисунок 8 – До визначення співвідношення Q_1 та Q_2 у просторі параметрів (Δ_K, β)

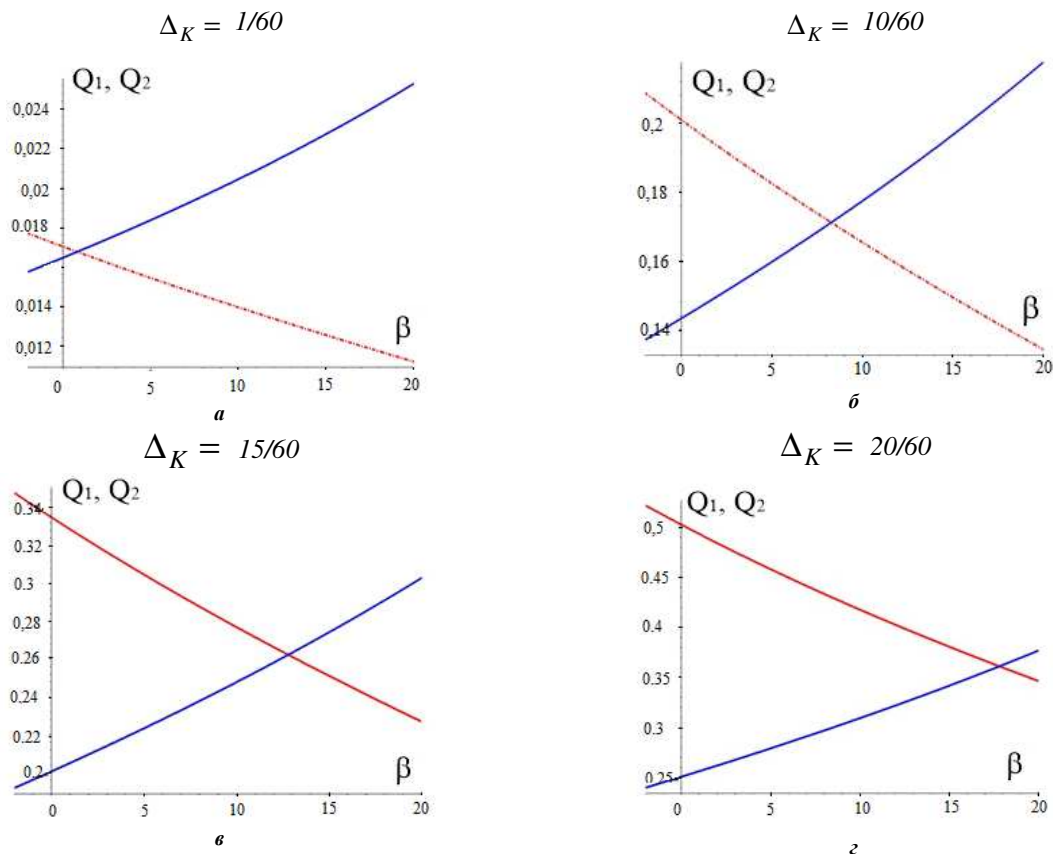


Рисунок 9 – Залежності $Q_j = Q_j(\beta, \Delta_K)$ при Δ_K рівному $a - 1$ мм, $b - 10$ мм, $\vartheta - 15$ мм, $z - 20$ мм

Як, видно, з рис. 9 досягти виконання умов (12), (14) можна при різних (Δ_K, β) , які визначають положення пересувної каретки при включенні зчеплень. Відзначимо, що вони взаємозалежні і при зростанні Δ_K зростає і β , а це визначає характер траєкторії переміщення пересувної каретки – характер зміни товщини опорного диска, по якому переміщується каретка муфти. Звертаємо увагу, що при збільшенні значень параметрів (Δ_K, β) зростає і величина

притиснення фрикційних дисків 1-го та 2-го зчеплення наведено у тривимірному зображенні (рис. 8, а) та у вигляді ліній рівного рівня (рис. 8, б).

стиску $Q_1 = Q_2$ фрикційних дисків муфти, яка визначається з максимальним крутним моментом двигуна та коефіцієнтом запасу муфти.

Аналіз результатів дослідження підтверджує цей напрямок вдосконалення муфти перспективним. Вдалося знайти положення каретки, які за рахунок зміни координат опори шарніра, забезпечують однакові зусилля тиску на диски муфт при включенні 1-го та 2-го зчеплення, тобто однакові значення коефіцієнта запасу зчеплення кожної муфти.

Аналіз конструкції показує, як варіант вирішення задачі, необхідність зміни в осьовому напрямку форми пересувного диска [2], а саме зменшення товщини верхньої половини частини диска, яка відповідає за включення 2-го зчеплення, та збільшення товщини нижньої половини частини диска, яка відповідає за включення 1-го зчеплення.

Обговорення результатів. Результати дослідження процесу увімкнення зчеплень сухої двопотокової муфти є суттєвими для подальшого вдосконалення конструктивних рішень під час проектування елементів трансмісії транспортних засобів.

У ході роботи встановлено низку функціональних залежностей. Визначений взаємозв'язок між конструктивними параметрами елементів муфти, приводом перемикачання та величиною натискних зусиль у фрикційних парах свідчить про комплексний характер процесів, що відбуваються під час увімкнення зчеплень. Це, у свою чергу, створює передумови для системної оптимізації конструкції.

Дослідження впливу переміщення каретки показало, що вертикальний рух керуючої каретки не забезпечує однакових коефіцієнтів запасу зчеплення для обох муфт. Отриманий результат вказує на наявність конструктивних обмежень базової схеми, які можуть спричинити нерівномірний розподіл крутного моменту та знижувати надійність роботи вузла.

Обґрунтовано напрями вдосконалення конструкції та запропоновано зміну профілю опорного диска як перспективне технічне рішення. Такий підхід дає змогу забезпечити симетричну передачу максимального крутного моменту кожною муфтою, що сприяє покращенню експлуатаційних показників і розширенню діапазону робочих режимів.

Постановка задачі синтезу профілю поверхні опорного диска відкриває нові можливості для подальших досліджень, зокрема у сфері математичного моделювання та експериментальної верифікації. Крім того, це створює основу для оптимізації інших конструктивних елементів двопотокової муфти.

Перспективи практичного застосування отриманих результатів полягають у тому, що запропоновані конструктивні рішення щодо вдосконалення енергоефективної двопотокової муфти мають універсальний характер і можуть бути використані в транспортних засобах з двигунами різної потужності та призначення. Це підтверджує прикладну цінність дослідження та можливість його промислового впровадження.

Отже, виконане дослідження дозволило не лише ідентифікувати недоліки існуючої конструктивної схеми, а й запропонувати науково обґрунтовані шляхи їх усунення. Розроблення нового профілю опорного диска та потенційні зміни інших елементів конструкції формують підґрунтя для підвищення ефективності й надійності двопотокових муфт у сучасних

транспортних системах.

Таким чином, у результаті проведеного дослідження процесу увімкнення зчеплень сухої двопотокової муфти встановлено закономірності, що мають важливе значення для вдосконалення конструкцій трансмісії транспортних засобів. Виявлено функціональні залежності між конструктивними параметрами елементів муфти, механізмом привода перемикачання та натискними зусиллями у фрикційних парах, що підтверджує системний характер процесів увімкнення зчеплень.

Висновки. На підставі проведеного аналізу процесу включення зчеплень сухої двопотокової муфти встановлено функціональний зв'язок між параметрами конструкції її елементів, механізмом привода перемикачання та натискними зусиллями на фрикційні пари зчеплень.

Проаналізовано вплив переміщення пересувної каретки муфти зчеплення, яка забезпечує керування режимами включення 1-го та 2-го зчеплення, на величину натискних зусиль кожного з них і відповідну зміну крутного моменту. Встановлено, що структурна схема двопотокової муфти зчеплення з вертикальним переміщенням керуючої каретки не дозволяє забезпечити рівність коефіцієнтів запасу зчеплення для обох муфт при однаковому переміщенні каретки.

Обґрунтовано та запропоновано напрям удосконалення конструкції і механізму привода перемикачання муфт шляхом зміни профілю опорного диска. Це дає змогу забезпечити передачу однакового за величиною максимального крутного моменту кожною муфтою та, відповідно, покращити її експлуатаційні характеристики.

Сформульовано задачу синтезу профілю поверхні опорного диска, що дозволяє досягти рівності коефіцієнтів запасу зчеплення для першого та другої зчеплення муфти. Підготовлено передумови для вирішення зазначеної задачі також за рахунок зміни інших елементів конструкції двопотокової муфти.

Отримані на прикладі базової конструкції результати та запропоновані конструктивні рішення можуть бути поширені на клас подібних задач для транспортних засобів з двигунами різної потужності та призначення.

Список літератури

1. Сергієнко М. Є.; Сергієнко А. М.; Худолій О. І. Двопоточна фрикційна муфта. *Патент України на винахід* №101711, 2011 р.
2. Laukenmann, M.A.; Sawodny, O. Model-Based control of a clutch actuator used in hybrid dual-clutch transmissions. *Mechatronics* 2021, 77, Volume 237, Issue 9, <https://doi.org/10.1177/09596518231167921>.
3. Сергієнко М. Є. Аналіз сучасних конструкцій здвоєних зчеплень транспортно тягових машин/ М. Є. Сергієнко, В. С. Свідло, Л. В. Кузьменко // *Вісник НТУ «ХП»*. Серія: *Автомобіле- та тракторобудування*. – Харків : НТУ «ХП», 2018. – № 49 (1325). – С. 50-57.
4. Tripathi, K.; Inst, J. Some design-objectives and design-guidelines for automotive friction clutch based on clutch engagement 442 dynamics. *Eng. India Ser. C* 2014, 95(1), 51–

- 61, <https://doi.org/10.1007/s40032-014-0097-1> 443.
5. Сергієнко М. Є., Свидло В. С., Перевозник А. С. Оцінка енергетичних витрат на управління зчепленнями трансмісії Вісник НТУ „ХПІ”. Зб. н. праць. Серія: Автомобіле- і тракторобудування. – 2020. – №1. – С. 52-58. DOI: 10.20998/2078-6840.2020.1.07.
 6. Minas, I.; Morris, N.; Theodossiadis, S.; O'Mahony, M.; Voveris, J. Automotive dry clutch fully coupled transient tribodynamics. 446 *Nonlinear Dyn* 2021, 105, 1213–1235, <https://doi.org/10.1007/s11071-021-06605-x>.
 7. Faust, H., Bänder, C. & DeVincent, E. Dual clutch transmission with dry clutch and electro-mechanical actuation. *ATZ Worldw* 112, 30–34 (2010). <https://doi.org/10.1007/BF03225234>.
 8. Vasca F., Iannelli L., Senatore A., Scafati M. T. Modeling Torque Transmissibility for Automotive Dry Clutch Engagement // *American Control Conference Westin Seattle Hotel*, Seattle, Washington, USA June 11-13, 2008. DOI:10.1109/78-1-4244-2079-7/08.
 9. Abdullah, O.I. Thermal behavior of friction clutch disc based on uniform pressure and uniform wear assumptions. *Friction* 2016, 480 4(3), 228–237, <https://doi.org/10.1007/s40544-016-0120-z> 481.
 10. Park J., Choi S., Oh J., Eo J. Adaptive torque tracking control during slip engagement of a dry clutch in vehicle powertrain // *Mechanism and Machine Theory* 134 (2019) 249–266. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2018.12.033>.
 11. Vacca F., De Pinto S., Karci A. On the Energy Efficiency of Dual Clutch Transmissions and Automated Manual Transmissions. *Energies* 2017,10, 1562; doi:10.3390/en10101562.
 12. Wu, P.; Qiang, P.; Pan, T.; Zang, H. Double-Loop Control for Torque Tracking of Dry Clutch. *Machines* 2022, 10, 1142. <https://doi.org/10.3390/machines10121142>.
 13. Сергієнко М. Є., Калінін П. М., Гасанов М. І., Павлова Н. М., Свидло В. С., Окунь А. О. Аналіз параметрів приводу здвоеного зчеплення зі зменшеними енерговитратами на керування. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ». 2021. № 4 (10). С. 49-60. DOI: <https://doi.org/10.20998/2413-4295.2021.04.07>.
 14. Sergienko, N., Kalinin, P., Sergienko, A., Pavlova, N. and ot. Synthesis of the Energy-Saving Dry Dual Clutch Control Mechanism. *Applied Sciences* (Switzerland), 2023, 13, 829. <https://doi.org/10.3390/app13020829>.
 15. Liang Y., Du H. Multi-Objective Optimization Of Gear Ratios In Two-Speed Dual Clutch Transmissions For Electric Vehicles // *Open Access - Research article Transportation Research Procedia*, Volume 70, November 2023, Pages 146-153. <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2023.11.013>.
 16. Jin Y., Chen L., Cheng C. Thermal behavior of friction discs in dry clutches based on a non-uniform pressure model // *Case Studies in Thermal Engineering* Volume 32, April 2022, 101895. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.101895>.
 17. Zhou Y., Shi X., Guo D., Dazer M. Experimental investigation of gear rattle and nonlinear dynamic interaction in a dual-clutch transmission // *Research article Applied Acoustics*, Volume 204, January 2023, Article Number 109233. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2023.109233>.
 18. Sergienko, N., Sergienko A., Pavlova N. and ot. Load and wear of the open hinge of the tractor caterpillar drive // *International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics*, 2022, Issue 12, pp.12-20. [dx.doi.org/10.17683/ijomam/issue12.2](https://doi.org/10.17683/ijomam/issue12.2).
 19. He B., Wei Q., Chen Y., Wei Ch. Hierarchical optimization and nonlinear adaptive multiple input and multiple output (NAMIMO) control for two-speed dual-clutch gearshift system in electric vehicles // *Control Engineering Practice* 156 (2025) 106231. <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2024.106231>.
 20. Berkefeld J., Bartel D. The influence of the metallic friction counterpart on the occurrence of negative friction coefficient gradients in controlled, dry-running clutch systems // *Tribology International* Volume 186, August 2023, 108644. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2023.108644>.
 21. Haramina K., Škugor B., Hoi M. Modeling of Dry Clutch Wear for a Wide Range of Operating Parameters // *Appl. Sci.* 2025, 15, 8150 <https://doi.org/10.3390/app15158150>.
 22. Vacca F., De Pinto S., Karci A., Gruber P. On the Energy Efficiency of Dual Clutch Transmissions and Automated Manual Transmissions // *Energies* 2017, 10, 1562; doi:10.3390/en10101562.
 23. Hengst, J., Werra, M. & Küçükkay, F. Evaluation of Transmission Losses of Various Battery Electric Vehicles. *Automot. Innov.* 5, 388–399 (2022). <https://doi.org/10.1007/s42154-022-00194-0>.
 24. Wei, C., Chen, Y., Li, X., & Lin, X. (2022). Integrating intelligent driving pattern recognition with adaptive energy management strategy for extender range electric logistics vehicle. *Energy*, 247, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.123478>.

References (transliterated)

1. Sergienko N. Ye.; Sergienko A.N.; Khudoliy O. I. Dvopotokova fryktsiyana mufta. *Patent Ukrainy na vynakhid* №101711, 2011r.
2. Laukenmann, M.A.; Savodny, O. (2021). Model'ne keruvannya pryvodom zcheplyennya, shcho vykorystovuyet'sya v hibrydnykh korobkakh peredach z podviynym zcheplyennym. *Mekhatronika*, Vol. 77, tom 237, no. 9, <https://doi.org/10.1177/09596518231167921>.
3. Sergienko N. Ye., V. S. Svidlo, Kuz'menko L. V. (2018). Analiz suchasnykh konstruksiy zdvoenykh zcheplyenn' transportno-tyahovykh mashyn, *Visnyk NTU «KHPI»*. Seriya: *Avtomobile- ta traktorobuduvannya*. Kharkiv: NTU «KHPI», no. 49 (1325), pp. 50-57.
4. Tripathi, K.; Inst, J. (2014). Kil'ka dyzayn-ob'yektiv i dyzayn-keramichnykh instrumentiv dlya avtomatychnoho friction skhoplyennya zasnovani na skhyl'nosti engagement 442 dynamicykh. *Eng. India Ser. C*, no. 95(1), pp. 51–61, <https://doi.org/10.1007/s40032-014-0097-1> 443.
5. Sergienko N. Ye., Svidlo V. S., Pereviznyk O. S. (2020). Otsinka enerhetychnykh vytrat na upravlinnya zcheplyennamy transmisiyi. *Visnyk NTU „KHPI”. Zb. n. prats'. Seriya: Avtomobile- ta traktorobuduvannya*, no. 1, pp. 52-58. DOI: 10.20998/2078-6840.2020.1.07.
6. Minas, I.; Morris, N.; Theodossiadis, S.; O'Mahony, M.; Voveris, J. Automotive dry clutch fully coupled transient tribodynamics. 446 *Nonlinear Dyn* 2021, 105, 1213–1235, <https://doi.org/10.1007/s11071-021-06605-x>.
7. Faust, H., Bänder, C. & DeVincent, E. (2010). Dual clutch transmission with dry clutch and electro-mechanical actuation. *ATZ Worldw* 112, 30-34 <https://doi.org/10.1007/BF03225234>.
8. Vasca F., Iannelli L., Senatore A., Scafati M. T. Modeling Torque Transmissibility dlya Automotive Dry Clutch Engagement. *American Control Conference Westin Seattle Hotel*, Seattle, Washington, USA 11-13 chervnya 2008.
9. Abdullah, O.I. (2016). Thermal behavior of friction clutch disc based on uniform pressure and uniform wear assumptions. *Friction*, 480 4(3), 228-237, <https://doi.org/10.1007/s40544-016-0120-z> 481.
10. Park J., Choi S., Oh J., Eo J. (2019). Adaptive torque tracking control during slip engagement of dry clutch in water powertrain // *Mechanism and Machine Theory*, no. 134, pp. 249–266. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2018.12.033>.
11. Vacca F., De Pinto S., Karci A. (2017). Na osnovi enerhetychnoyi efliyentnosti z dvoma Clutch Transmissions and Automated Manual Transmissions. *Energies*, 10, 1562; doi:10.3390/en10101562.
12. Wu, P.; Qiang, P.; Pan, T.; Zang, H. (2022). Double-Loop Control dlya Torque Tracking of Dry Clutch. *Machines*, 10, 1142. <https://doi.org/10.3390/machines10121142>.
13. Sergienko N. Ye., Kalinin P. M., Gasanov M. I., Pavlova N. M., Svidlo V. S., Okun' O. O. (2021). Analiz parametriv pryvodu zdvoenoho zcheplyennya zi zmenshenyamy enerhovytatamy na keruvannya. *Visnyk Natsional'noho tekhnichnoho universytetu «KHPI»*. Seriya: *Novi rishennya u suchasnykh tekhnolohiyakh*. Kharkiv: NTU "KHPI", no. 4 (10), pp. 49-60. DOI: <https://doi.org/10.20998/2413-4295.2021.04.07>.
14. Sergienko, N., Kalinin, P., Sergienko, A., Pavlova, N. i od. (2023). Synthesis of the Energy-Saving Dry Dual Clutch Control Mechanism. *Applied Sciences* (Switzerland), no. 13, 829. <https://doi.org/10.3390/app13020829>.
15. Liang Y., Du H. (2023). Multi-Objective Optimization Of Gear Ratios In Two-Speed Dual Clutch Transmissions For Electric Vehicles. *Open Access - Research article Transportation Research Procedia*, Vol. 70, November 2023, pp. 146-153. <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2023.11.013>.
16. Jin Y., Chen L., Cheng C. (2022). Thermal behavior of friction discs in dry clutches based on a non-uniform pressure model. *Case Studies in Thermal Engineering*, Volume 32, April 2022, 101895. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.101895>.

17. Zhou Y., Shi X., Guo D., Dazer M. (2023). Experimental investigation of gear rattle and nonlinear dynamic interaction in a dual-clutch transmission. *Research article Applied Acoustics*, Volume 204, January, Article Number 109233. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2023.109233>.
18. Sergienko, N., Sergienko A., Pavlova N. and ot. (2022). Load and wear of open hinge of tractor caterpillar drive. *International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics*, Issue 12, pp.12-20. [dx.doi.org/10.17683/ijomam/issue12.2](https://doi.org/10.17683/ijomam/issue12.2).
19. He B., Wei Q., Chen Y., Wei Ch. (2025). Hierarchical optimization and nonlinear adaptive multiple input and multiple output (NAMIMO) control for two-speed dual-clutch gearshift system in electric vehicles. *Control Engineering Practice*, 156 106231. <https://doi.org/10.1016/j.conengprac.2024.106231>.
20. Berkefeld J., Bartel D. (2023). The influence of the metallic friction counterpart on the occurrence of negative friction coefficient gradients in controlled, dry-running clutch systems // *Tribology International* Volume 186, August 2023, 108644. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2023.108644>.
21. Haramina K., Škugor B., Hoi M. (2025). Modeling of Dry Clutch Wear for a Wide Range of Operating Parameters. *Appl. Sci.*, 15, 8150 <https://doi.org/10.3390/app15158150>.
22. Vacca F., De Pinto S., Karci A., Gruber P. (2017). On the Energy Efficiency of Dual Clutch Transmissions and Automated Manual Transmissions. *Energies*, 10, 1562; doi:10.3390/en10101562.
23. Hengst, J., Werra, M. & Küçükay, F. (2022). Evaluation of Transmission Losses of Various Battery Electric Vehicles. *Automot. Innov.* 5, 388–399 <https://doi.org/10.1007/s42154-022-00194-0>.
24. Wei, C., Chen, Y., Li, X., & Lin, X. (2022). Integrating intelligent driving pattern recognition with adaptive energy management strategy for extender range electric logistics vehicle. *Energy*, 247, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.123478>.

Надійшла (received) 20.03.2026

Стаття прийнята до друку 20.04.2026

Опублікована 28.04.2026

Відомості про авторів / About authors

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

Калінін Павло Миколайович / Kalinin Pavel – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), доцент, Національна академія Національної гвардії України, доцент кафедри інженерії та фундаментальних наук; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9724-0630>; e-mail: pkalining@gmail.com

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

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

Гасанов Магомедмін Ісамагомедович / Gasanov Magomedimin – доктор технічних наук, професор, проректор з науково-педагогічної роботи Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Технологія машинобудування та металорізальні верстати»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2161-2386>; e-mail: kh.hpi.hasanov@gmail.com

Кривошапов Сергій Іванович / Krivoshepov Sergey – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Інжинірингу систем автомобільного транспорту ім. проф. Говорушенко М.Я.», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4605-6790>; e-mail: keat@khadi.kharkov.ua

Титаренко Оксана Валеріївна / Titarenko Oksana – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), доцент, Національна академія Національної гвардії України, професор кафедри інженерії та фундаментальних наук; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6811-7537>; e-mail: oksana.titarenko@nangu.edu.ua

Тихановський Владислав Павлович / Tykhanovskyi Vladislav – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Автомобіле- і тракторобудування»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0000-4504-2261>; e-mail: vpaavlovich@gmail.com

*С. В. СТРИМОВСЬКИЙ***ОПТИМІЗАЦІЯ РОБОТИ ВЕНТИЛЯТОРНОЇ СИСТЕМИ ОХОЛОДЖЕННЯ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГУНА НА КОЛІСНОМУ БРОНЕТРАНСПОРТЕРІ**

Стаття присвячена питанню підвищення ефективності роботи вентиляторної системи охолодження дизельного двигуна колісного бронетранспортера шляхом оптимізації алгоритму керування гідравлічним приводом вентиляторів. Актуальність дослідження зумовлена значним впливом роботи системи охолодження дизельного двигуна на величину вільної потужності усєї силової установки, оскільки споживання енергії вентиляторним приводом може досягати до 20% ефективної потужності двигуна, що негативно позначається на тягово-швидкісних характеристиках машини. Проведено аналіз сучасних наукових публікацій й технічних рішень провідних світових виробників вентиляторних систем охолодження з гідравлічним приводом для поршневих двигунів внутрішнього згорання, а також досліджень у сфері моделювання теплових процесів, оптимізації повітряних потоків і багатоконтурного охолодження дизельних двигунів. Встановлено, що існуючі підходи недостатньо враховують особливості умов роботи вентиляторної системи охолодження дизельного двигуна на колісному бронетранспортері, що пов'язано з розміщенням силової установки у заброньованому відсіку та виключенням можливості застосування у процесі охолодження двигуна зустрічного машини потоку повітря під час руху. Це потребує проведення подальшої оптимізації алгоритмів керування гідравлічним приводом вентиляторів. Основну увагу приділено аналізу експериментальних характеристик двох-вентиляторної системи охолодження дизельного двигуна колісного бронетранспортера БТР-4Е. Досліджено два алгоритми керування гідравлічним приводом вентиляторів. Показано, що вихідний алгоритм роботи забезпечує необхідний рівень охолодження, проте призводить до тривалої роботи вентиляторів у неекономічному режимі та перевищення оптимальних температурних параметрів температури охолоджуючої рідини та вхідного повітря. Запропоновано вдосконалений алгоритм керування гідравлічним приводом вентиляторів, який передбачає зміну точки контролю температури охолоджуючої рідини, а також введення зворотного зв'язку за температурою вхідного повітря. Це дозволило усунути короточасні температурні стрибки вхідного повітря, забезпечити більш стабільний тепловий режим роботи двигуна та збільшити тривалість роботи вентиляторів у економічному діапазоні частот обертання. В результаті оптимізації алгоритму керування гідравлічним приводом вентиляторів досягнуто зниження енергоспоживання гідравлічним приводом з 20% до 16,3% ефективної потужності двигуна. Отримані результати можуть бути використані при розробленні та вдосконаленні вентиляторних систем охолодження дизельних двигунів на військових броньованих машинах.

Ключові слова: вентиляторна система охолодження; гідравлічний привід вентиляторів; дизельний двигун; силова установка; бронетранспортер; оптимізація алгоритму роботи

*S. STRIMOVSKYI***OPTIMIZATION ON THE FAN COOLING SYSTEM OF A DIESEL ENGINE IN THE WHEELED ARMORED PERSONNEL CARRIER**

The article is devoted to improving the efficiency of the fan cooling system of a diesel engine in a wheeled armored personnel carrier through optimization of the control algorithm of the hydraulic fan drive. The relevance of the study is обусловлена the significant influence of the cooling system operation on the available power of the entire power unit, since the energy consumption of the fan drive can reach up to 20% of the engine effective power, which negatively affects the traction and speed performance of the vehicle. An analysis of modern scientific publications and technical solutions of leading global manufacturers of hydraulic fan cooling systems for internal combustion piston engines has been carried out, along with studies in the field of thermal process modeling, airflow optimization, and multi-circuit cooling of diesel engines. It has been established that existing approaches insufficiently take into account the specific operating conditions of the fan cooling system in wheeled armored personnel carriers. This is due to the placement of the power unit within an armored compartment and the absence of incoming airflow during vehicle motion, which necessitates further optimization of hydraulic fan drive control algorithms. Particular attention is paid to the analysis of experimental characteristics of a dual-fan cooling system of a diesel engine installed in a BTR-4E wheeled armored personnel carrier. Two control algorithms for the hydraulic fan drive were investigated. It is shown that the initial control algorithm ensures the required level of cooling; however, it results in prolonged operation of the fans in non-economical modes and leads to exceeding optimal temperature limits of both the coolant and the intake air. An improved control algorithm for the hydraulic fan drive is proposed, which involves changing the coolant temperature control point and introducing feedback based on intake air temperature. This made it possible to eliminate short-term temperature spikes of the intake air, ensure a more stable thermal operating regime of the engine, and increase the duration of fan operation within the economical speed range. As a result of the optimization of the control algorithm, the energy consumption of the hydraulic fan drive was reduced from 20% to 16.3% of the engine effective power. The obtained results can be used in the design and improvement of cooling systems for diesel engines in military armored vehicles.

Keywords: fan cooling system; hydraulic fan drive; diesel engine; power unit; armored personnel carrier; control algorithm optimization

Вступ. Робота вентиляторної системи охолодження (СО) дизельного двигуна на колісному бронетранспортері суттєво впливає на величину вільної потужності, яку виробляє силова установка. Гідравлічний привід вентиляторів й опір їх обертання можуть призвести до споживання вентиляторною СО до 20% ефективної потужності дизельного двигуна [1], що знижує значення його вільної потужності та, як наслідок, знижує тягово-швидкісні характеристики колісного бронетранспортера. Тому питання оптимізації роботи вентиляторної СО дизельного двигуна на колісному бронетранспортері залишаються актуальними і своєчасними.

Аналіз останніх досягнень та публікацій. На теперішній час свої рішення для встановлення на дизельні двигуни вентиляторних систем охолодження з гідравлічним приводом вентиляторів пропонують відомі закордонні компанії Parker Hannifin Corporation (США), Danfoss (Данія), HYDAC (Німеччина), Haldex

Hydraulics AB (Швеція) [2–5]. У них відпрацьовані та надійні елементи гідравлічного приводу, але для їх застосування необхідно проводити налагоджування та оптимізацію роботи цих систем. Тому багато публікацій присвячені питанням моделювання систем охолодження з гідравлічним приводом вентиляторів [6–8]. Також обмежений простір у бойових військових машинах та велика кількість джерел тепла потребують проведення аналізу розміщення компонентів системи охолодження дизельного двигуна з гідравлічним приводом вентиляторів, оптимізації повітряних потоків та оцінюванню продуктивності системи охолодження, що наведено у публікаціях [9–11].

Крім того, для ефективної роботи дизельного двигуна конструкція його системи охолодження повинна передбачати охолодження надувного повітря. Це питання висвітлено у публікаціях

© С. В. Стрیمовський, 2026

моделювання системи багато контурного охолодження деталей дизельного двигуна [12–14], дослідження охолоджувачів надувного повітря [15–17].

У зазначених публікаціях відсутній аналіз режимів роботи вентиляторної СО дизельного двигуна на колісному бронетранспортері та їх оптимізація, що може дозволити знизити величину споживання ефективної потужності дизельного двигуна для забезпечення роботи СО та підвищити його вільну потужність для збільшення тягово-швидкісних характеристик колісного бронетранспортера.

Мета та постановка задачі – проведення аналізу результатів експериментальних характеристик зміни параметрів силової установки з двохвентиляторною системою охолодження дизельного двигуна на колісному бронетранспортері та оптимізація роботи гідравлічного приводу вентиляторів.

Основна частина. Розглянемо результати експериментальних досліджень двохвентиляторної

СО дизельного двигуна на колісному бронетранспортері, функціональна схема якої наведена на рис.1 Конструкція гідравлічного приводу з системою керування описані у статтях [18, 19]. Потужність, що споживається гідравлічним приводом двох вентиляторів, зростає по параболічній залежності від їх частоти обертання та має економічний режим роботи у діапазоні частот 1000.. 3000 об/хв [20], у якому вона зростає у межах 2,4..17,6 кВт. Після чого у діапазоні частот 3000..5000 об/хв потужність зростає у межах 17,6..67,8 кВт. Виходячи з цього завдання лінійної залежності зростання частоти обертання вентиляторів n_v від зростання частоти обертання колінчастого валу дизельного двигуна або положення педалі подачі палива не буде ефективним та призведе до споживання найбільших значень потужності гідравлічним приводом вентиляторів та роботи на неекономічних режимах.

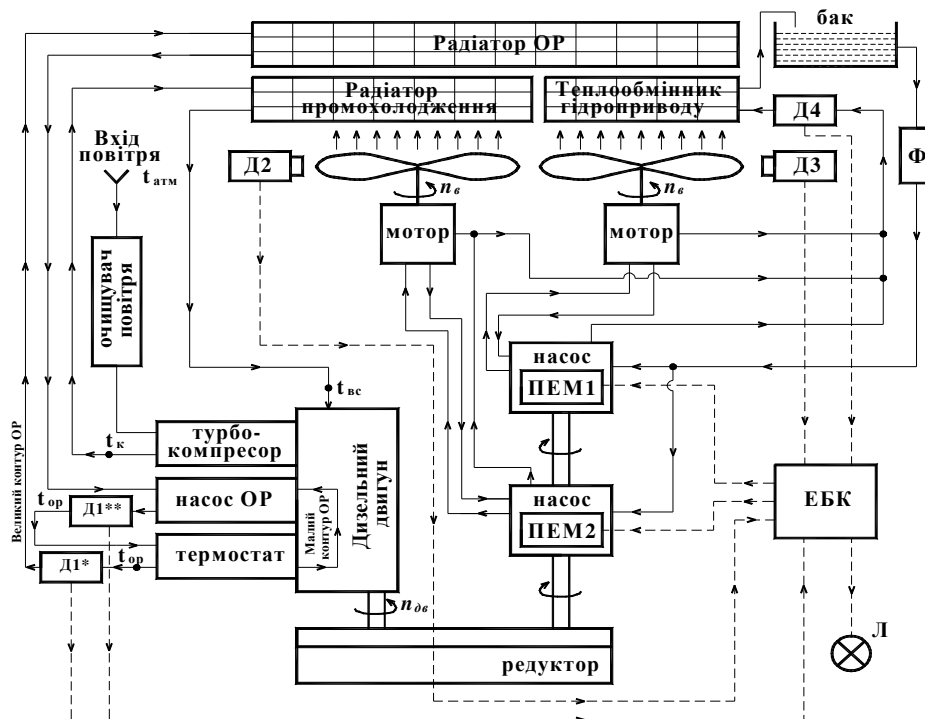


Рисунок 1 – Функціональна схема двох вентиляторної СО дизельного двигуна:

Д1* – давач температури охолоджуючої рідини СО для алгоритму I; Д1** – давач температури охолоджуючої рідини СО для алгоритму II; Д2, Д3 – давачі частоти обертання вентиляторів; Д4 – давач температури робочої рідини гідроприводу,

Ф – фільтр; ПЕМ1, ПЕМ2 – пропорційні електромагніти, встановлені на гідронасосах, ДД – дизельний двигун,

ЕБК – електронний блок керування, Л – лампа сигнальна, ОР – охолоджуюча рідина

Для зниження споживання потужності гідравлічним приводом вентиляторів необхідно зростання частоти обертання вентиляторів виконувати зі зростанням температури охолоджуючої рідини t_{op} та підтримувати постійним при змінних значеннях частоти обертання колінчастого валу дизельного двигуна у температурних діапазонах, які задані у алгоритмі роботи [19]. При цьому більшість часу роботи вентиляторної СО доцільно підтримувати частоту обертання вентиляторів у економічному режимі, який відповідає діапазону частот обертання вентиляторів 1000.. 3000 об/хв.

Для виконання оптимізації роботи двох вентиляторної СО дизельного двигуна колісного бронетранспортера проведемо аналіз експериментальних характеристик зміни параметрів силової установки: t_{op} – температура охолоджуючої рідини у алгоритмі I на виході з радіатора / у алгоритмі II на вході у термостат, $t_{op1_рад}$ – температура охолоджуючої рідини на вході у радіатори, $t_{op2_рад}$ – температура охолоджуючої рідини на виході з радіаторів, t_k – температура всмоктуємого повітря на виході компресора (вході у радіатор промозлодження), $t_{вс}$ – температура всмоктуємого повітря на виході радіатора

промохолодження та пвент – частоти обертання вентиляторів при заданні значень пдв – частоти обертання двигуна $N_{вк}$ – навантаження на ведучі колеса та температури навколишнього повітря на колісному бронетранспортері БТР-4Е.

Розглянемо результати випробувань силової установки бронетранспортера БТР-4Е при роботі дизельного двигуна на зовнішній швидкісній характеристиці та температурі навколишнього повітря 25°C та 36°C.

Режим зовнішньої швидкісної характеристики дизельного двигуна задався шляхом установлення частоти обертання колінчастого валу на рівні 2000 об/хв., включення четвертої передачі в автоматичній коробці передач та поступовим збільшенням навантаження на ведучих колесах до 270..300 к.с. (199..220 кВт).

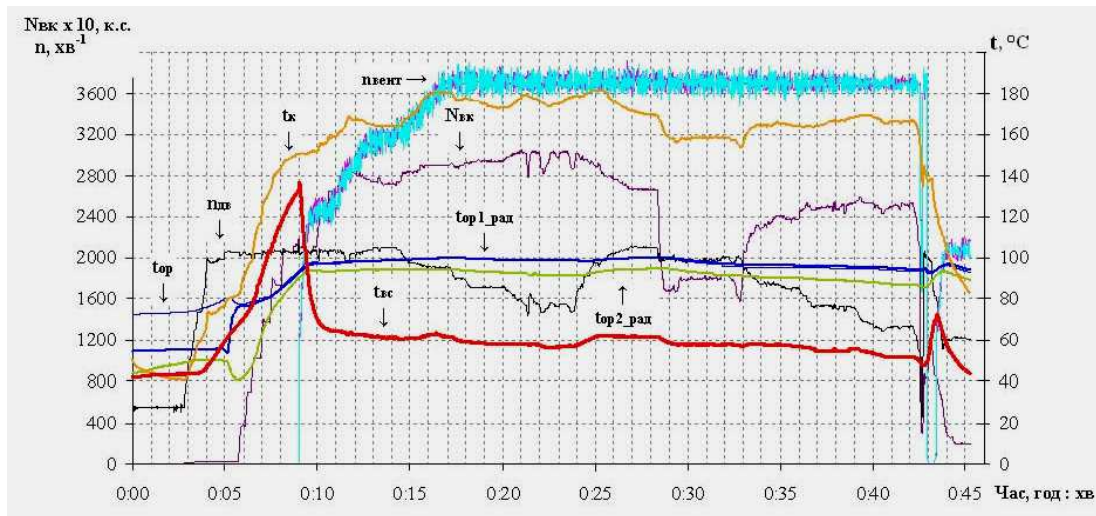


Рисунок 2 – Зміна параметрів силової установки БТР-4Е при роботі двигуна на зовнішній швидкісній характеристиці при температурі навколишнього повітря 25°C.

Значення вмикання вентиляторів 92°C було обрано з розрахунку того, що клапани термостату починають відкривати вхід для охолоджуючої рідини у радіатори охолодження при $t_{op} = 80^\circ\text{C}$ та до 95°C клапани термостату змінюють положення у напрямку збільшення відкриття входу у радіатори та прикриття малого контуру циркуляції охолоджуючої рідини. При досягненні $t_{op} = 95^\circ\text{C}$ та перевищенні цього значення вся охолоджуюча рідина проходить через радіатори, а малий контур охолодження повністю закритий.

Таким чином, аналіз показників температури охолоджуючої рідини показує, що робота вентиляторів за алгоритмом I ефективна з точки зору охолодження рідини, яка більшою кількістю проходить через радіатори та різниця значень на вході і виході у радіатори сягає до 8°C, але досягнуте значення $t_{op} = 97^\circ\text{C}$ на виході радіаторів знаходиться за межами діапазону 85..95°C, у якому дизельний двигун DEUTZ BF6M 1015CP має найкращу ефективність та економічність роботи [21]. Також гідравлічний привід роботи вентиляторів більшість часу – 29 хвилин з 33 хвилин працював у неекономічному режимі з частотою обертання вентиляторів понад 3000 об/хв. Частота обертання

На рис. 2 представлені характеристики зміни параметрів силової установки при роботі дизельного двигуна у режимі повного навантаження на зовнішній характеристиці при температурі навколишнього повітря 25°C та роботі гідравлічного приводу вентиляторної СО за алгоритмом I.

Відповідно до алгоритму I вентилятори вмикаються при $t_{op} = 92^\circ\text{C}$ на виході радіаторів та їх частота обертання встановлюється на рівні 2400 об/хв., що відповідає економічному режиму роботи. Після чого з ростом температури зростає частота обертання вентиляторів до 3700 об/хв., яка виходить за межі економічного режиму роботи. Температура охолоджуючої рідини на виході радіаторів не перевищує значення 97°C, а на вході у радіатори до 100,5°C.

вентиляторів довгий час була на рівні 3700 об/хв та не знижувалась навіть при зменшенні навантаження на колесах з 300 к.с. до 180 к.с.

Крім того, температура всмоктуемого повітря $t_{вс}$ після проходження радіатора промохолодження у період з 7-ї до 9-ї хвилини випробувань перевищувала значення 95°C та сягала до 138°C. У такому режимі роботи протягом двох хвилин дизельний двигун DEUTZ BF6M 1015CP виробляв на 4% менше потужності у порівнянні з його ефективним режимом роботи [22].

Перелічені недоліки у роботі вентиляторів за алгоритмом I призвели до необхідності його заміни на алгоритм II, у якому контроль температури t_{op} виконується на вході у термостат для зменшення часу реакції системи керування гідравлічним приводом вентиляторів на зміну робочої температури дизельного двигуна.

Відповідно до алгоритму II вентилятори вмикаються при $t_{op} = 80^\circ\text{C}$ на вході у термостат, тобто у той же момент, коли починається відкриття клапанів термостату. При цьому встановлюється частота обертання вентиляторів на рівні 1000 об/хв та підтримується протягом зростання температури t_{op} до значення 92°C. У разі перевищення t_{op} значення

92°C та подальшого її збільшення частота обертання вентиляторів спочатку буде зростати від 1000 об/хв до 2000 об/хв по лінійній залежності від t_{op} . Далі від 2000 об/хв до 5000 об/хв при досягненні $t_{op} = 102^\circ\text{C}$.

Результати випробувань силової установки при роботі вентиляторної СО за алгоритмом II в умовах температури навколишнього повітря 36°C наведені на рис.3.

Через збільшення температури навколишнього повітря до 36°C під час роботи дизельного двигуна на зовнішній швидкісній характеристиці частота обертання вентиляторів системи охолодження сягала 5000 об/хв при досягненні $t_{op} = 102^\circ\text{C}$.

У період з 6-ї до 9-ї хвилини температура вхідного повітря t_{ex} після проходження радіатора проохолодження перевищувала значення 95°C та сягала до 150°C, що також приводило до зменшення вільної потужності двигуна. Але при цьому слід

зауважити, що після включення вентиляторів на 8-й хвилині та підтримання їх частоти обертання на рівні 1000 об/хв протягом двох з половиною хвилини температура вхідного повітря t_{ex} знизилась до значення 95°C. Тому для недопущення короткочасних стрибків температури вхідного повітря необхідно ввести у систему керування гідравлічним приводом вентиляторів зворотній зв'язок за цією температурою. В результаті цього алгоритм II роботи вентиляторів був відкоригований у частині умов вмикання вентиляторів та встановлення частоти обертання 1000 об/хв. Окрім умови $t_{op} \geq 80^\circ\text{C}$, була також введена умова $t_{ex} \geq 72^\circ\text{C}$, після чого система управління гідроприводом вентиляторів продовжувала працювати за алгоритмом II.

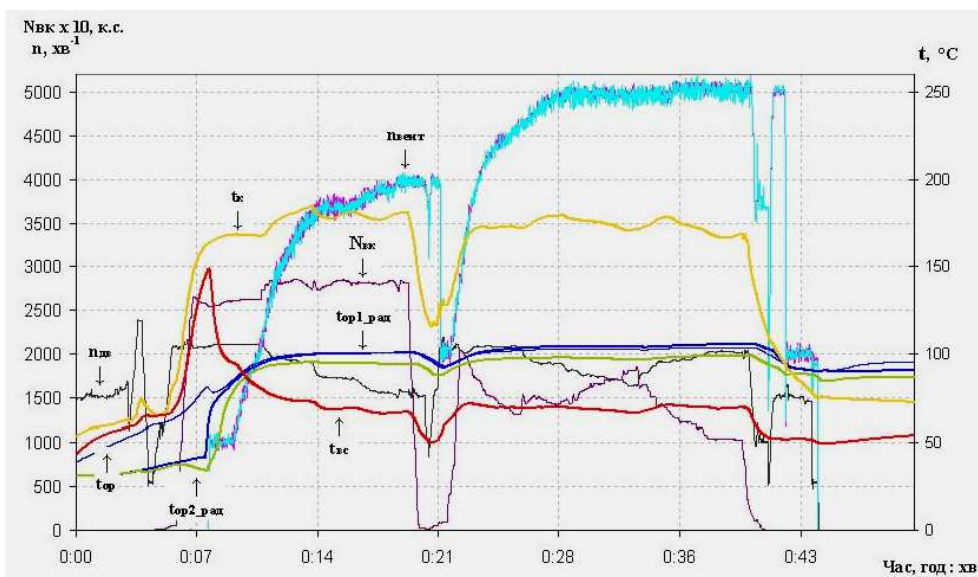


Рисунок 3 – Зміна параметрів силової установки БТР-4Е при роботі двигуна на зовнішній швидкісній характеристиці при температурі навколишнього повітря 36°C

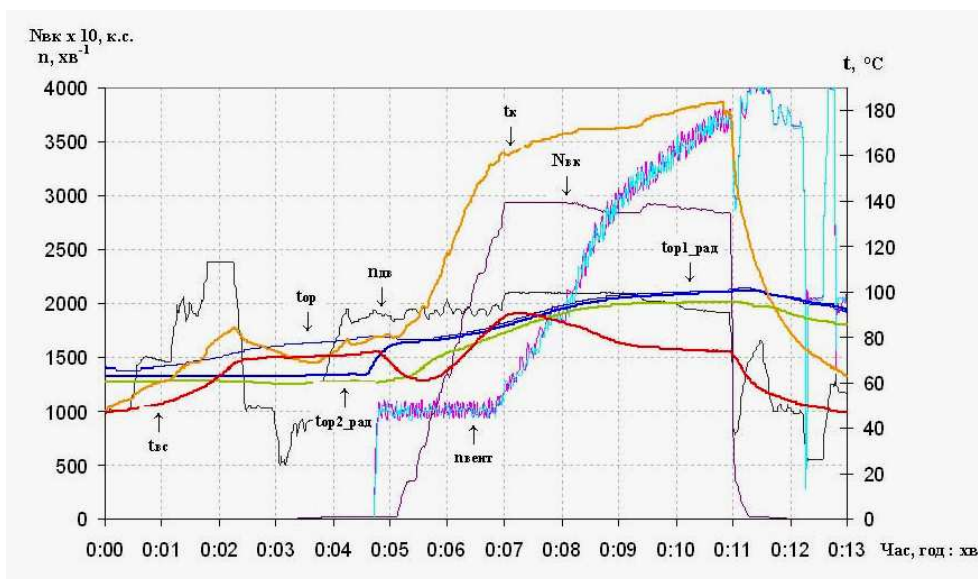


Рисунок 4 – Зміна параметрів силової установки БТР-4Е при роботі двигуна на зовнішній швидкісній характеристиці при температурі навколишнього повітря 36°C з введенням зворотного зв'язку за температурою вхідного повітря

Результати випробувань силової установки при роботі вентиляторної СО з останніми змінами алгоритму її роботи в умовах температури навколишнього повітря 36°C наведені на рис.4.

На рис. 4 видно, що завдяки включенню вентиляторів перед виведенням дизельного двигуна на зовнішню швидкісну характеристику було виключено короточасний стрибок температури вхідного повітря. Також у період часу подання навантаження на колеса протягом 5-ти хвилин (з 6-ї до 11-ї хвилини) більшість часу – 3 хвилини – вентилятори працювали у економічному режимі у діапазоні частот 1000..3000 об/хв та 2 хвилини у діапазоні частот від 3000 об/хв до 3700 об/хв. При цьому температура охолоджуючої рідини не перевищила значення 102°C. Це було досягнуто завдяки своєчасному охолодженню вхідного повітря та охолоджуючої рідини.

Висновки. Проведена оптимізація алгоритму роботи гідравлічного приводу двохвентиляторної СО дизельного двигуна на бронетранспортері БТР-4Е дозволила виключити короточасні стрибки температури вхідного повітря та збільшити час роботи вентиляторів у економічному режимі при роботі дизельного двигуна на зовнішній швидкісній характеристиці, що зменшило споживання гідравлічним приводом вентиляторів з 20% до 16,3% ефективної потужності дизельного двигуна.

Список літератури

- Ersen Toraman. Modeling, simulation and experimental verification of a hydraulic fan drive system. A thesis submitted to the graduate school of natural and applied sciences of middle east technical university. – September 2013, 83 pages. <https://etd.lib.metu.edu.tr/upload/12616474/index.pdf>
- Parker Hannifin. Truck Hydraulics Fan Drive Systems Training. Retrieved from http://www.dhauto.com/threads/3365-Truck-Hydraulics-Fan-Drive-Systems-Training_Basic-Overview, last visited on September 2013 DOI
- Hydraulic Fan Drive Systems. Danfoss – January 2020, 77 pages. <https://assets.danfoss.com/documents/latest/89608/AB152886482265en-000502.pdf>
- A Breath of Fresh Air in Electro-Hydraulic Cooling Control. HYDAC. – 09.2018, 22 pages. <https://www.hydac.com/shop/en/thermal-management/cooling-systems>
- Hydrostatic Fan Drive Systems. Haldex Hydraulics AB. – 3 pages. https://sml-group.ru/f/katalog_fandriv.pdf.
- Setlur, P., Wagner, J., Dawson, D., & Marotta, E. (2005). An advanced engine thermal management system: Nonlinear control and test. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 10(2), 210–220. DOI
- Shaver, G., Roelle, M., & Gerdes, J. (2006). Modeling cycle-to-cycle dynamics and mode transition in HCCI engines with variable valve actuation. *Control Engineering Practice*, 14(3), 213–222. DOI
- Salah, M., Mitchell, T., Wagner, J., & Dawson, D. (2008). Nonlinear control strategy for advanced vehicle thermal management systems. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 57(1), 127–137. DOI
- Возгрин Ю.В., В.А. Зарянов, В.А. Кузьминский, А.В. Лазурко, Мормило Я.М. Комплексное исследование зависимости эффективности теплообмена в системе охлаждения от варьирования входных величин в широком рабочем диапазоне методами конечно-элементного моделирования *Механіка та машинобудування*. 2015. №1. С 13–23.
- Возгрин Ю.В., В.А. Зарянов, В.А. Кузьминский, А.В. Лазурко, Мормило Я.М. Сравнительная оценка эффективности теплообмена в системе охлаждения при варьировании входных величин в широком рабочем диапазоне методами конечно-элементного моделирования. *Механіка та машинобудування*. 2017. №1. С 55–63.
- Jayesh Namjoshi. Design and Optimisation of Cooling System for Tracked Vehicle Powerpack. / Namjoshi Jayesh, Wagle Sachin, Kundawala Murtuza, Srivastava Manoj *Defence Science Journal*. – Vol. 67, No. 4, July 2017, pp. 390-395, DOI : 10.14429/dsj.67.11538.
- Триньов О.В., Сівих Д.Г. Моделирование работы автоматизированной системы локального багатоконтурного охолодження деталей автотракторного дизеля. *Двигуни внутрішнього згоряння*. 2021. №1. С 66–74. DOI: 10.20998/0419-8719.2021.1.09.
- Триньов О. В., Панчошний В. Г. Перспективи поліпшення теплового стану деталей клапанного вузла дизеля з використанням локального охолодження. *Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПИ" : зб. наук. пр. Темат. вип. : Транспортне машинобудування*. 2015. № 43 (1152). С. 144–155
- Michael Gandrud —Meeting Tier IV Cooling Challenges with Multiple Fan Systems. *Diesel Progress North American Edition, July 2009*, pp 40-43.
- Савченко А.В., Шелестов М.С. Дослідження високоефективного охолоджувача наддувного повітря *Двигуни внутрішнього згоряння*. 2022. № 2. С 33–40. DOI: 10.20998/0419-8719.2022.2.06.
- Hemanandh J., S. Ganesan, R. Devaraj, S.P. Venkatesan , Ramprakash G. (2018). Robust Design Approach for Intake Manifold of the 1 Litre Turbo Charger Intercooler Diesel Engines. *International Journal of Ambient Energy* . Vol.41. P. 1214–1226. DOI
- Шелестов М.С. Розвиток системи наддуву високофорсованих двигунів. *Двигатели внутреннего сгорания*. 2020. № 2. С. 20–27. DOI: 10.20998/0419-8719.2020.2.04.
- Жадан В.А., А.В. Нефьодов, С.В. Стрёмовський, С.В. Федоренко, Фолунін С.О. Розробка схеми керування гідравлічним приводом вентиляторної системи охолодження дизельного двигуна на колісному бронетранспортері. *Механіка та машинобудування*. 2024. № 2. С. 152–156. DOI
- Нефьодов А.В., Нефьодова Н.В., Стрёмовський С.В. Побудова алгоритму керування гідравлічним приводом вентиляторної системи охолодження дизельного двигуна бронетранспортера. *Механіка та машинобудування*. 2025. №1. С 163–167.
- OML and OMM Orbital motors. Technical Information. Sauer-Danfoss. – 02 2002, 36 pages. https://www.hynesur.com/wp-content/uploads/2022/08/Danfoss-Sauer_motores-orbitales OML-OMM_TL.pdf
- Operational manual 1015 DEUTZ*. <https://www.emsa.gen.tr/images/brochures/TECHNICAL%20DOCUMENTS/SPARE%20PARTS%20CATALOGUE/Deutz%20Spare%20Part%20Catalogue/1015.pdf>
- Allgemeine technische Daten General technical data. BFM1015. Page 2.013/E. Issue 05.08.03. https://ru.scribd.com/document/180202679/DEUTZ-BFM1015-DERATING-pdf?language_settings_changed=&D0%A0%D1%83%D1%81%D1%81%D0%BA%D0%B8%D0%B9&utm_source=chatgpt.com

References (transliterated)

- Ersen Toraman. Modeling, simulation and experimental verification of a hydraulic fan drive system. A thesis submitted to the graduate school of natural and applied sciences of middle east technical university. – September 2013, 83 pages. <https://etd.lib.metu.edu.tr/upload/12616474/index.pdf>
- Parker Hannifin. Truck Hydraulics Fan Drive Systems Training. Retrieved from http://www.dhauto.com/threads/3365-Truck-Hydraulics-Fan-Drive-Systems-Training_Basic-Overview, last visited on September 2013
- Hydraulic Fan Drive Systems. Danfoss – January 2020, 77 pages. <https://assets.danfoss.com/documents/latest/89608/AB152886482265en-000502.pdf>
- A Breath of Fresh Air in Electro-Hydraulic Cooling Control. HYDAC. – 09.2018, 22 pages. <https://www.hydac.com/shop/en/thermal-management/cooling-systems>
- Hydrostatic Fan Drive Systems. Haldex Hydraulics AB. – 3 pages. https://sml-group.ru/f/katalog_fandriv.pdf.
- Setlur, P., Wagner, J., Dawson, D., & Marotta, E. (2005). An advanced engine thermal management system: Nonlinear control and test. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 10(2), 210–220. DOI
- Shaver, G., Roelle, M., & Gerdes, J. (2006). Modeling cycle-to-cycle dynamics and mode transition in HCCI engines with

- variable valve actuation. *Control Engineering Practice*, 14(3), 213–222.
8. Salah, M., Mitchell, T., Wagner, J., & Dawson, D. (2008). Nonlinear control strategy for advanced vehicle thermal management systems. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, 57(1), 127–137.
 9. Vozgrin Yu.V., V.A. Zaryanov, V.A. Kuzminskij, A.V. Lazurko, Mormilo Ya.M. (2015). Kompleksnoe issledovanie zavisimosti effektivnosti teploobmena v sisteme ohlazhdeniya ot varirovaniya vhodnyh velichin v shirokom rabochem diapazone metodami konechnoelementnogo modelirovaniya. *Mehanika ta mashinobuduvannya*, no. 1, pp. 13–23.
 10. Vozgrin Yu.V., V.A. Zaryanov, V.A. Kuzminskij, A.V. Lazurko, Mormilo Ya.M. (2017). Sravnitel'naya ocenka effektivnosti teploobmena v sisteme ohlazhdeniya pri varirovanii vhodnyh velichin v shirokom rabochem diapazone metodami konechnoelementnogo modelirovaniya. *Mehanika ta mashinobuduvannya*, no.1, pp. 55–63.
 11. Jayesh Namjoshi, Wagle Sachin, Kundawala Murtuza, Manoj Srivastava (2017). Design and Optimisation of Cooling System for Tracked Vehicle Powerpack. *Defence Science Journal*. – Vol. 67, No. 4, July 2017, pp. 390-395, DOI : 10.14429/dsj.67.11538.
 12. Trinov O.V., Sivih D.G. (2021). Modelyuvannya roboti avtomatizovanoyi sistemi lokalnogo bagatokonturnogo oholodzhennya detalej avtotraktornogo dizelya. *Dviguni vnutrishnogo zgoryannya*, no.1, pp. 66–74. DOI: 10.20998/0419-8719.2021.1.09.
 13. Trinov O. V., Panchoshnij V. G. (2015). Perspektivi polipshennya teplovogo stanu detalej klapannogo vuzla dizelya z vikoristanniam lokalnogo oholodzhennya. *Visnik Nac. tehn. un-tu "KhPI" : zb. nauk. pr. Temat. vip. : Transportne mashinobuduvannya*, no. 43 (1152), pp. 144–155.
 14. Michael Gandrud —Meeting Tier IV Cooling Challenges with Multiple Fan Systems. *Diesel Progress North American Edition, July 2009*, pp 40-43.
 15. Savchenko A.V., Shelestov M.S. (2022). Doslidzhennya visokoefektivnogo oholodzhuvacha naduvnogo povitrya / A.V. Savchenko, // Dviguni vnutrishnogo zgoryannya, no. 2, pp. 33–40. DOI: 10.20998/0419-8719.2022.2.06.
 16. Hemanandh J., S. Ganesan, R. Devaraj, S.P. Venkatesan, Ramprakash G. (2018). Robust Design Approach for Intake Manifold of the 1 Litre Turbo Charger Intercooler Diesel Engines. *International Journal of Ambient Energy*, vol.41, pp. 1214-1226.
 17. Shelestov M.S. (2020). Rozvitok sistemi nadduvu visokoforsovanih dviguniv. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*, no. 2, pp. 20–27. DOI: 10.20998/0419-8719.2020.2.04.
 18. Zhadan V.A., A.V. Nefodov, S.V. Strimovskij, Ye.V. Fedorenko, Folunin S.O. (2024). Rozrobka shemi keruvannya gidravlichnim privodom ventilyatornoyi sistemi oholodzhennya dizelnogo dviguna na kolisnomu bronetransporteri. *Mehanika ta mashinobuduvannya*, no.2, pp. 152–156.
 19. Nefodov A.V. N.V. Nefodova, Strimovskij S.V. (2025). Pobudova algoritmu keruvannya gidravlichnim privodom ventilyatornoyi sistemi oholodzhennya dizelnogo dviguna bronetransportera. *Mehanika ta mashinobuduvannya*, no.1, pp. 163–167.
 20. *OML and OMM Orbital motors*. Technical Information. Sauer-Danfoss. – 02 2002, 36 pages. https://www.hynesur.com/wp-content/uploads/2022/08/Danfoss-Sauer_motors-orbitales_OML-OMM_TL.pdf
 21. *Operational manual 1015 DEUTZ*. <https://www.emsa.gen.tr/images/brochures/TECHNICAL%20DOCUMENTS/SPARE%20PARTS%20CATALOGUE/Deutz%20Spare%20Part%20Catalogue/1015.pdf>
 22. *Allgemeine technische Daten General technical data*. BFM1015. Page 2.013/E. Issue 05.08.03. https://ru.scribd.com/document/180202679/DEUTZ-BFM1015-DERATING-pdf?language_settings_changed=%D0%A0%D1%83%D1%81%D1%81%D0%BA%D0%B8%D0%B9&utm_source=chatgpt.com

Надійшла (received) 29.03.2026

Стаття прийнята до друку 20.04.2026

Опублікована 28.04.2026

Відомості про авторів / About the Authors

Стрїмовський Сергій Вікторович / Sergii Strimovskiy – кандидат технічних наук, начальник організаційно-аналітичного сектору, Державне підприємство «Харківське конструкторське бюро з машинобудування ім. О.О. Морозова»; м. Харків, Україна; e-mail: serhii.strimovskiy@morozov.com.ua; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8560-414X>

**Г. В. ТКАЧУК, Д. В. БІБІК, О. В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, С. О. КРАВЧЕНКО, С. І. МАРУСЕНКО,
В. В. СУББОТІНА, В. І. АЛЬОХІН, Н. А. ДЬОМІНА, В. І. СЕРИКОВ, Т. О. ПРОТАСЕНКО,
І. П. ГРЕЧКА, О. С. ЛЬОЗНИЙ**

**МЕТОДОЛОГІЯ РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО АНАЛІЗУ НАПРУЖЕНО-
ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ВИСОКОНАВАНТАЖЕНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ЗАДЛЯ
ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СВІТОВОГО РІВНЯ ТЕХНІЧНИХ І ТАКТИКО-ТЕХНІЧНИХ
ХАРАКТЕРИСТИК МАШИН ЦИВІЛЬНОГО ТА ВІЙСЬКОВОГО ПРИЗНАЧЕННЯ**

Сучасні машини цивільного та військового призначення експлуатуються в режимах інтенсивних навантажень, у тому числі - при контактній взаємодії. Це спричиняє проблеми із їх міцністю та довговічністю. Зокрема, це елементи турбодетандерних установок, трансмісій транспортних засобів, тепловозних і танкових двигунів, рушіїв, систем підресорювання, наземних роботизованих комплексів, а також – технологічних систем для їх виробництва. Відповідно, з'являються нові проєктні та технологічні рішення щодо цих та інших елементів конструкцій. У свою чергу, виникає необхідність у розвитку нових моделей і методів дослідження їх напружено-деформованого стану із урахуванням контактної взаємодії. Оскільки у цих випадках необхідно враховувати низку нових чинників (шорсткість, напилення, термообробка та зміцнення поверхонь деталей), то постає проблема адекватності, точності та ефективності дослідження напружено-деформованого стану, у тому числі із урахуванням контактної взаємодії таких складнопрофільних відповідальних елементів конструкцій. Задля цього у роботі розробляється та застосовується розрахунково-експериментальний метод, що поєднує, з одного боку, аналіз напружено-деформованого стану різними експериментальними методами, а з іншого – чисельно-аналітичними засобами. У результаті різко підвищується, по-перше, достовірність результатів такого аналізу, а по-друге – ефективність проєктно-технологічних рішень. Своєю чергою, таке дослідження забезпечує принципові переваги при створенні цивільної та військової техніки із основними технічними і тактико-технічними характеристиками на світовому рівні, у т. ч. – міцність та довговічність. Зокрема, мова йде про підвищення ККД, довговічності та навантажувальної здатності машин, агрегатів та обладнання. Можливості розробленої методології проілюстровані на прикладі елементів двигунів, радіальної гідрооб'ємної передачі, а також силових гідроциліндрів. Результати здійснених досліджень покладені в основу при обґрунтуванні прогресивних технічних рішень об'єктів подібного типу.

Ключові слова: метод розрахунково-експериментального дослідження; міцність; довговічність; гідрооб'ємна передача; дискретно-континуальне зміцнення; гідроциліндр

**H. TKACHUK, D. BIBIK, O. VERETELNYK, S. KRAVCHENKO, S. MARUSENKO, V. SUBBOTINA,
V. ALOKHIN, N. DOMINA, V. SIERYKOV, T. PROTASENKO, I. HRECHKA, O. LOZNYI**

**METHODOLOGY OF COMPUTATIONAL AND EXPERIMENTAL ANALYSIS OF THE STRESS-
STRAIN STATE OF HIGHLY LOADED ELEMENTS TO ENSURE WORLD-CLASS TECHNICAL
AND TACTICAL-TECHNICAL CHARACTERISTICS OF CIVILIAN AND MILITARY VEHICLES**

Modern civil and military vehicles are operated under intensive load conditions, including contact interaction. This causes problems with their strength and durability. In particular, these are elements of turboexpander units, vehicle transmissions, diesel locomotive and tank engines, engines, suspension systems, ground robotic complexes, as well as technological systems for their production. Accordingly, new design and technological solutions for these and other structural elements appear. In turn, there is a need to develop new models and methods for studying their stress-strain state taking into account contact interaction. Since in these cases it is necessary to take into account a number of new factors (roughness, spraying, heat treatment and hardening of the surfaces of parts), the problem arises of the adequacy, accuracy and efficiency of the study of the stress-strain state, including taking into account the contact interaction of such complex-profile critical structural elements. For this purpose, a computational-experimental method is developed and applied in the work, which combines, on the one hand, the analysis of the stress-strain state by various experimental methods, and on the other – by numerical-analytical means. As a result, firstly, the reliability of the results of such analysis sharply increases, and secondly, the effectiveness of design and technological solutions. In turn, such research provides fundamental advantages in the creation of civil and military equipment with basic technical and tactical and technical characteristics at the world level, including strength and durability. In particular, we are talking about increasing the efficiency, durability and load capacity of machines, units and equipment. The capabilities of the developed methodology are illustrated by the example of elements of diesel locomotive engines, radial hydrodynamic transmission, and power hydraulic cylinders. The results of the research are used as a basis for substantiating progressive technical solutions for objects of this type.

Keywords: computational-experimental research method; strength; durability; hydrovolumetric transmission; discrete-continuous hardening; hydraulic cylinder

Вступ. Як свідчить аналіз стану сучасного машинобудування, транспортної та енергетичної галузі, з одного боку, для цивільних галузей значну увагу привертають такі нові технічні рішення машин, агрегатів та обладнання, які вбудовуються в концепцію стійкого розвитку матеріальної сфери діяльності людства. При цьому акценти зміщуються на характеристики економічності, довговічності, екологічності тощо. Своєю чергою, це призводить до необхідності широкого обсягу проєктних досліджень задля забезпечення обґрунтування прогресивних технічних рішень зазначених технічних засобів.

З іншого боку, практика бойових дій у су-

часних умовах різко змінює умови застосування військової техніки: танків, БМП, БТР тощо. Зокрема, це – нові чинники ураження, інтенсифікація навантажень та режимів роботи основних систем і агрегатів. Серед елементів, що визначають рухливість, захищеність, вогневу міць елементів бойових броньованих машин, у першу чергу – високонавантажені, у т. ч. – контактуючі деталі двигунів, трансмісій, озброєння, систем підресорювання тощо. Саме вони обмежують форсування режимів

© Г. В.Ткачук, Д. В. Бібік, О. В. Веретельник,
С. О. Кравченко, С. І. Марусенко, В. В. Субботіна,
В. І. Альохін, Н. А. Дьоміна, В. І. Сериков,
Т. О. Протасенко, І. П. Гречка, О. С. Льозний, 2026

роботи, визначають міцність, довговічність та надійність роботи основних елементів. Задля задоволення підвищених вимог, що постали перед сучасною військовою технікою, теж потрібні глибокі проектні дослідження, які першочергово за мету мають підвищення тактико-технічних характеристик (ТТХ) військової техніки.

Незважаючи на різну спрямованість, і у першому, і у другому із зазначених вище напрямків постають ідентичні проблеми – глибокий науковий супровід нових технічних рішень складних машинобудівних конструкцій із підвищеними характеристиками.

Таким чином, така сформована нагальна проблема трансформується у зазначеному аспекті у розробку та застосування удосконалених методів дослідження напружено-деформованого стану (НДС) та контактної взаємодії досліджуваних елементів конструкцій цих машин задля обґрунтування їхніх прогресивних технічних рішень, зокрема, за критеріями міцності та довговічності. Оскільки розрахункові моделі цих елементів містять багато нових чинників (застосування новітніх, композитних, нетрадиційних мережевих, керамічних, пінних матеріалів, невраховувані раніше повною мірою властивості шорсткості поверхневих шарів, наплення, покриття, поверхневе пластичне деформування тощо), які діють у сукупності та взаємовпливі, то побудувати адекватну розрахункову модель без експериментальних досліджень неможливо. Разом із тим послідовне здійснення розрахункових та експериментальних досліджень тягне за собою значне збільшення термінів проєктних досліджень.

Отже, підхід, що пропонується та який передбачає паралельне взаємозв'язане здійснення розрахунково-експериментальних досліджень у єдиному процесі, забезпечує вирішення нагальних потреб наукового супроводу новітніх розробок у машинобудуванні.

Аналіз проблем при зміцненні сучасних машинобудівних конструкцій та методів їх досліджень. Як зазначено у [1], натеper необхідний критичний аналіз існуючих підходів у реалізації технологій Industry 4.0 та 5.0 як парадигми мейнстрімного напрямку світового розвитку. Зокрема, привертається увага до необхідності зміни акцентів у взаємодії реального сектору економіки, наукової компоненти та інформаційних технологій. При цьому слід відзначити провідну роль саме потреб реального сектору економіки у розвитку наукових досліджень та цифрових технологій задля забезпечення сталого розвитку суспільства. У цій роботі, яка є зведеним аналітичним оглядом дослідження і розкриття теми сталого дизайну і виробництва елементів транспорту на прикладі деталей двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) із оцінкою екологічного впливу на всіх етапах життєвого циклу та впровадження технологій Індустрії 4.0, 5.0 для підвищення сталості, відзначається, що «стале виробництво, зокрема, деталей ДВЗ, стає дедалі важливішою темою у контексті сучасної промисловості. Зважаючи на глобальні екологічні виклики,

зменшення викидів вуглецю та споживання природних ресурсів є критичними завданнями для всіх виробничих галузей, включаючи транспортну інфраструктуру та транспортне машинобудування. Зокрема, ДВЗ є основою сучасної автомобільної промисловості, яка продовжує відігравати важливу роль у глобальній економіці. Незважаючи на тенденцію до електрифікації транспорту, зокрема зростання популярності електромобілів, ДВЗ залишаються широко використовуваними, особливо в комерційному транспорті, важких і військових машинах та інших спеціалізованих засобах. Проте, зростаюча увага до екологічних викликів, зокрема зміни клімату, зумовлює необхідність переосмислення підходів до виробництва цих двигунів. Виробництво деталей для ДВЗ традиційно пов'язане з високим рівнем споживання енергії, використанням великих обсягів природних ресурсів, а також значними викидами парникових газів і відходами. Зміна цих підходів на більш сталий спосіб є необхідною умовою для забезпечення довгострокового розвитку галузі, що поєднує економічну ефективність із соціальною відповідальністю та екологічною стійкістю. Тому стале виробництво охоплює комплекс заходів, спрямованих на мінімізацію негативного впливу на довкілля та зменшення споживання ресурсів при збереженні високої продуктивності та якості продукції» [1].

У контексті виробництва деталей ДВЗ це означає оптимізацію процесів, впровадження новітніх технологій і матеріалів, а також перехід до циклічних виробничих моделей, що зменшують відходи. Оптимізація виробничих процесів є ключовим аспектом сталого виробництва. Зменшення споживання енергії, води, сировини та інших ресурсів є важливим кроком на шляху до зниження екологічного сліду виробництва. Це можна досягти через [1]: *енергоефективність; ... зменшення відходів; упровадження нових матеріалів; ... застосування композитів та легких сплавів тощо* [1].

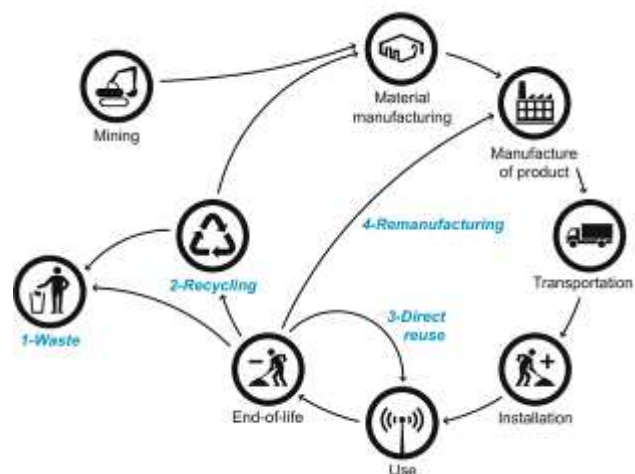


Рисунок 1 – Чотири стратегії завершення життєвого циклу технологічної продукції [2]

Тут слід згадати чотири стратегії завершення життєвого циклу технологічної продукції [2] (рис. 1). Крім того, вирізняються інші аспекти сучасних підходів [1–6].

Із зазначених нових та перехідних технологій

(рис. 2) [1, 3, 4] можна виділити наступні головні сегменти: промисловий інтернет речей (The Industrial Internet of Things – IIoT); великі дані та їх аналіз (Big Data and Analytics); автономні роботи (Autonomous Robots); адитивне виробництво

(Additive Manufacturing); моделювання (Simulation); хмарні технології (The Cloud Technology); віртуальна (доповнена) реальність (Augmented Reality).



Рисунок 2 – Перехідні та нові технології, які використовуються в Індустрії 4.0 [1]

Також у [1] зазначено, що важливо для забезпечення сталого розвитку об'єктів реального сектору економіки виокремити різні аспекти проблеми, які у розрізі об'єктів транспорту мають такі складові:

1) суспільні потреби → логістичні схеми → транспортна інфраструктура → комп'ютерне моделювання етапів розробки вимог до технічних характеристик транспортних засобів → проектування інфраструктури та алгоритмів управління транспортними потоками;

2) вихідні вимоги до транспортних засобів → моделі аналізу та синтезу → чисельні моделі → комп'ютерні засоби → технічні рішення реальних об'єктів;

3) транспортний засіб → системний підхід → математичне моделювання процесів і станів у окремих елементах → чисельне моделювання → закономірності впливу варіюваних параметрів та технічних характеристик → рекомендації стосовно прогресивних технічних рішень.

Також, як відзначається у [1], важливо співставити реальні об'єкти, їхні математичні та комп'ютерні моделі. Важливими є також питання залучення до вирішення сучасних проблем штучного інтелекту, хмарних ресурсів, суперкомп'ютерів тощо...

Крім того, важливо привернути увагу до відносин у трикутнику «реальний сектор економіки – наука – інформаційні технології». Відзначається [1], для того, щоби при цьому визначити існуючі закономірності та тенденції, слід звернутися до реального сектору економіки. Дійсно, саме цей сектор залишається провідним у парі із інформаційним сектором. Це викликано тим, що первинним мотивом розвитку інформаційних технологій є потреби саме реального сектору економіки.

Ще один важливий чинник – роль науки у трикутнику «реальний сектор – наука – інформаційні технології». Тут слід зазначити, що тут теж існує декілька тенденцій.

Зокрема, це двоспрямований інтенсивний обмін між складовими цього згаданого «трикутника». Так, наука «запозичує» інструментальні засоби інформаційних технологій у своїй діяльності. Дійсно, наукова діяльність потребує інтенсифікації як діяльності окремих вчених, так і співпраці всередині наукових колективів, а також – між науковими групами. Окрім того, відбувається формування не тільки «баз даних», але і «баз знань». У цих базах знань концентруються продукти інтелектуальної діяльності. Ці продукти починають оброблятися засобами «штучного інтелекту», із залученням хмарних ресурсів та

суперкомп'ютерів. З іншого боку, інформаційні технології створюють «мову взаємодії» із реальним сектором економіки. Тобто – це і формати, і канали обміну інформацією між наукою та реальним сектором економіки.

При цьому розвиток інформаційних технологій значною мірою вичерпав можливості розвитку на традиційній базі. Сформувався не тільки «стеля можливостей», але й «стіна прогресу». Ця «стіна» полягає у тому, що із-за незадоволених потреб інформаційних технологій стимулюється розвиток самої наукової парадигми.

Тут виникають взаємно конкуруючі тенденції.

Перша із них полягає у прагненні швидкого розвитку інформаційних технологій на базі найновіших розділів математики. Інша із тенденцій стосується поглиблення пізнання об'єктивних законів всесвіту, які є предметом вивчення природничих наук.

Перша із зазначених тенденцій в основному впливає на розвиток програмно-алгоритмічних засобів оброблення інформації. Друга тенденція більшою мірою стосується відповідних апаратних засобів.

Тут також слід зазначити, що завершеним інструментом діяльності як науки, так і реального сектору економіки є не окремо взяті програмні чи апаратні засоби, а збалансовані програмно-апаратні комплекси. Отже, це передбачає розвиток наукових напрямків, які «відповідають» за обидва зазначені напрямки [1].

Як один із висновків [1], зазначається, що інформаційні технології не здатні тільки за рахунок власних можливостей вирішувати усю множину проблем, що виникають. Тому доцільно ту частину проблем, яка не формалізується на сучасному етапі, доручити експерту. І тоді синергія у парі «експерт – інформаційна система» продукує і розв'язки задач реального сектору, і формування нових проблем науки, а також тенденцій розвитку суспільства.

Слід зауважити, що зв'язка «експерт – інформаційна система» потребує підтвердження «третього судді», а саме – експерименту, стендових, полігонних випробувань чи даних із експлуатації.

Отже, можна зазначити, що процес проектних досліджень дедалі усе більш акцентовано вимагає засобів об'єктивного підтвердження достовірності, адекватності, коректності і моделей, і методів, і засобів дослідження, а також – їх результатів та рекомендацій, що сформовані на такій основі.

Із огляду на актуальні стратегії суспільної діяльності і, в першу чергу, науково-технічної [7], сучасний етап полягає у тому, що різко інтенсифікувалися та взаємно інтегрувалися процеси у різних сферах. Зокрема, для реального сектору економіки характерним є тренд до зростання вимог, які пред'являються стосовно визначальних характеристик машин різного призначення. У першу чергу це стосується технічних та тактико-технічних характеристик обладнання енергетичної галузі, військових і транспортних машин тощо. Відповідно, традиційні підходи, які застосовувалися (рис. 3), натеper не задовольняють чинним вимогам.

Вони передбачають поступовий лінійний «конвейєр». На кожному етапі береться до уваги

якийсь чинник Φ_i . За рахунок створення математичної та чисельної моделей того чи іншого процесу або стану стає можливим здійснювати дослідження цих процесів і станів, а також розробляти відповідні рекомендації за критерієм $p_i : T(p) \rightarrow \max$. Далі цей набір стає стартовим для наступного $(i+1)$ етапу.

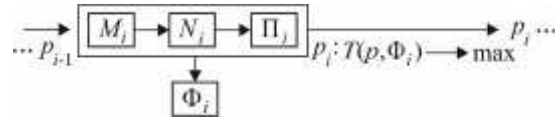


Рисунок 3 – Традиційний підхід до пошуку раціональних проектно-технологічних рішень елементів машин: M_i, N_i – математична і чисельна моделі процесів Π_j та факторів Φ_i [7]

Важливим аспектом традиційного підходу (рис. 3) є те, що послідовність «оптимальних» рішень за частинними критеріями, чинниками, процесами і станами не завжди призводить до оптимального технічного рішення у цілому.

Таким чином, виникає потреба у розробленні нового, комплексного підходу (рис. 4).

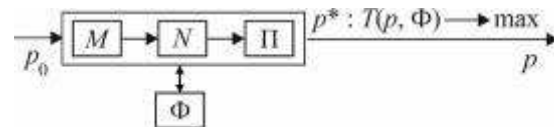


Рисунок 4 – Удосконалений підхід до пошуку раціональних проектно-технологічних рішень елементів машин: M, N – математична і чисельна моделі процесів Π та факторів Φ [7]

Тут передбачається, що пошук оптимальних рішень здійснюється на усьому комплексі параметрів p , чинників Φ та усієї множини процесів і станів.

Такий підхід (див. рис. 2) був реалізований, зокрема, стосовно розроблення нових методів зміцнення елементів машин на доповнення до описаних у [7–14].

Першочергове тут мова йде про метод дискретно-континуального зміцнення елементів машин. Тобто, одна із контактуючих деталей зміцнюється континуально (наприклад, за технологією мікродугового окислення (МДО), а інша – дискретно (наприклад, шляхом електроіскрового лугування).

Тут важливо зазначити, що пошуку підлягають не тільки конструктивні схеми, але й також параметри технологічних операцій зміцнення.

Разом із тим і у випадку пошуку раціональних конструктивних, і – технологічних рішень математичні та чисельні методи, що створюються чи застосовуються, потребують, як уже зазначалося вище, об'єктивного підтвердження у ході експериментальних досліджень.

Якщо звернутися до проблеми створення озброєння та військової техніки із високими тактико-

технічними характеристиками, то вона формує напрямки та зміст досліджень та розробок багатьох дослідників [15, 16]. Особливу увагу привертають питання НДС при контактній взаємодії елементів конструкцій. Контактна механіка на теперішній час набула значного розвитку [17]. Серед інших особливо слід відзначити варіаційні формулювання на основі теорії варіаційних нерівностей та принципу Кальєра тощо [18, 19]. Із їх залученням удосконалено підходи методу скінченних елементів та методу граничних елементів [17–20]. Також суттєве просування спостерігається у мікроструктурних моделях поверхневих шарів контактуючих тіл (шорсткість, адгезія) [20–22]. Разом із тим існують певні проблеми при аналітичному, чисельному та експериментальному вивченні контактної взаємодії тіл [15–24]. Це викликано тим, що: для аналітичних досліджень доступним є дуже обмежений клас об'єктів [17]; чисельні методи [15–22] привносять певну, почасти неконтрольовану, похибку моделювання; при експериментальному ж визначенні [23, 24] контактного тиску області контакту важкодоступні, а привнесення будь-яких реєструючих середовищ чи давачів спотворює розподіл контактних сил.

Ще однією проблемою є непрогнозованість залежностей характеристик міцності контактуючих елементів конструкцій машин військового призначення від варіюваних проектних та технологічних чинників, а, отже, і недостатня обґрунтованість прогресивних технічних рішень при розробці нових та модернізації існуючих машин військового призначення. Слід підкреслити, що незважаючи на широкий спектр чинників, які враховуються при аналізі НДС та контактної взаємодії, розроблені нині методи і моделі не охоплюють одночасно такі важливі чинники, як реальна мікро- та макрогеометрія, а також відсутнє експериментальне підтвердження залежностей реальних властивостей поверхневих шарів матеріалів від технологічних прийомів їх модифікації. Ще одним негативним чинником є відсутність експериментального обґрунтування застосовності сучасних чисельних методів до розв'язання задач аналізу НДС, синтезу геометричної форми і параметрів технологій зміцнення із урахуванням особливостей контактних задач.

Усе це стоїть на заваді розв'язання широкої множини прикладних задач для реальних конструкцій. Особливі перепони виникають на шляху розв'язання подібних задач для контактуючих елементів військових машин, адже в силу конфіденційності такі об'єкти зазвичай не фігурують у відкритих публікаціях.

На відміну від попередників [15–24], у роботах [25–30] здійснено низку проривних розробок у розвитку чисельних та експериментальних методів:

1) створено нову методологію побудови розрахункових моделей елементів складних машинобудівних конструкцій, зокрема, контактуючих деталей на основі поетапного поширення множини чинників, які приймаються до уваги;

2) стосовно чисельних методів аналізу НДС контактуючих тіл отримали розвиток методи граничних та скінченних елементів у частині урахування

макро- та мікроструктурних чинників;

3) стосовно експериментальної фіксації розподілу компонентів НДС, контактних областей і контактного тиску модифіковані підходи за допомогою різних методів.

І, нарешті, усі ці розробки об'єднуються у єдиному комплексі досліджень.

Таким чином, розробки, описані у [25–30], порівняно із попередниками створюють потенційні методологічні переваги при дослідженні НДС та контактної взаємодії тіл складної форми. Особливо рельєфно ці переваги проявляються при їх сумісному комплексному застосуванні:

1) як основа для розрахунково-експериментального дослідження НДС складнопрофільних тіл;

2) як можливість обґрунтовувати прогресивні технічні рішення елементів машин цивільного та військового призначення із технічними і тактико-технічними характеристиками на світовому рівні.

За напрямом досліджень розроблено та у роботах [25–30] описано теоретичні основи методу розрахунково-експериментальних досліджень процесів і станів складних механічних систем. За тематикою досліджень удосконалено варіаційні постановки і створено напіваналітичні варіанти методів граничних та скінченних елементів та алгоритми перебудови скінченно-елементних моделей контактуючих складнопрофільних тіл. За об'єктом досліджень створені нові методи розв'язання систем нелінійних рівнянь і нерівностей типу методів додаткових зазорів [29]. За предметом досліджень із їх застосуванням установлені закономірності НДС контактуючих елементів гідроредукцій для танкових трансмісій, поршнів двигунів для тепловозів і бронетехніки та елементів технологічних систем для їх виготовлення тощо. На цій основі обґрунтовані прогресивні технічні рішення елементів машин цивільного та військового призначення із високими технічними і тактико-технічними характеристиками. Це свідчить про перспективність прикладних досліджень за цим напрямком.

Незважаючи на значне просування за напрямками дослідження, залишилася поза увагою низка проблем стосовно важливих чинників:

1. Експериментальне установлення закономірностей сукупного впливу макровідхилень геометричної форми та фізико-механічних властивостей поверхневих шарів на контактну взаємодію елементів конструкцій.

2. Визначення залежності міцності контактуючих тіл від варіюваних проектно-технологічних параметрів.

3. Обґрунтування прогресивних технічних рішень задля забезпечення технічних і тактико-технічних характеристик машин цивільного та військового призначення на світовому рівні.

Це свідчить не тільки про перспективність та необхідність, але й про доцільність продовження та розвитку досліджень за вищезазначеним напрямком розрахунково-експериментальних досліджень.

Мета роботи – розрахунково-експериментальне забезпечення на світовому рівні технічних і тактико-технічних характеристик вітчиз-

няних машин цивільного та військового призначення шляхом аналізу НДС та контактної взаємодії елементів досліджуваних конструкцій, обґрунтування їх прогресивних технічних рішень і технологічних засобів при проектуванні та виготовленні за критеріями міцності та довговічності.

Завдання дослідження:

1. Розвиток методу розрахунково-експериментальних досліджень НДС контактуючих тіл на основі поєднання методу скінченних елементів та методу граничних елементів, з одного боку, та тензометрії, голографії та чутливих до тиску плівок – з іншого.

2. Удосконалення методу вимірювань контактного тиску із урахуванням впливу властивостей шару вимірювальних плівок.

3. Розрахунково-експериментальне дослідження НДС контактуючих елементів машин цивільного та військового призначення за варіювання конструктивних та технологічних параметрів.

4. Розв'язання прикладних задач аналізу контактної взаємодії та НДС елементів машин цивільного та військового призначення.

5. Розроблення на основі результатів розрахунково-експериментальних досліджень рекомендацій щодо обґрунтування технічних рішень елементів машин цивільного та військового призначення, а також технологічних засобів зміцнення, що забезпечують підвищення їх ТТХ до світового рівня та його перевершення за окремими складовими.

У цілому у ході досліджень розробляються рекомендації стосовно технічних рішень елементів цивільної та військової техніки, які підвищують їхні службові властивості і ТТХ зразків.

Зокрема:

1) за рахунок обґрунтування раціонального профілю бігової доріжки гідропередачі перспективної танкової трансмісії знижується рівень контактних напружень у спряженні із кульковим пошнем, а, отже, відповідно підвищується їх міцність; шляхом підвищення рівня пропускної потужності танкових бортових коробок передач створюється основа для підвищення потужності основного двигуна шляхом його форсування, а у підсумку – до відповідного зростання рухливості та, попутно, – захищеності;

2) за рахунок обґрунтування раціональних технологічних режимів підвищується коефіцієнт використання матеріалу при виготовленні силових гідроциліндрів;

3) шляхом обґрунтування форми зон дискретного зміцнення та властивостей шару корундової кераміки (при МДО) підвищується міцність та довговічність пари дискретно-континуально зміцнених деталей.

Базовий підхід до організації розрахунково-експериментальних досліджень елементів цивільних та військових машин. Основною складовою новизни пропонованого у роботі підходу є його комплексний характер, що полягає в урахуванні при аналізі контактної взаємодії тіл складної форми не окремих чинників, як у традиційних дослідженнях, а їх розширеної множини у взаємодії та

взаємовпливі. Для цього розглядаються дві підгрупи таких чинників: на мікро- та макрорівні. Перша підгрупа формується, наприклад, властивостями мікрогеометрії та матеріалів поверхневих шарів контактуючих тіл, а також технологій їхнього зміцнення. Друга – макрогеометричною формою їхніх поверхонь, які виконуються зближеними. За цих обставин мікро- та макромасштабні чинники неможливо розділити. А тому їх необхідно поєднувати у єдиних моделях. Крім того, задля досягнення варіативності досліджуваних елементів конструкцій машин військового призначення, усі значущі чинники, властивості, критерії та обмеження об'єднуються у єдиному параметричному просторі. Отже, вдається на єдиній методологічній основі сформувати загальну варіативну модель досліджуваної системи контактуючих тіл із урахуванням усіх важливих чинників. До того ж, у цей єдиний узагальнений простір залучаються параметри експериментальних моделей досліджуваних об'єктів.

На першому етапі єдина система розв'язувальних співвідношень формується застосуванням та розвитком варіаційних формулювань типу принципу Калькера або варіаційних нерівностей. Розвиток цих принципів полягає у такому: 1) єдиний підхід до покомпонентного формування енергетичних адитивних функціоналів; 2) усі ці чинники можуть бути варійованими (тобто розглядаються як збурювані) або шуканими (такими, що забезпечують певні службові характеристики машин цивільного та військового призначення).

На другому етапі із застосуванням методів скінченних та граничних елементів формується дискретизована система рівнянь та нерівностей. Її відмінністю від традиційних систем характерною особливістю є застосовність до розв'язань як задач аналізу, так і синтезу.

На третьому етапі для дослідження напружено-деформованого стану та контактної взаємодії складнопрофільних тіл залучаються експериментальні моделі та методи.

Таким чином, у теоретичному аспекті формується єдиний удосконалений розрахунково-експериментальний комплексний підхід до досліджень НДС контактуючих тіл складної форми. На завершальному етапі із застосуванням розроблених моделей здійснюються дослідження НДС контактуючих елементів реальних конструкцій машин цивільного та військового призначення. Перевагою та прикладною новизною підходу, що пропонується, є те, що вперше забезпечується достовірне та оперативне обґрунтування рекомендацій стосовно прогресивних технічних рішень цих машин зі світовим рівнем технічних і тактико-технічних характеристик.

У ході досліджень оновлено та розвинено методи параметричного моделювання складних механічних систем. Цей метод розширено на множини мікро- та макромасштабних чинників, які чинять прямий вплив на міцність контактуючих елементів машин військового та цивільного призначення. Крім того, розвинено розрахунково-експериментальний метод досліджень контактної взаємодії складнопрофільних тіл на основі поєднання теорії варіаційних

нерівностей, принципу Калькера, методу скінченних елементів, методу граничних елементів, з одного боку, та тензометрії, голографії та чутливих плівок – з іншого. Ці методи розвинені у напрямку підвищення збіжності за збереження точності розв'язків. Також ці методи втілені у вигляді комп'ютерних моделей, які становлять засоби досліджень.

Робочі гіпотези, на яких базуються описані у роботі дослідження: про можливість різкого підвищення адекватності та точності досліджень напружено-деформованого стану і контактної взаємодії шляхом поєднання розрахункових та експериментальних методів у єдиному комплексі; про можливість підвищення точності вимірювання контактної тиску завдяки урахуванню властивостей проміжних вимірювальних плівок, які розміщуються між тілами; про суттєву нелінійність впливу проектно-технологічних чинників на розподіл компонент напружено-деформованого стану, контактних областей і контактної тиску між тілами із поверхнями близької форми.

Ілюстрації застосування розробленої методології до розрахунково-експериментального дослідження елементів цивільних та військових машин та обладнання. Як ілюстрація застосування розробленої методології до розрахунково-експериментального дослідження елементів цивільних та військових машин та обладнання:

1) дослідження напружено-деформованого стану та контактної взаємодії елементів гідروпередач для перспективних танкових трансмісій;

2) обґрунтування схеми та параметрів технологічних операцій дискретно-континуального зміцнення деталей у рухомому контакті;

3) визначення впливу технологічних параметрів на міцність силових гідроциліндрів для механізації та автоматизації технологічного оснащення.

1) *Дослідження напружено-деформованого стану та контактної взаємодії елементів гідропередач для перспективних танкових трансмісій.* Для радіальних гідроб'ємних передач типу ГОП-900 (рис. 5, 6) для оснащення перспективних танкових трансмісій важливе значення мають: 1) НДС блоку циліндрів (корпусів насоса та гідромотора); 2) контактна взаємодія кулькового порня із біго-

вою доріжкою статорного кільця.



Рисунок 5 – Радіальна гідропередача ГОП-900 [31]

Відповідно, були здійснені розрахунково-експериментальні дослідження за пп. 1), 2). Нижче наведені отримані результати.

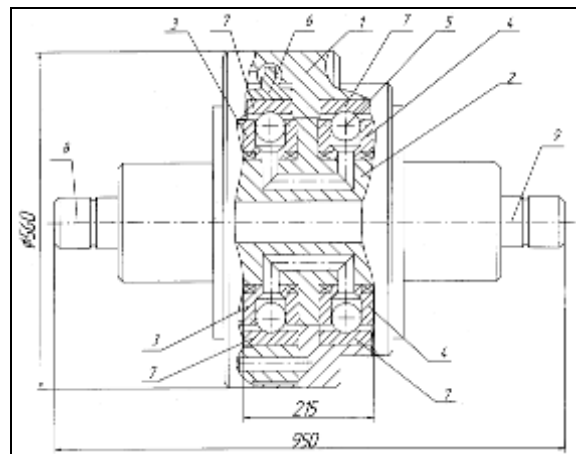
Напружено-деформований стан блоку циліндрів (корпусів насоса та гідромотора). Досліджується НДС циклічної частини блоку циліндрів (1/9 частина – за кількістю циліндрів) методами скінченних елементів та голографічної інтерферометрії.

На рис. 7 наведена модель фрагмента із оргскла, а на рис. 8 – розподіл прогинів точок його поверхні, отриманих чисельно. На рис. 9 – робочі моменти випробувань дії внутрішнього тиску на фрагмент блоку циліндрів. На рис. 10 – інтерферограма бокової поверхні. На рис. 11 – порівняльні розподіли прогинів (чисельно та експериментально визначені) уздовж середньої радіальної лінії бокової поверхні (чисельно – суцільна тонка лінія без маркерів – та експериментально визначені – суцільна товста лінія із маркерами) уздовж середньої радіальної лінії бокової поверхні (на множині рівномірно розташованих точок 1–11).

Видно, що отримані результати практично співпадають. Похибка – не вище 5%.

Рисунок 6 – Гідропередача ГОП-900 з кульковими поршнями [31]:

- 1 – корпус; 2 – блок цапфових розподільників;
- 3 – блок циліндрів насоса (ротор);
- 4 – блок циліндрів гідромотора (ротор);
- 5 – кулька-поршень; 6 – статор насоса;
- 7 – обойми (бігові доріжки) насоса і гідромотора;
- 8 і 9 – вхідний і вихідний вали гідропередачі



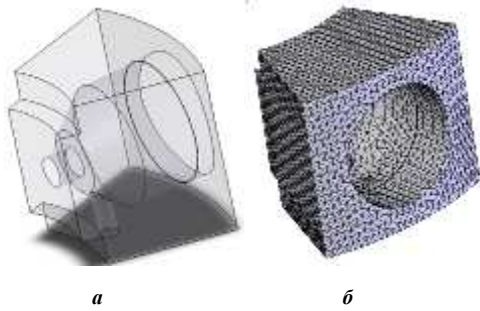


Рисунок 7 – Геометрична (а) і скінечно-елементна (б) моделі фрагмента блока циліндрів

Отримані результати підтвердили точність побудованої чисельної моделі, а на її основі побудована модель реального блока циліндрів зі сталі,

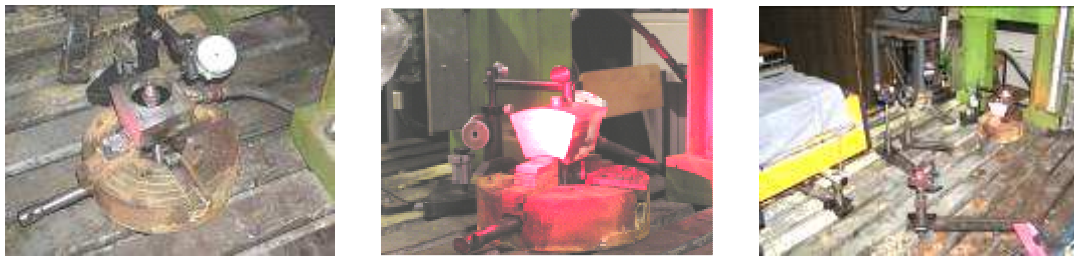


Рисунок 9 – Робочі моменти випробувань моделі фрагменту блока циліндрів ГОП-900

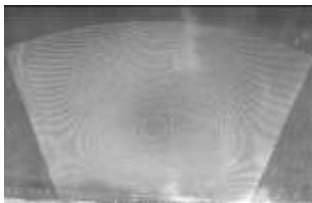


Рисунок 10 – Інтерфераційна картина досліджуваної поверхні моделі фрагмента блока циліндрів ГОП-900

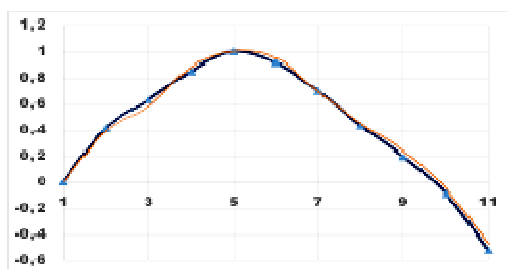


Рисунок 11 – Порівняльні розподіли відносних до максимальних значень прогинів

Контактна взаємодія кулькового поршня із біговою доріжкою статорного кільця. Досліджується контактна взаємодія кулькового поршня гідропередачі ГОП-900 із макетом фрагмента статорного кільця (рис. 12).

Експериментальна установка (рис. 13), де вони застосовуються, забезпечує притискання кулькового поршня до бігової доріжки. Блок, на якому вони розташовані, фіксується на спеціально зібраному пристосуванні з елементів комплексу універсальних складальних пристроїв. Зусилля прикладається за допомогою гвинтової пари, вимірюється за допомогою наклеєних на шток гвинта тензодатчиків, які приєднуються до тензOMETричного набору ІСД-3, показники якого

яка використана у подальших дослідженнях.

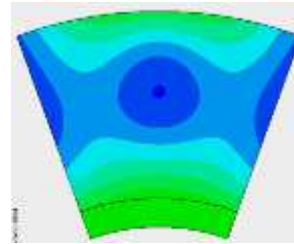


Рисунок 8 – Розподіл прогинів фрагмента блока циліндрів

протаровані (із застосуванням динамометра) для вимірювання сил, і передається через спеціальний вкладиш, який виключає прокручування поршня.

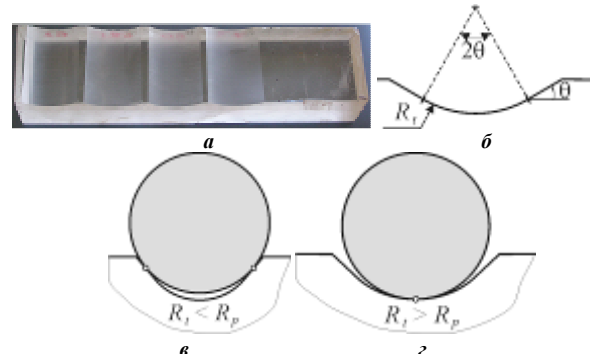


Рисунок 12 – Кульковий поршень гідропередачі ГОП-900 із макетом фрагмента статорного кільця:

а – блок із плексигласу з прямими біговими доріжками різних радіусів; б – загальний вигляд профілю бігової доріжки; в – характер її першопочаткового контакту з кульковим поршнем при значеннях радіусу її центральної частини менших радіуса поршня; г – характер її першопочаткового контакту з кульковим поршнем при значеннях радіусу її центральної частини, більших радіуса поршня

На рис. 14–16 наведені результати, отримані з одного блоку, експериментально із застосуванням чутливих до тиску плівок та чисельно, – з іншого, а на рис. 17 – розподіли контактного тиску, отримані чисельно та експериментально, для одного із варіантів профілю бігової доріжки статорного кільця. Видно повне співпадіння характеру цих розподілів та задовільна (похибка – до 5%) кількісна відповідність.



Рисунок 13 – Загальний вигляд експериментальної установки для дослідження контактної взаємодії кулькового поршня радіальної ГОП із біговими доріжками різної форми



Рисунок 14 – Контактні відбитки у спряженні кулькового поршня з біговою доріжкою радіуса 34,25 мм при дії різних притискових сил: *a* – 1000 Н; *б* – 5000 Н; *в* – 6000 Н

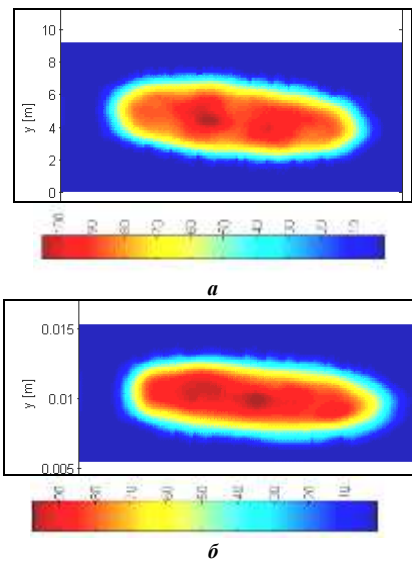


Рисунок 15 – Результати аналізу контактних відбитків на чутливих плівках Fuji при дії різних притискових сил: *a* – 5000 Н; *б* – 6000 Н

Це дало підставу використати побудовані гранично-елементні моделі для дослідження контактної взаємодії поршня зі статорним кільцем реальної гідروпередачі.

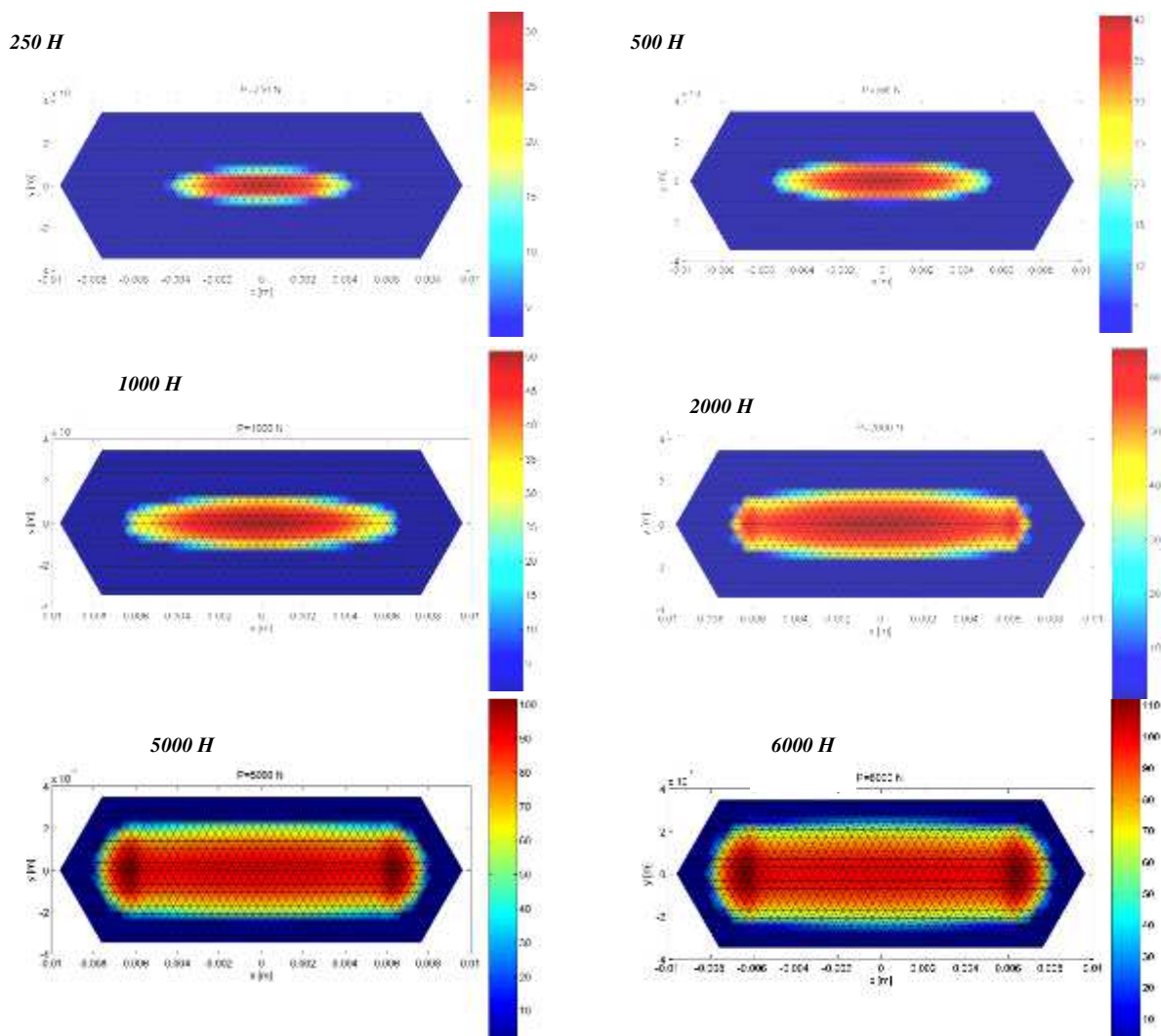


Рисунок 16 – Чисельні результати для макета бігової доріжки з радіусом 34,25 мм

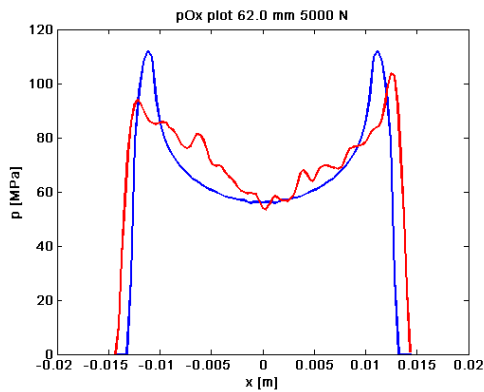


Рисунок 17 – Розподіли контактного тиску, отримані чисельно та експериментально, для одного із варіантів профілю бігової доріжки статорного кільця

2) *Обґрунтування схеми та параметрів технологічних операцій дискретно-континуального зміцнення деталей у рухомому контакті.* Однією з основних задач машинобудування, зокрема, двигунобудування, є вирішення проблеми подовження роботи високонавантажених пар тертя, – зазначено у [30]. Відмови деталей транспортної техніки за нормальних умов експлуатації відбуваються внаслідок різних видів корозії, ерозії, кавітації, старіння матеріалу тощо. У той же час практика експлуатації машин свідчить про те, що у багатьох випадках вони виходять з ладу з причини відмов вузлів тертя у результаті зношування робочих поверхонь або поломок, викликаних їх спрацюванням.

У двигунах внутрішнього згорання ця проблема має першочергове значення, тому подовженню ресурсу важконавантажених вузлів тертя приділяється багато уваги.

Аналіз різних шляхів досягнення високих показників зносостійкості робочих поверхонь деталей пар тертя засвідчив, що поліпшення триботехнічних властивостей дасть змогу суттєво підвищити їх ресурс.

Нарівні з проблемою підвищення ресурсу вузлів тертя, велике значення має зменшення витрат потужності на подолання тертя у машинобудівних конструкціях, зокрема, в самому двигуні. При експлуатації двигуна частина потужності витрачається на внутрішні механічні процеси, зокрема, на подолання тертя у всіх трибосистемах, однією з яких є пара «шийка колінчастого вала – вкладиш підшипника ковзання». У цьому з'єднанні втрачається біля 16–19 % потужності. Надійність роботи деталей кривошипно-шатунного механізму у багатьох випадках залежить, також, від якості їх виготовлення. Зміцнення робочої поверхні шийки колінчастого вала, підвищення якості її обробки сприяє зменшенню втрат на тертя в парі "шийка колінчастого вала – вкладиш підшипника ковзання" і підвищує ресурс її роботи.

Відомо багато способів зміцнення робочих поверхонь деталей, але всі вони мають недоліки, які суттєво впливають на виготовлення та надійність роботи пар тертя.

Альтернативою існуючим технологіям виро-

бництва деталей двигунів внутрішнього згорання є розробка нових енергозберігаючих технологій дискретно-континуального зміцнення робочих поверхонь високонавантажених пар тертя, спроможних зменшити термін виготовлення деталей, суттєво підвищити їх ресурс та знизити енергетичні витрати.

Метою описаних нижче робіт є дослідження впливу на вузли тертя комбінованого використання технологій континуального та дискретного континуального зміцнення. Визначення науково обґрунтованих рекомендацій щодо застосування технологічних режимів зміцнення робочих поверхонь деталей на основі багатоваріантних комп'ютерних та експериментальних досліджень напружено-деформованого стану дискретно зміцнених поверхонь деталей двигунів, розробка і впровадження у виробництво нових технологій зміцнення із обґрунтованими таким шляхом схемами та параметрами, а також розробка нових вузлів тертя, що дасть змогу суттєво підвищити надійність та ресурс роботи ДВЗ, покращити їх виробничі, економічні та екологічні показники.

Для досягнення зазначеної мети поставлені такі теоретичні й практичні завдання [30]:

1. Розробити, сформулювати та систематизувати комплекс методів дослідження для вдосконалення існуючих методів зміцнення поверхонь тертя навантажених деталей ДВЗ.

2. Розробити комплекс математичних моделей взаємодії поверхонь тертя навантажених деталей, необхідних для проектування й дослідження.

3. Адаптувати концепцію узагальненого параметричного моделювання складних механічних систем, методи аналізу фізико-механічних процесів і синтезу конструктивних параметрів та нових технологій зміцнення для забезпечення підвищеного ресурсу роботи високофорсованих двигунів.

4. Обґрунтувати методику синтезу раціональних конструктивних параметрів і нових технологій для зміцнення приповерхневих шарів високонавантажених деталей двигунів при нечітких множинних критеріях, обмеженнях і умовах експлуатації.

5. Розробити метод розрахунково-експериментального обґрунтування параметрів зон дискретного зміцнення поверхонь чавунних і сталевих деталей на основі результатів лабораторних досліджень мікроструктури металу, мікротвердості, жорсткості, триботехнічних параметрів і втомної міцності.

6. На базі цих питань запропонувати і обґрунтувати новий комплексний метод обробки поверхонь тертя високонавантажених деталей двигунів, одна з яких зміцнюється методом дискретного зміцнення, інша – континуального зміцнення.

7. Запропонувати нову пару тертя на базі нових методів зміцнення на основі високоінтенсивного пластичного деформування поверхневих шарів металу.

Останніми роками активний розвиток отримали процеси дискретної обробки поверхонь, які дають можливість отримати на них чередування в

заданій послідовності (дискретно) високоміцних і пластичних мікроділянок, аналогічно до природних композиційних матеріалів, армованих твердими та міцними фазами. Як відомо, така структура забезпечує високу конструкційну міцність матеріалу, тобто дає змогу одночасно отримати високі показники міцності, пластичності, в'язкості руйнування. Для пар тертя завдання значно ускладнюється, оскільки необхідно не просто підвищити конструкційну міцність матеріалу вала, а й забезпечити високі трибологічні характеристики поверхонь (шийок), що працюють у контакті з контртілом (вкладишем), і при цьому не збільшити зношувальної здатності матеріалу шийки, тобто не призвести до прискореного зносу вкладиша.

Дослідження Інституту проблем міцності ім. С. Писаренка НАН України в області адгезійного та когезійного зношування поклали початок розвитку нових технологій нанесення дискретних зносостійких покриттів на деталі електроіскровим легуванням. Основна суть створення зносостійких дискретних покриттів полягала в нанесенні на робочу поверхню деталі дискретного (острівкового) покриття та його подальшому пластичному деформуванню.

Протягом останніх десятиліть у різних галузях науки і техніки робилися спроби розробки нових нетрадиційних способів зміцнення деталей, які були би позбавлені багатьох недоліків класичних технологій. Таким новим процесом може стати спосіб формування зносостійкого шару робочої поверхні деталі, в основі якого лежить дискретне зміцнення електроіскровим методом [30].

Виходячи із зазначеного, розробка науково-технологічних основ підвищення ресурсу двигунів і відповідальних деталей силових вузлів за рахунок використання дискретного зміцнення і споріднених технологій є перспективним напрямком підвищення їх триботехнічних характеристик.

В основі метода дискретного зміцнення поверхонь сталевих і чавунних деталей взято метод електроіскрового легування [30]. Спочатку цей метод технологічно був дуже складний у використанні, мав складне обладнання. Він використовувався не тільки для легування поверхонь, а і для нанесення антикорозійних покриттів. Процес електроіскрового легування має ряд особливостей, які сприяють його поширенню [30]: перенесення матеріалу залежить від ерозійної стійкості анода і катода; можливість формування покриттів з характеристиками широкого діапазону значень; висока адгезія електроіскрового покриття з основним матеріалом; відсутність нагріву і деформації деталі в процесі обробки; товщина шару, що наноситься, і глибина легування обмежені; поверхня має велику шорсткість; продуктивність процесу невисока; на поверхні можливе формування каверн.

Розвиток цього напрямку було продовжено з метою розробки технології зміцнення поверхонь сталевих і чавунних деталей. Такий спосіб формування зносостійкої поверхні деталі описано у [30]. Суть його полягає у конфігурації нанесення зміцнених зон при перенесенні металу з анода на ка-

тод у момент іскрового розряду між ними на великогабаритних деталях. Одночасно з цим перенесенням відбувається зміцнення та мікролегування приповерхневої зони деталі, що призводить до зміни хімічного складу і фізико-механічних властивостей матеріалу основи у плямі контакту з електродом.

Окрім того, знайшли широке застосування технології мікродугового оксидування при зміцненні робочих поверхонь алюмінієвих деталей ДВЗ. Зокрема, на поршнях з алюмінієвих сплавів знаходить застосування технологія оксидокерамічних покриттів [10–14]. У цьому випадку формування покриття відбувається за рахунок мікродугового оксидування алюмінієвої поверхні самої деталі, а покриття має більш високу адгезію з алюмінієвою основою. Це вже не покриття, а керамічний шар. Його одержують у гальваностатичному і потенціостатичному режимах методом анодного мікродугового оксидування (АМДО). Такий керамічний шар одержують за допомогою установки, що є трифазним джерелом живлення, яке формує імпульси спрямованої напруги 450 В частотою 150 Гц із амплітудою в багатокомпонентному лужному електроліті складу $KOH + NaSi + SiO_nHO$ з добавками фосфорутиримуючих інгредієнтів у гальваностатичному і потенціостатичному режимах методом АМДО [30].

Керамічний шар в основному складається з твердофазних розчинів окислів $\alpha-Al_2O_3$ і $\gamma-Al_2O_3$, які складають (60–70) %, та інших окисних сполук елементів, які входять до складу сплаву й електроліту. Відомо, що структура $\alpha-Al_2O_3$ має більш високу твердість, ніж структура $\gamma-Al_2O_3$, і більш високу зносостійкість.

В НТУ «ХПІ» розроблена експериментальна установка, яка дає можливість вести корундування при анодно-катодній напрузі 1000–1200В із щільністю струму біля $(1-1,3) \cdot 10^4$ А/м², забезпечити високу швидкість утворення корундового шару, а спеціальні форми анодного й катодного напівперіодів напруги дають можливість очистити корундову поверхню від окислів з малою адгезією до основного металу [30].

У цілому заявлені дослідження мають такі складові. Спочатку виконуються теоретичні дослідження. Для виконання цього етапу розробляється теоретична основа, математичний апарат для багатоваріантного дослідження та оптимізації характеристик стану поверхневого шару в поєднанні із станом матеріалу на глибині, здійснюється аналіз елементів механічної системи взаємодіючих тіл, поведінка якої (математична модель) описана в загальному вигляді. Для дослідження реакції складних механічних систем на зовнішні впливи застосовується метод скінченних елементів (МСЕ), який реалізовано у вигляді сучасних програмних пакетів (ANSYS, NASTRAN). Крім того, засоби скінченно-елементного моделювання інтегруються в системи автоматизованого проектування (Creo, SolidWorks). Розв'язання цієї задачі здійснюється з використанням програмного комплексу для аналізу фізико-механічних процесів із

використанням потужних сучасних розрахункових систем CAD/CAM/CAE. Створений унікальний потужний інструмент комп'ютерного моделювання використовується для розв'язання багатьох прикладних задач, у тому числі – для різних методів зміцнення.

Потім виконуються експериментально-дослідні роботи, розробляються програми досліджень, здійснюються випробування дослідних зразків елементів пари тертя на машинах тертя СМЦ-2 лабораторії механічних досліджень та зносостійкості [30]. Після отримання результатів попередніх досліджень подальші роботи проводяться на моторних стендах з дизельним двигуном 4ЧН 12/14 в машиному залі кафедри «ДВЗ» НТУ «ХП». Після закінчення випробувань здійснюється аналіз отриманих результатів.

Фізико-хімічна сутність процесу дискретного зміцнення. Суть методу ЕЮ полягає в перенесенні металу з анода на катод (оброблювану поверхню деталі) в момент іскрового розряду між ними.

Спосіб дискретного електроіскрового зміцнення (ДЕЗ), що розглядається, відрізняється від описаної вище ЕЮ тим, що електророзряд здійснюється при зіткненні анода з деталлю в навколишньому середовищі. Іншими словами, процес включає елементи точкового зварювання. У результаті забезпечується зміцнення поверхонь тертя і поліпшення триботехнічних характеристик [30]. Анод виконаний у вигляді диска певної товщини. Переміщуючи його відносно оброблюваної поверхні, отримують зміцнені ділянки у вигляді розташованих на певній відстані островців або ліній довільної конфігурації (рис. 18).

У цій роботі використана схема островцевого зміцнення. Дискретне покриття складається з двох частин: верхній приросений шар, який знаходиться над поверхнею деталі, і шар, розташований під її поверхнею.

Перенесений матеріал перемішується з основним. У процесі наступного охолодження в більшості випадків (якщо анодом являється метал) формуються пересичені тверді розчини із вкрапленнями дрібнодисперсних надлишкових фаз. Природно, що ці зони відрізняються за механічними властивостями, зокрема, твердістю, від металу основи [30]. При цьому поверхня приросеної зони – нерівна, є гострі виступи, що чергуються з западинами (каверни), які є концентраторами напружень. Після завершення нанесення дискретного покриття визначають максимальний приріст над поверхнею Δ_{\max} , максимальну глибину каверн C_{\max} і розраховують припуск h з умови видалення каверн. На рис. 19, *a* наведена схема шліфування поверхні, а на рис. 19, *б* – її вигляд до і після ДЕЗ [30].

Виходячи з мети досліджень і з урахування результатів попередніх робіт для отримання необхідних властивостей зміцнених поверхонь елементів колінчастого валу (типовий приклад зміцнюваних деталей) були обрані електроди із легуваних сталей 08X18H10T, P6M5 і ШХ15 [30]. Ці сталі відносяться до різних структурних класів (перша – до аустенітного, друга – до ледебуритного, третя – до мартенси-

тного), істотно відрізняються вмістом вуглецю і легуючих елементів, що дало можливість об'єктивніше оцінити їх вплив на оброблені поверхні і вибрати той електрод, який би найбільшою мірою забезпечував необхідні властивості. Окрім сталі 42ХМФА, використовуваний для виготовлення валів, ДЕЗ піддавали Сталь 45, яка була вибрана як основа. Вона не містить легуючих елементів, що спрощувало аналіз їх розподілу в плямі при перенесенні з анода під час електророзряду.

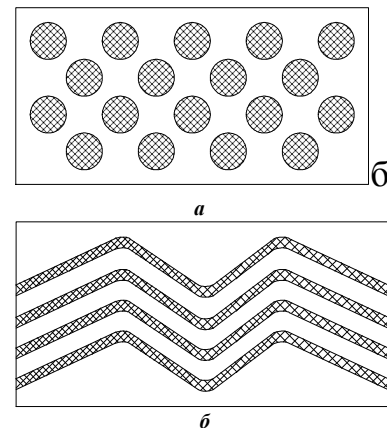


Рисунок 18 – Різновиди дискретних покриттів (схема): *a* – островцеве; *б* – лінійне [30]

Описаний спосіб ДЕЗ має досить високу продуктивність, забезпечує стабільність процесу, не знижує втомну міцність та дає можливість управляти величиною дискретності [30].

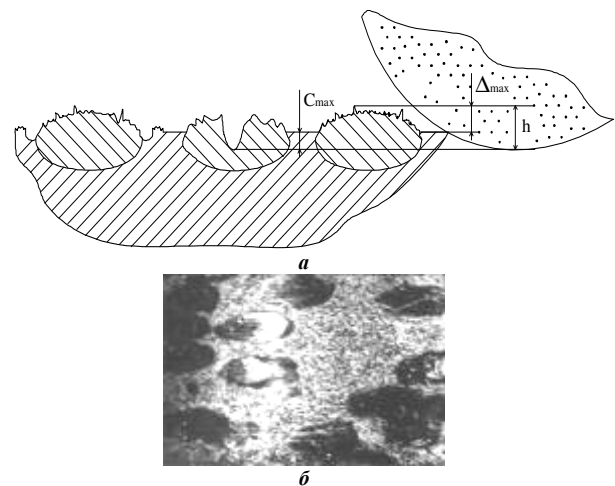


Рисунок 19 – Формування поверхні при шліфуванні: *a* – схема, *б* – розташування дискретних зміцнених областей; $\times 10$ [30]

Характер поверхні, що формується при дії дискретних розрядів, показаний на рис. 20.

Мікроструктура в зоні розряду на поперечних шліфах при обробці аустенітним електродом (08X18H10T) для зразків з чавуну наведена на рис. 21, *a*, із сталі 42ХМФА – на рис. 21, *б* [30].

Перенесений з анода матеріал має вигляд білого шару, що особливо чітко видно на рис. 21, *a*. Межа між «білим» шаром і розташованим під ним металом різко виражена, лінія сплавлення суцільна, несплавлень, розшарувань, зашлакування, раковин на границі

не спостерігалось.



Рисунок 20 – Зовнішній вигляд шийки колінчастого валу після ДЕЗ до полірування

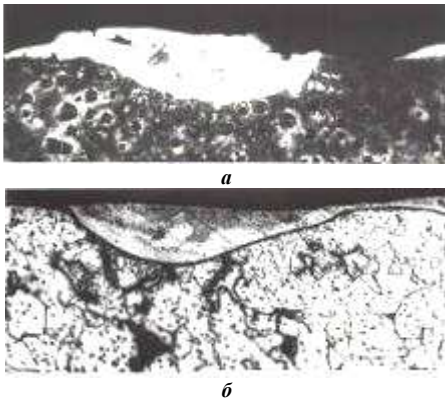


Рисунок 21 – Мікроструктура поперечного шліфа зразків високоміцного чавуна (а) і сталі 42ХМФА (б) в зоні розряду; $\times 100$; електрод – сталь 08Х18Н10Т



Рисунок 22 – Мікроструктура поперечного шліфа зразка сталі 45 в зоні розряду; $\times 100$; електрод – сталь 08Х18Н10Т



Рисунок 23 – Структура сталі 45 в зоні розряду; $\times 500$; електрод – сталь 08Х18Н10Т

При більшому збільшенні під «білим» шаром можна побачити перехідну зону (підшар). Його глибина змінюється в межах 25–70 мкм. На рис. 22 та рис. 23 наведена мікроструктура зони розряду з відбитками твердості, розмір яких дає якісне уявлення про зміцнення поверхневого шару. Як видно з рисунка, в ньому виявляється мікроструктура, і він вже не виглядає білим [30].

Схематично будову зони дискретного зміцнення представлено на рис. 24 [30].

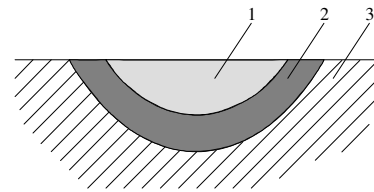


Рисунок 24 – Схематичне зображення зони дискретного зміцнення після шліфування:

1 – «білий» шар; 2 – підшар; 3 – основний метал

Попередні дослідження [30] засвідчили, що після ДЕЗ твердість зразків зі сталі та чавуну у зонах дискретного зміцнення суттєво зростає, а в основному матеріалі – не зменшується. Також встановлено різке зниження коефіцієнту тертя та зношування. Таким чином, досягається різке підвищення трибomeханічних характеристик деталей у парі тертя.

Створення мета-моделей для аналізу модельованих процесів і синтезу конструкторсько-технологічних параметрів зміцнених поверхонь деталей ДВЗ. В узагальненому параметричному просторі будується база даних, у якій сконцентровані результати проведених досліджень. Це дає змогу будувати мета-системи, які є поверхнями відгуку. У них містяться залежності контрольованих характеристик від варійованих параметрів. Ці залежності є основою для побудови мета-моделей, які по суті є апроксимаційними поверхнями відгуку. При цьому можливо зчитувати створювану базу даних (БД), обробляти отримуваний масив інформації та будувати актуальну для тієї чи іншої задачі апроксимаційну поверхню. Також можлива побудова таких поверхонь на різних множинах варійованих параметрів, як звужених, так і розширюваних.

Однією із принципових відмінностей та переваг створюваної мета-моделі, яка може бути реалізована у різноманітних форматах, є її «динамічність». Ця риса дає змогу, на відміну від традиційних «статичних» баз даних, постійно поповнювати масив інформації, яка надходить із аналізу результатів чисельних досліджень. Надалі уже на розширеній базі даних апроксимаційні поверхні уточнюються та модифікуються. При цьому як базові можуть бути використані множини параметрів, вплив варіювання яких на ті чи інші технічні характеристики досліджуваних об'єктів є найбільш вагомим. Ця обставина досліджується шляхом визначення чутливості контрольованих величин до варіювання різних параметрів.

Таким чином, відштовхуючись від початкового варіанту мета-моделі, її можна удосконалювати, розширювати, поповнювати (рис. 25).

Створювана та змінювана метамодель надає принципово нові можливості для розробки спеціалізованих баз знань. Підхід, який був запропонований, уможливило оперативність при розв'язанні задачі параметричного аналізу та синтезу раціональних технічних рішень за окремими критеріями

чи їх множиною.

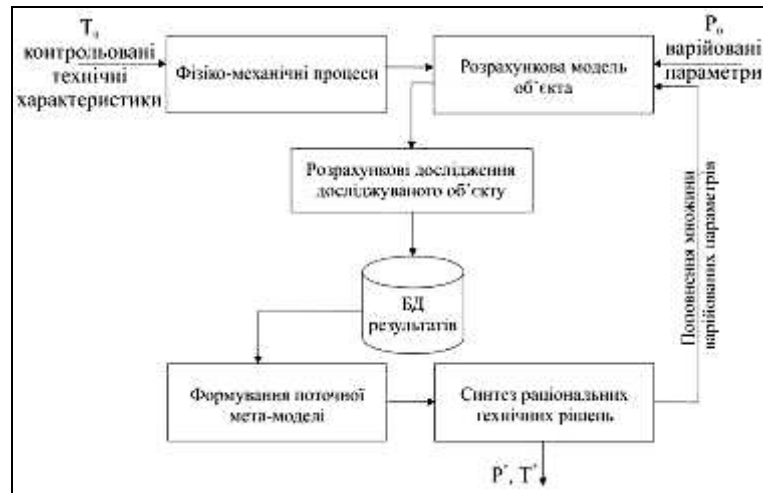


Рисунок 25 – Структура функціонування мета-моделі для визначення раціональних технічних рішень P^* , що дають змогу досягати технічних характеристик T^*

Створювана та змінювана метамодель надає принципово нові можливості для розробки спеціалізованих баз знань. Підхід, який був запропонований, уможливує оперативність при розв'язанні задачі параметричного аналізу та синтезу раціональних технічних рішень за окремими критеріями чи їх множиною.

Здійснені чисельні дослідження дозволили виявити два ефекти, названі « Δ -ефект» та « σ -ефект». Перший з них полягає у позитивному характері зміни деформованого профілю у контакті зміцнюваного елемента машини зі спряженими елементами. Другий ефект полягає у створенні сприятливого залишкового напруженого стану після зміцнення досліджуваного об'єкту із застосуванням нової дискретно-континуальної технології. Після накладення на розподіл робочих напружень створюється результуючий напружений стан, значно віддалений від небезпечного рівня, у порівнянні з незміцненими деталями машин.

На рівні мікроструктури встановлено, що контактна взаємодія здійснюється по всій площі спряження деталей, однак нормальні зусилля передаються в основному через зони дискретного зміцнення. Внаслідок взаємного руху контактуючих деталей в зоні їх спряження виникають зусилля тертя, які розподіляються в цій зоні нерівномірно. У свою чергу, нерівномірним буде і зношування.

Перелічені фактори створюють позитивні тенденції у всьому комплексі трибomeханічних характеристик у зоні взаємодії деталей, одна з яких піддана дискретному зміцненню.

Запропоновано і доведено ефективність комбінованого використання технологій дискретного зміцнення робочих поверхонь сталевих та чавунних деталей і технології гальвано-плазмового перетворення робочих поверхонь алюмінієвих деталей. Такий спосіб виготовлення пар тертя дає можливість суттєво покращити умови їх роботи та підвищити надійність і довговічність.

Результати чисельного моделювання напружено-деформованого стану пари дискретно-

континуально зміцнених деталей. Для остаточного визначення науково обґрунтованих рекомендацій щодо комбінованого застосування технологій дискретного зміцнення та гальвано-плазмового перетворення алюмінієвих поверхонь при виготовленні важконавантажених пар тертя, розроблення технологічних режимів та підбір обладнання і технологічних приладів із метою забезпечення ресурсу ДВЗ, була проведена низка лабораторних досліджень та додаткових багатоваріантних комп'ютерних розрахунків із використанням розроблених програм.

У ході досліджень проведено аналіз впливу на дискретно зміцненій шар режимів обробки, сили струму та хімічного складу електроду зміцнення та розраховані і вивчені варіювання коефіцієнту дискретності зміцненої поверхні (тобто відношення площі зміцнених зон до загальної площі поверхні деталі). Це відбувається за рахунок зростання розмірів деталі за межами зони дискретного зміцнення.

На даний час відсутні дослідження контактної-фрикційної взаємодії у сполученнях, що містять, з одного боку, деталі, оброблені за технологією дискретного зміцнення, а з іншого, – оброблені за технологією гальвано-плазмового перетворення поверхні («корундування»). Це призводить до необхідності вирішення декількох нових актуальних і важливих питань. Зокрема, це – числове дослідження НДС в зоні контактного сполучення таких деталей, аналіз зношування і втрат на тертя. Наступний етап досліджень – експериментальні дослідження на лабораторних зразках. Нижче представлені результати даних досліджень.

При числовому дослідженні НДС отриманої системи деталей, зміцнених методами дискретного зміцнення і корундування, використовувався підхід і математична модель, запропоновані раніше. На цій основі для механічної системи, представленої на рис. 26, розроблена скінченно-елементна модель, яка містить представницький об'єм (рис. 27). Даний об'єм (комірка) дає можливість на мікрорівні промоделювати НДС взаємодіючих

тіл, розподіл контактної тиску, оцінити тертя і зношування в сполученні деталей, перевівши дослідження на реальний макромасштаб.

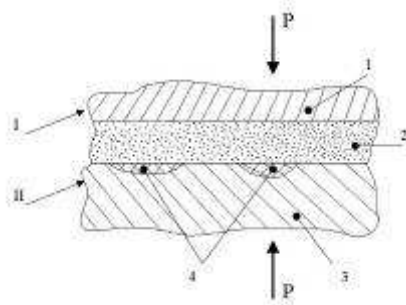


Рисунок 26 – Схема контактної взаємодії деталей:
I – деталь з алюмінієвого сплаву АМО20–1 (1), зміцнена шляхом гальвано–плазмового перетворення поверхні зі створенням корундового шару (2), II – деталь (основний матеріал – сталь, чавун (3)), зміцнена методом дискретного зміцнення (ДЗЗ – дискретно-зміцнена зона (4))

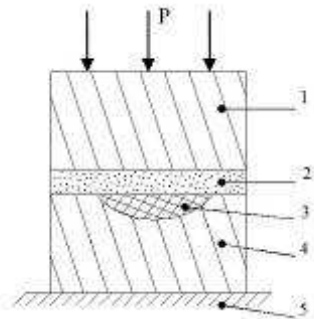


Рисунок 27 – Схема моделі представницької ґратки механічної системи: 1 – алюмінієвий сплав АМО20–1, 2 – шар Al_2O_3 , 3 – ДЗЗ, 4 – основний матеріал, 5 – основа (жорстка основа)

При завданні механічних властивостей корундового шару враховувався вплив двох факторів: мікрогеометрія виступів–западин на поверхні шару і його пористість. Залежно від режимів технологічного процесу ці величини можуть змінюватися в досить широких межах. Для розрахункових досліджень використовуваним матеріалам присвоїли модулі пружності $E_2 = 3,45 \cdot 10^{11}$ Па, інші матеріали мали властивості $E_1 = 7 \cdot 10^{10}$ Па, $E_3 = 2,1 \cdot 10^{11}$ Па (високолегована сталь), $E_4 = 1,1 \cdot 10^{11}$ Па (чавун), жорстка основа – моделювалася як жорстке закріплення [30].

На рис. 28 представлені геометрична і скінченно-елементна моделі представницької ґратки механічної системи, а також геометрична модель із доданими зовнішніми навантаженнями. При цьому на вертикальні стінки моделі накладалися умови симетрії таким чином, щоб геометрична модель являла собою деяку внутрішню частину загальної моделі. Скінченно-елементна модель налічувала 200 тис. гексагональних елементів. Прикладається навантаження 100 МПа.

За підсумками розрахунків визначалися поля

розподілу компонент НДС. На рис. 29 представлені розподіли максимальних еквівалентних напружень для елементів системи.

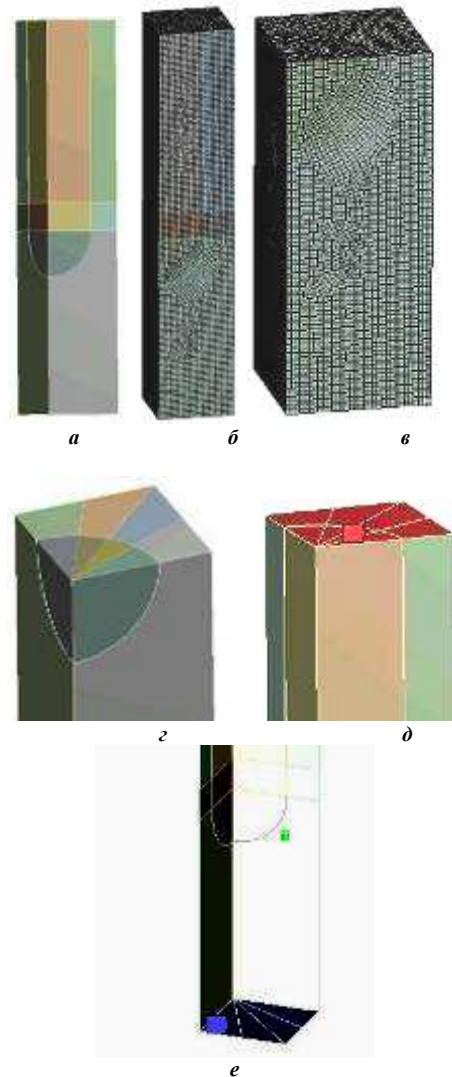


Рисунок 28 – Геометрична (а) і скінченно-елементна моделі (б), у т.ч. нижньої частини (ДЗЗ і основний матеріал) (в), нижня частина моделі (ДЗЗ і основний матеріал), зовнішні навантаження: тиск, що прикладається (д) і закріплення (е)

На рис. 30 представлений контактний тиск в області контактної взаємодії елементів системи, що розглядається. Також за результатами проведених розрахунків були визначені переміщення уздовж осьової координати по шляху, який проходить через діагональ моделі, на рис. 31 представлені шлях і переміщення (уздовж вертикальної осі відкладені значення переміщень в м, а уздовж горизонтальної – довжина шляху, тобто довжина уздовж діагоналі моделі, в м).

З аналізу представлених даних видно, що в області ДЗЗ (див. рис. 26) спостерігається більш високий рівень контактної тиску, ніж в області контактування з основним матеріалом деталі II. Відповідно, якщо в парі «корундовий шар – сталь» коефіцієнт тертя нижче, ніж у парі «корундовий шар – основний матеріал деталі II», то при їх вза-

емному русі виникає два ефекти.

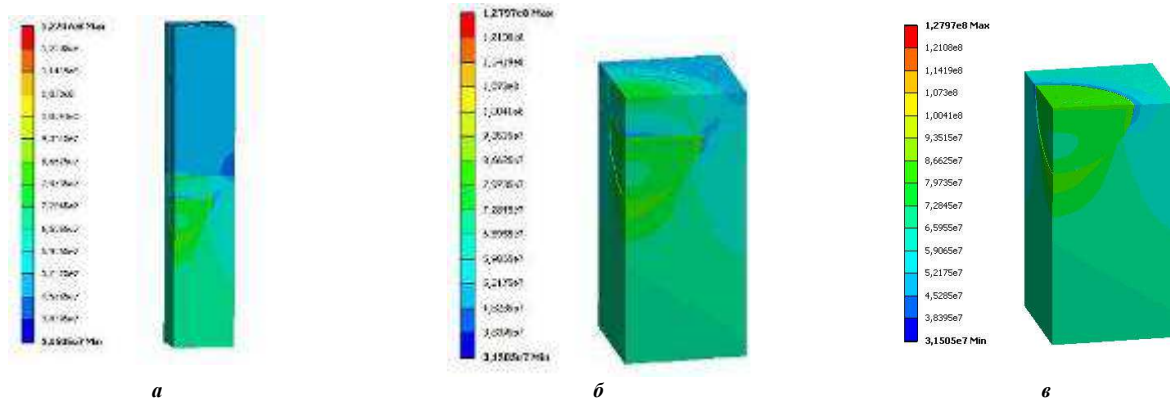


Рисунок 29 – Максимальні еквівалентні напруження за Мізесом: *а* – максимальні еквівалентні напруження в усій моделі; *б* – максимальні еквівалентні напруження (шар Al_2O_3 , ДЗЗ, основний матеріал); *в* – максимальні еквівалентні напруження (шар Al_2O_3 , ДУЗ, основний матеріал)

Перший пов'язаний зі зменшенням сумарної величини тертя у сполученні деталей *I* і *II* (оціночно – в 1,2–1,8 рази). Другий визначає зниження зношування, що пояснюється більш низькою інтенсивністю зношування високолегованої сталі порівняно з чавуном.

У результаті за рахунок раціональної організації обчислювальних робіт вдалося оперативно провести розв'язання десятків варіантів задач, а також провести аналіз та узагальнення результатів. Вони є основою спеціалізованої бази даних, яка містить основні результати проведених досліджень.

У результаті проведених досліджень встановлено: 1) зони дискретного зміцнення при прикладанні навантаження дещо виступають над номінальним рівнем поверхні дискретно зміцненої деталі; таким чином, більш інтенсивна взаємодія між контактуючими тілами здійснюється переважно через зони дискретного зміцнення; цей ефект, названий « Δ -ефект», підтвердився; він створює сприятливі умови для роботи контактуючих деталей; 2) підтвердився також раніше виявлений « σ -ефект», який полягає у підвищенні загального запасу міцності за рахунок перерозподілу контактного тиску на зони дискретного зміцнення, матеріал яких має значно вищі механічні властивості порівняно із основним матеріалом деталі; 3) побудовані та застосовані скінченно-елементні моделі продемонстрували вирівнювання характеру розподілу компонент НДС порівняно із тими, що були отримані із використанням більш простих моделей; 4) встановлено, що раціонально коефіцієнт дискретності слід забезпечувати на рівні $\phi = 0,6 \div 0,75$.

На основі проведених досліджень вдалося перейти до аналізу ефективності роботи контактуючих пар із дискретно зміцненими робочими поверхнями деталей. Для цього було визначено зведений коефіцієнт тертя із урахуванням нерівномірності розподілу контактного тиску, а також сил тертя, причому для випадку також комбінованих методів зміцнення. Отже, розрахунковим

шляхом спрогнозовано значне зростання енергоефективності застосування дискретно зміцнених деталей на етапі експлуатації за рахунок зниження сил тертя.

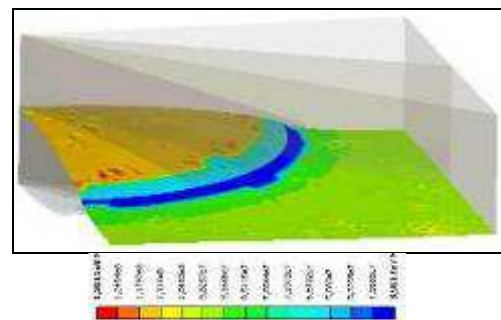


Рисунок 30 – Розподіл контактного тиску

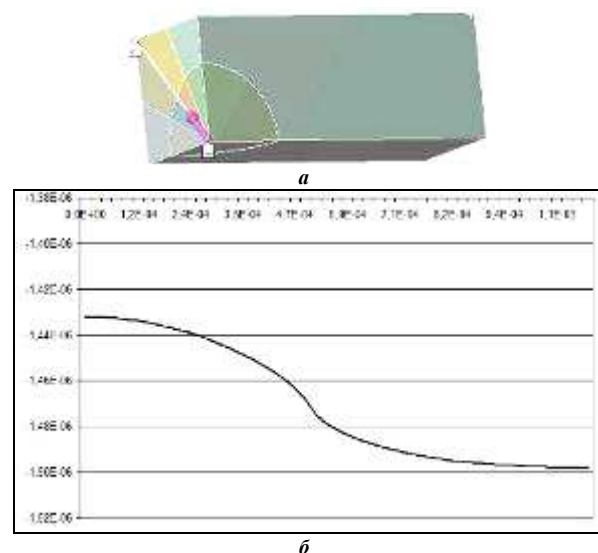


Рисунок 31 – Шлях для визначення переміщень (*а*) і графік переміщень (уздовж вертикальної осі відкладені значення переміщень в М, а уздовж горизонтальної – довжина шляху, тобто довжина уздовж діагоналі моделі, в М) (*б*)

Таким чином, проведений комплекс досліджень із застосуванням комп'ютерного моделю-

вання є достатньо суттєвим підґрунтям для забезпечення ефективних технологічних рішень при проектуванні та виготовленні вузлів тертя з використанням технологій дискретного зміцнення та мікро дугового оксидування.

Запропоновано і доведено ефективність комбінованого використання технологій дискретного зміцнення робочих поверхонь сталевих та чавунних деталей і технології гальвані–плазмового перетворення робочих поверхонь алюмінієвих деталей в важконапружених вузлах тертя. Такий спосіб виготовлення пар тертя дає можливість суттєво покращити умови їх роботи та підвищити надійність і довговічність.

Зони дискретного зміцнення при прикладанні навантаження дещо виступають над номінальним рівнем поверхні дискретно зміцненої деталі; таким чином, більш інтенсивна взаємодія між контактуючими тілами здійснюється переважно через зони дискретного зміцнення; цей ефект, названий раніше «Δ-ефект», підтвердився; він створює сприятливі умови для роботи контактуючих деталей;

Підтвердився також раніше виявлений «σ-ефект», який полягає у підвищенні загального запасу міцності за рахунок перерозподілу контактного тиску на зони дискретного зміцнення, матеріал яких має значно вищі механічні властивості порівняно із основним матеріалом деталі;

Побудовані та застосовані скінченно-елементні моделі продемонстрували вирівнювання характеру розподілу компонент НДС порівняно із тими, що були отримані із використанням більш простих моделей. Установлено, що раціонально коефіцієнт дискретності слід забезпечувати на рівні $\phi = 0,6 \div 0,75$.

У результаті за рахунок раціональної організації обчислювальних робіт вдалося оперативного провести розв'язання десятків варіантів задач, а також провести аналіз та узагальнення результатів.

Таким чином, проведений комплекс досліджень із застосуванням комп'ютерного моделювання є достатньо суттєвим підґрунтям для забезпечення ефективних технологічних рішень технології дискретного зміцнення.

На основі проведених досліджень вдалося перейти до аналізу ефективності роботи контактуючих пар із дискретно зміцненими деталями. Для цього було визначено зведений коефіцієнт тертя із урахуванням нерівномірності розподілу контактного тиску, а також сил тертя, причому для випадку також комбінованих методів зміцнення. Отже, розрахунковим шляхом спрогнозовано значне зростання енергоефективності застосування дискретно зміцнених деталей на етапі експлуатації за рахунок зниження сил тертя.

Стендові випробування дискретно-континуально зміцнених пар пар тертя. Для підвищення ресурсу роботи високофорсованих двигунів було запропоновано нову конструкцію вузла тертя з використанням допрацьованих технологій дискретного зміцнення та мікродугового оксидування.

Взаємодія двох зміцнених поверхонь, одна з яких зміцнена дискретно–континуально, а інша

континуально при взаємному контакті виникають зовсім інші процеси приробітку та зношування, що потребує додаткового аналізу залежності критеріальних величин від варіюємих конструкторсько–технологічних параметрів процесів зміцнення.

Крім впливу на міцність, при дискретному зміцненні змінюються також і трибологічні характеристики. Це викликано тим, що внаслідок дискретного зміцнення змінюються контактний тиск, розподіл коефіцієнту тертя, а, відповідно, й інтенсивність зношування.

З аналізу отриманих у ході досліджень даних (див. рис. 30), що в області ДЕЗ спостерігається більш високий рівень контактного тиску, ніж в області контактування з основним матеріалом деталі II. Відповідно, якщо в парі «корундовий шар – сталь» коефіцієнт тертя нижче, ніж у парі «корундовий шар – основний матеріал деталі II», то при їх взаємному русі виникає два ефекту. Перший пов'язаний із зменшенням сумарної величини тертя у сполученні деталей I і II (оціночно – в 1,2–1,8 рази). Другий визначає зниження зношування, що пояснюється більш низькою інтенсивністю зношування високолегованої сталі порівняно з високоміцним чавуном. Продовження цих робіт було на ДП «Завод ім. В.О. Малишева» на машинах тертя 2070 СМТ-1 за схемою яка зображена на рис. 32, але для досліджень використовувались дослідні зразки виготовлені із високоміцного чавуну, робочі поверхні яких для «диска» було зміцнено методом дискретного зміцнення, а робоча поверхня «колодки» була виготовлена з заготовки сталевалюмінієвого вкладишу з робочим антифрикційним сплавом АМО1-20.

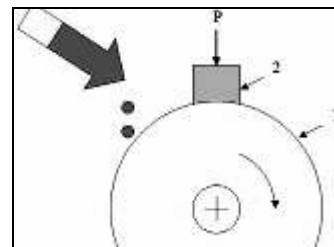


Рисунок 32 – Схема випробувань на машині тертя 2070 СМТ-1: 1 – рухливий зразок «диск», 2 – нерухомий зразок «колодка»

У першому випадку використовувалась пара «диск» – «колодка» з робочим антифрикційним сплавом АМО1-20, а у другому випадку пара «диск» – «колодка» де антифрикційний сплав АМО1-20 було перетворено методом мікро дугового оксидування на глибину 20–50 мкм. Результати випробувань за визначенням величина та швидкість зносу робочих поверхонь пар тертя наведено у табл. 1 та відображено на рис. 33.

Таблиця 1 – Результати випробувань по визначенню вагового зносу в парі тертя «диск» – «колодка»

| Робоча поверхня колодки | Зношування, см x10 ⁴ | |
|-------------------------|---------------------------------|---------------------|
| | «колодки» | «диска» |
| АМО1-20 | 7,5 (2,5 мкм/час) | 0,07(0,023 мкм/час) |
| АМО1-20+МДО | 3,4 (1,1 мкм/час) | 0,20(0,07 мкм/час) |

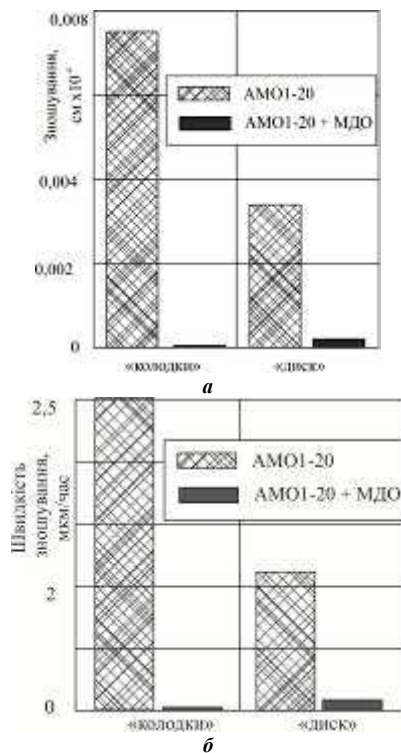


Рисунок 33 – Величина (мм) (а) та швидкість (мм/час) (б) зношування колодки та диска

Як видно з аналізу результатів випробування, у парі тертя «диск» – «колодка» змінився характер процесів припрацювання в результаті суттєвого зміння властивостей при поверхневих робочих шарів поверхонь тертя досліджуваних зразків сталевалюмінієвих вкладишів. Як відомо, їх припрацювання складається в перенесенні м'якої структури складової антифрикційного шару АМО1-20 (олова) на контактуючу поверхню валу, що не виправляє його макрогеометрію в процесі припрацювання.

При наявності на робочій поверхні вкладиша твердого «корундового» шару, утвореного при гальвано-плазмовій обробки, у процесі припрацювання пари шийка колінчастого валу – сталевалюмінієвий вкладиш насамперед виправляється макрогеометрія робочої поверхні шийки колінчастого валу. При цьому також відбувається поліровка та процеси мікроприробітку з утворенням аморфізованих приповерхневих робочих шарів, які забезпечують високі антифрикційні властивості. Наявність тонкого оксидно-корундового шару на антифрикційному шарі сталевалюмінієвого вкладишу у процесі приробітку за рахунок зниженої теплопровідності корундового шару дає можливість зменшити відносно великі зазори на мастило між шийкою колінчастого валу та сталевалюмінієвим вкладишем, прийнятих при монтажу [30]. Зменшення величини гарантованого зазору збільшує тиск у змащувальній системі двигуна, знижує витрати на тертя, знижує температуру головки поршня, шум при роботі двигуна та сприяє збільшенню ресурсу пари «колінчастий вал – сталевалюмінієвий вкладиш» до капітального ремонту.

Ще однією важливою обставиною є механізм

забезпечення сталого сприятливого комплексного ефекту від взаємодії чинників «розподіл контактної тиску – тертя – зношування». У традиційних технологіях ця лінійна послідовність чинників знаходиться в «позитивному» зворотному зв'язку: наявність значного контактної тиску у сполученні взаємно рухомих деталей призводить до дотичних сил тертя, які викликають зношування; при зношуванні, як зазначалося вище, зростають навантаження, що, у свою чергу, призводить до зростання контактної тиску тощо. У результаті отримуємо циклічно прогресуючий процес по «спіралі» P (рис. 34, А), який віддаляється від номінального (вихідного циклу) в процесі експлуатації. На противагу цій тенденції, для запропонованої технології реалізується також інша, конкуруюча тенденція (див. рис. 34, В).

У цьому випадку дія зусиль тертя викликає зростання зношування основного матеріалу порівняно з зношуванням матеріалу ДНЗ. При цьому матеріал корундового шару при досягненні припрацювальної межі надалі зношується слабо. У цих умовах відбувається перерозподіл контактної тиску переважно на область ДЗ, загальна сила тертя зростає повільніше, сила тертя в зоні сполучення з основним матеріалом зменшується, що призводить до зменшення його зношування. Таким чином, реалізується сценарій «негативного» зворотного зв'язку, і розвиток процесів йде по лінії S , яка віддаляється від лінії N повільніше, ніж P (див. рис. 34). У певних умовах це може призводити до перетворення S у практично стабільне коло, що означає реалізацію сталих процесів «контактна взаємодія – тертя – зношування».

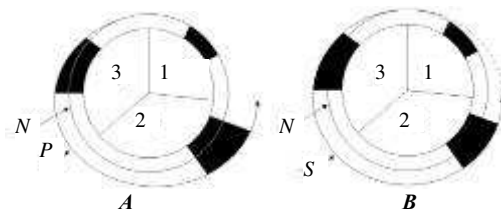


Рисунок 34 – Механізми розвитку процесів контактної взаємодії (КВ), тертя (Т) і зношування (З):

- А – традиційні технології,
 В – запропонована технологія.
 1 – контактна взаємодія, 2 – зношування, 3 – тертя

Природно, що у реальних умовах дійсні процеси поєднують тенденції А і В (див. рис. 34). Однак важливий сам механізм стабілізації В, оскільки він характеризує тенденцію до сталого самоповторення досліджуваних процесів, а не їх інтенсифікації (що характерно для традиційних процесів обробки поверхневих шарів деталей пар тертя ДВЗ).

Первинні оцінки матеріалів отриманих результатів дають рекомендації щодо вибору параметрів технологічного процесу: відносна площа ДЗ – 65–75%, товщина корундового шару до 0,1 мм; пористість – 10–20%.

Також була проведена кількісна оцінка зусиль тертя для опису змін зусиль тертя. У резуль-

тагі змін коефіцієнта тертя з вирішення контактної задачі була знайдена функція $q(r)$, яка описує розподіл контактної тиску (рис. 35).

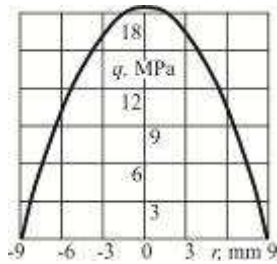


Рисунок 35 – Розподіл контактної тиску (МПа) уздовж діаметра плями контакту (мм)

Інтегральна радіальна сила на стінки гільзи знаходиться з рівняння:

$$N = \int q(x, y) dx dy = \int_0^R \int_0^{2\pi} q(r) r dr d\Theta. \quad (1)$$

Загальна сила тертя визначається з інтеграла:

$$T = \int_0^R \int_0^{2\pi} q(r) k(q) r dr d\Theta. \quad (2)$$

Розподілена сила тертя описується виразом:

$$\tau(r) = q(r) k(q), \quad (3)$$

де $k(q)$ – коефіцієнт тертя, що залежить (в загальному випадку) від контактної тиску.

На рис. 36 представлені пробні залежності коефіцієнта тертя від тиску, що діє.

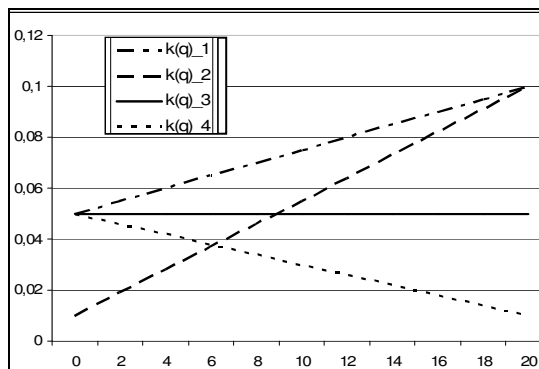


Рисунок 36 – Пробні криві, що описують зміну коефіцієнта тертя залежно від діючого контактної тиску, МПа

Отримані криві розподілу, що описують дотичні поверхневі напруження, обчислені за різних коефіцієнтів тертя. На рис. 37 і 38 – двовимірне і тривимірне їх подання.

Ввівши у розгляд величину, яка характеризує інтегрально середній коефіцієнт тертя для випадків, представлених на рис. 36, отримуємо діаграму (рис. 39) відносної величини середнього коефіцієнта тертя для випадків 1–4, що характеризує втрати на тертя порівняно з випадком 3 (прийнятий як базовий):

$$k_i = k_i / k_3. \quad (4)$$

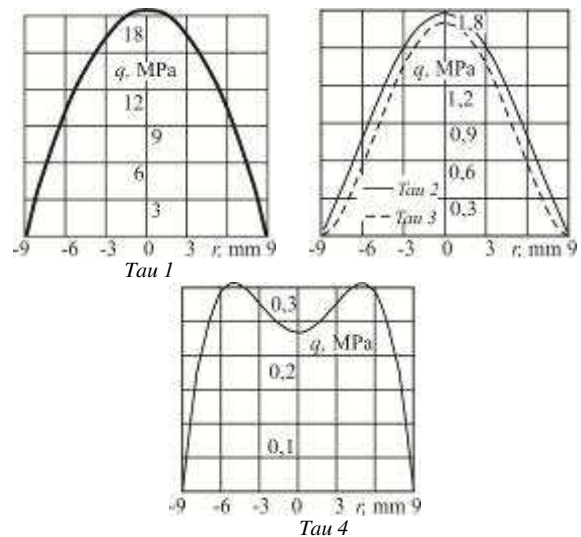


Рисунок 37 – Пробні розподіли дотичних напружень



Рисунок 38 – Перетини поверхонь розподілу контактних зусиль тертя при різних коефіцієнтах тертя

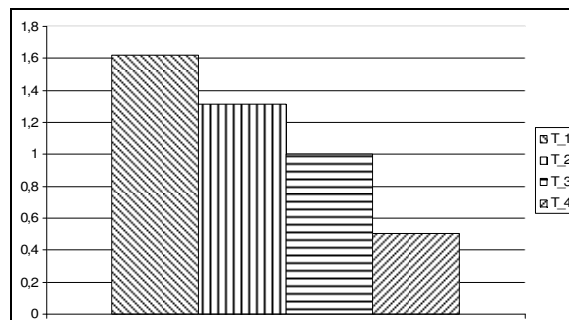


Рисунок 39 – Відносна величина середнього коефіцієнта тертя для випадків 1–4 (див. рис. 36)

З діаграми відносної зміни сил тертя порівняно з випадком 3 (див. рис. 36) видно, що найкращим є випадок 4. Він дає можливість знизити втрати на тертя до 50% порівняно з базовим варіантом.

Як наочний приклад підтвердження прогнозованих, на основі розрахункових досліджень, результатів на рис. 40 наведені експериментально одержані результати відносно впливу коефіцієнту тертя на інтенсивність зношування дискретно зміцнених поверхонь тертя важконавантажених деталей [30].

Як видно із наведених результатів, спостерігається явне тяжіння усіх характеристик до величини коефіцієнта щільності дискретного зміцнення до діапазону 0,6–0,75. У цьому діапазоні поєднуються позитивні ефекти щодо підвищення міцності зниження тертя та зменшення зношування.

Виходячи з отриманих матеріалів на прикладі досліджень режимів експлуатації та ремонту двигунів внутрішнього згоряння, запропоновані нові

технологічні рішення, фізичні та математичні моделі фізико-механічних процесів у сполученнях із деталей і розв'язання їх із використанням потужного комп'ютерного програмного комплексу та проведення експерименту з використанням лабораторних машинах тертя.

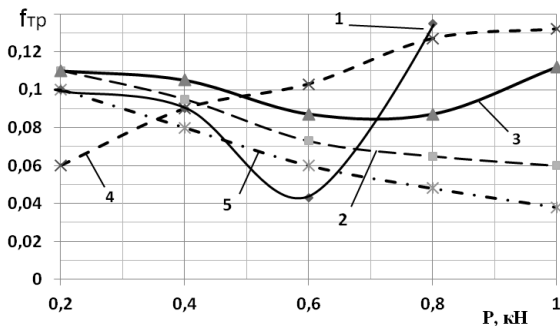


Рисунок 40 – Залежність коефіцієнта тертя від навантаження матеріала АМО1-20 по чавуну з глобулярним графітом ВЧГГ:

1 – АМО1-20 по ВЧГГ (нормаліз.); 2 – АМО1-20 (ГПО) по ВЧГГ (нормаліз.); 3 – АМО1-20 (ГПО) по ВЧГГ (нормаліз.) с пропиткою маслом М14В₂; 4 – АМО1-20 (ГПО) по ВЧГГ (ЕИУ) без пропитки; 5 – АМО1-20 (ГПО) по ВЧГГ (ЕИУ) с пропиткою маслом М14В₂ з добавкою MgO [30]

Для остаточного визначення запропонованих науково обґрунтованих рекомендацій щодо розробки та виготовленню вузлів тертя із застосуванням комбінованого використання технологій континуального та дискретно-континуального зміцнення із метою забезпечення та подовження експлуатаційного ресурсу двигунів внутрішнього згоряння, виникає необхідність проведення розгорнутих стендових випробувань на моторних стендах. За основу було обрано стендовий дизельний двигун 4ЧН 12/14, на якому було встановлено сталевий колінчастий вал, корінні та шатунні шийки якого були зміцнені методом дискретного зміцнення по рекомендованому технологічному процесу з щільністю дискретності покриття зміцненої поверхні $55 \div 75\%$ від загальної площі шийки. Загальний вигляд експериментального колінчастого валу приведено на рис. 41.

При зборі двигуна в парі тертя кривошипно-шатунного механізму були застосовані корінні та шатунні вкладиші, виготовлені із сталєалюмінієвої смуги з антифрикційним покриттям зі сплаву АМО1-20, робочі поверхні яких було перетворено методом мікро-дугового оксидування по технології, розробленій в НТУ «ХПІ». Загальний вигляд зміцненої цим методом поверхні шатунного вкладиша зображено на рис. 42, а корінного вкладиша – на рис. 43.

Випробування проводились відповідно з розробленою програмою випробувань обсягом $30+50 = 80$ годин.

Згідно з метою та задачами роботи на основі розроблених виробничих програм та технічних умов [30] і доведених у роботі рекомендацій щодо обладнання та режимів здійснення технологій

континуального та дискретно-континуального зміцнення, були зміцнені шийки сталевого колінчастого валу дизельного двигуна 4ЧН 12/14, загальний вигляд якого до зміцнення приведено на рис. 41. Перед операцією дискретного зміцнення шийки колінчастого валу були прошліфовані. Загальний вид шийок колінчастого валу до зміцнення зображено на рис. 42. Загальний вид зміцнених корінних та шатунних шийок після полірування приведено на рис. 43.



Рисунок 41 – Експериментальний колінчастий вал дизельного двигуна 4ЧН 12/14

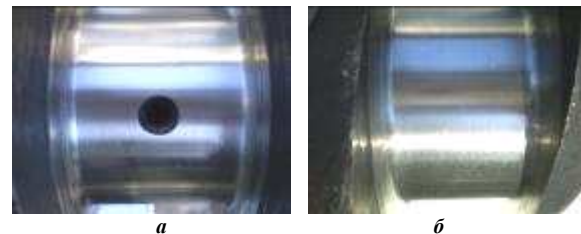


Рисунок 42 – Загальний вид робочої поверхні корінної та шатунної шийки сталевого колінчастого валу двигуна 4ЧН 12/14 до зміцнення:

а – корінна шийка; б – шатунна шийка



Рисунок 43 – Загальний вид робочої поверхні корінної та шатунної шийки сталевого колінчастого валу двигуна 4ЧН 12/14 після зміцнення:

а – корінна шийка; б – шатунна шийка

При виконанні робіт було здійснено замір твердості робочої поверхні корінних та шатунних шийок до і після дискретного зміцнення. Результати замірів зведено в табл. 2, 3. Заміри твердості проводились із використанням ультразвукового приладу ТКМ-459, який зображено на рис. 44.

На дизельний двигун 4ЧН 12/14 встановлено сталєалюмінієві вкладиші з антифрикційним шаром АМО1-20, робоча поверхня яких зміцнена методом мікро-дугового оксидування. Загальний вигляд корінного та шатунного вкладишів зображено на рис. 45. При збиранні кривошипно-шатунного механізму двигуна 4ЧН 12/14, який зображено на рис. 46, було виконано обмір корінних та шатун-

них шийок колінчастого валу, результати яких наведено у табл. 4, 5.



Рисунок 44 – Ультразвуковий прилад ТКМ – 459



a



б

Рисунок 45 – Шатунний та корінний вкладиші робоча поверхня яких зміцнена методом мікро дугового оксидування: *a* – шатунний вкладиш; *б* – корінний вкладиш

Обмір діаметрів корінних та шатунних сталє-алюмінієвих вкладишів обтягнутих в містах монтажу. Результати обміру вкладишів зведено у табл. 6 та 7.



Рисунок 46 – Зборка кривошипно-шатунного механізму стенового двигуна 4ЧН 12/14

Стенові випробування проводились на стеновому дизельному двигуні 4ЧН 12/14, який укомплектований деталями й вузлами, виготовленими згідно з запропонованими технологіями. Стенд був обладнаний вимірною апаратурою та іншим додатковим обладнанням, що фіксують умови протікання робочого процесу при зміні режимів роботи двигуна.

Загальний вигляд випробувального стенду зображено на рис. 47. Дослідження проводились згідно розробленої програми по визначенню зносостійкості, задиростійкості і приробітки корінних та шатунних вкладишів дизеля 4ЧН 12/14.

Під час проведення випробувань здійснювався узагальнений контроль показників робочого процесу при роботі двигуна на частковій та повній потужності (рис. 48).

Таблиця 2 – Забір твердості корінних шийок до і після дискретного зміцнення по Віккерсу HV

| Точка заміру | Корінна шийка | | | | | | | | | |
|-----------------|---------------|-------|-----|-------|-----|-------|-----|-------|-----|------|
| | 1 | | 2 | | 3 | | 4 | | 5 | |
| | I-I | II-II | I-I | II-II | I-I | II-II | I-I | II-II | I-I | I-II |
| до зміцнення | 580 | 543 | 487 | 561 | 492 | 471 | 568 | 563 | 555 | 500 |
| після зміцнення | 601 | 621 | 627 | 640 | 661 | 627 | 611 | 620 | 618 | 645 |

Таблиця 3 – Забір твердості шатунних шийок до і після зміцнення методом дискретного зміцнення по Віккерсу HV

| Точка заміру | Шатунна шийка | | | | | | | |
|-----------------|---------------|-------|-----|-------|-----|-------|-----|-------|
| | 1 | | 2 | | 3 | | 4 | |
| | I-I | II-II | I-I | II-II | I-I | II-II | I-I | II-II |
| до зміцнення | 452 | 476 | 466 | 532 | 450 | 430 | 326 | 295 |
| після зміцнення | 630 | 635 | 601 | 602 | 652 | 676 | 595 | 605 |

Таблиця 4 – Результати обміру корінних шийок колінчастого валу двигуна 4ЧН 12/14

| Точка заміру | Корінна шийка | | | | | | | | | |
|--------------|----------------------|---------------------|---------------------|----------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|----------------------|---------------------|
| | 1 | | 2 | | 3 | | 4 | | 5 | |
| | I-I | II-II | I-I | II-II | I-I | II-II | I-I | II-II | I-I | II-II |
| A* | 90 _{-0,015} | | 90 _{-0,01} | | 90 _{-0,01} | | 90 _{-0,01} | | 90 _{-0,015} | |
| B** | | 90 _{-0,02} | | 90 _{-0,015} | | 90 _{-0,02} | | 90 _{-0,02} | | 90 _{-0,02} |

Примітка: * – обмір А по перетину I – I по осі циліндра; ** – обмір Б по перетину II – II з поворотом 90° від осі циліндра

Таблиця 5 – Результати обміру шатунних шийок колінчастого валу двигуна 4ЧН 12/14

| Точка заміру | Шатунна шийка | | | | | | | |
|--------------|---------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 1 | | 2 | | 3 | | 4 | |
| | I-I | II-II | I-I | II-II | I-I | II-II | I-I | II-II |
| A | 74,91 | | 74,90 | | 74,91 | | 74,91 | |
| B | | 74,91 | | 74,91 | | 74,91 | | 74,91 |

Примітка: * – обмір А по перетину I – I по осі циліндра; ** – обмір Б по перетину II – II з поворотом 90° від осі циліндра

Таблиця 6 – Результати обміру корінних сталелеюмінієвих вкладишів двигуна 4ЧН 12/14

| Точка заміру | Корінна шийка | | | | | | | | | |
|--------------|---------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 1 | | 2 | | 3 | | 4 | | 4 | |
| | I-I | II-II | I-I | II-II | I-I | II-II | I-I | II-II | I-I | II-II |
| А | 89,88 | | 89,89 | | 89,91 | | 89,92 | | 89,91 | |
| Б | | 89,89 | | 89,90 | | 89,89 | | 89,92 | | 89,90 |

Примітка: * – обмір А – по перетину I-I по осі циліндра; ** – обмір Б – по перетину II-II з поворотом 45° від осі циліндра в бік обертання колінчастого валу

Таблиця 7 – Результати обміру шатунних сталелеюмінієвих вкладишів двигуна 4ЧН 12/14

| Точка заміру | Шатунна шийка | | | | | | | |
|--------------|---------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 1 | | 2 | | 3 | | 4 | |
| | I-I | II-II | I-I | II-II | I-I | II-II | I-I | II-II |
| А | 74,94 | | 74,97 | | 74,98 | | 74,97 | |
| Б | | 74,95 | | 74,96 | | 74,97 | | 74,97 |



Рисунок 47 – Загальний вигляд експериментального стенду на базі дизельного двигуна 4ЧН 12/14

Вигляд поверхонь корінної і шатунної шийок колінчастого валу та корінних і шатунних вкладишів дизеля 4ЧН 12/14 після 80 годин роботи зображено на рис. 49, 50.

Результати обмірів корінних та шатунних шийок колінчастого валу наведено у табл. 8, 9 (а також обмір діаметрів корінних та шатунних сталелеюмінієвих вкладишів обтягнутих в місцях монтажу). Результати обміру вкладишів зведено у табл. 10, 11.



Рисунок 48 – Розміщення приборів та вимірювальних пристроїв на експериментальному стенді

Таблиця 8 – Результати обміру корінних шийок колінчастого валу дизеля 4ЧН 12/14 після 80 годин роботи

| Точка заміру | Корінна шийка | | | | | | | | | |
|--------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|---------------------|----------------------|----------------------|---------------------|---------------------|
| | 1 | | 2 | | 3 | | 4 | | 5 | |
| | I-I | II-II | I-I | II-II | I-I | II-II | I-I | II-II | I-I | II-II |
| А | 90 _{-0,01} | | 90 _{-0,05} | | 90 _{-0,01} | | 90 _{-0,015} | | 90 _{-0,01} | |
| Б | | 90 _{-0,01} | | 90 _{-0,05} | | 90 _{-0,01} | | 90 _{-0,015} | | 90 _{-0,01} |

Примітка: * – обмір А по перетину I-I по осі циліндра; ** – обмір Б по перетину II-II з поворотом 90° від осі циліндра

Таблиця 9 – Результати обміру шатунних шийок колінчастого валу дизеля 4ЧН 12/14 після 80 годин роботи

| Точка заміру | Шатунна шийка | | | | | | | |
|--------------|---------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 1 | | 2 | | 3 | | 4 | |
| | I-I | II-II | I-I | II-II | I-I | II-II | I-I | II-II |
| А | 74,91 | | 74,91 | | 74,90 | | 74,91 | |
| Б | | 74,92 | | 74,91 | | 74,91 | | 74,91 |

За період стендових випробувань показники роботи двигуна залишались незмінними. Тиск

мастила та його температура відповідали умовам випробувань. Після проведення стендових випро-

бувань при візуальному огляді контактуючих поверхонь тертя встановлено, що робочі поверхні шийок колінчастого валу не мають задирів або рисок.



Рисунок 49 – Вигляд поверхонь корінної та шатунної шийок дизеля 4ЧН 12/14 після 80 годин роботи
а – корінна шийка; б – шатунна шийка

Робочі поверхні корінних вкладишів мають рівномірний знос по всій поверхні (див. рис. 50). Це свідчить про те, що вкладиші працювали в умовах згідно з вимогами технічної документації. Робочі поверхні шатунних вкладишів мають більш виражену площу контакту і теж не мають задирів або явно виражених рисок. Що підтверджує те, що

вони працюють у більш важких умовах експлуатації і мають більші навантаження, ніж корінні вкладиші.



Рисунок 50 – Вигляд поверхонь шатунного та корінного сталєалюмінієвих вкладишів дизеля 4ЧН 12/14 після 80 годин роботи:
а – шатунний вкладиш; б – корінний вкладиш

Таблиця 10 – Результати обміру корінних сталєалюмінієвих вкладишів дизеля 4ЧН 12/14 після 80 годин роботи

| Точка заміру | Корінна шийка | | | | | | | | | |
|--------------|---------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 1 | | 2 | | 3 | | 4 | | 5 | |
| | I-I | II-II | I-I | II-II | I-I | II-II | I-I | II-II | I-I | II-II |
| А | 90,21 | | 90,18 | | 90,19 | | 90,17 | | 90,19 | |
| Б | | 90,21 | | 90,18 | | 90,21 | | 90,18 | | 90,21 |

Примітка: * – обмір А по перетину I – I по осі циліндра; ** – обмір Б по перетину II – II з поворотом 45° від осі циліндра в бік обертання колінчастого валу

Таблиця 11 – Результати обміру шатунних сталє-алюмінієвих вкладишів дизеля 4ЧН 12/14 після 80 годин роботи

| Точка заміру | Шатунна шийка | | | | | | | |
|--------------|---------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 1 | | 2 | | 3 | | 4 | |
| | I-I | II-II | I-I | II-II | I-I | II-II | I-I | II-II |
| А | 75,09 | | 75,07 | | 75,11 | | 75,08 | |
| Б | | 75,09 | | 75,06 | | 75,10 | | 75,07 |

Примітка: * – обмір А по перетину I – I по осі циліндра; ** – обмір Б по перетину II – II з поворотом 45° від осі циліндра в бік обертання колінчастого валу

При аналізі результатів обміру (див. табл. 4, 5, 8 та 9) корінних та шатунних шийок колінчастого валу після 80 годин роботи згідно з режимами програми випробувань та з порівнянням їх з обмірами до випробувань видно, що розмір їх діаметрів не змінився, але явно видно сліди приробітку і покращення якості поверхні. Це свідчить про те, що двигун пройшов здаточні випробування, пари тертя роботоздатні але ця робота потребує більшого часу наробітку двигуна і проведення більш тривалих експлуатаційних випробувань.

При аналізі результатів обміру (табл. 6, 7, 10 та 11) діаметрів корінних та шатунних вкла-

дишів в обтягнутому становищі встановлено, що знос вкладишів, робочі поверхні яких перетворені методом мікродугового оксидування, є більшим, ніж знос шийок колінчастого валу. Такі ж результати були отримані і на зразках, які проходили випробування на машинах тертя. Це свідчить про те, що «корундовий» шар є шаром припрацювання. Він у процесі роботи зношується, але при цьому суттєво покращується якість поверхні вала і умови роботи вузла тертя в цілому.

У табл. 12 наведені дані по зміні величини зазору в парі «колінчастий вал – вкладиш» [30].

Таблиця 12 – Зміна величини зазору в парі «колінчастий вал – вкладиш»

| Межі зміни зазору корінних вкладишів | | Межі зміни зазору шатунних вкладишів | |
|---|---------------|---|---------------|
| Зазор в корінній парі по кресленню | 0.10 ÷ 0.156 | Зазор в шатунній парі по кресленню | 0.085 ÷ 0.140 |
| Зазор в корінній парі до випробувань | - 0.09 ÷ -0.1 | Зазор в шатунній парі до випробувань | 0.03 ÷ 0.07 |
| Зазор в корінній парі після випробувань | 0.18 ÷ 0.23 | Зазор в шатунній парі після випробувань | 0.15 ÷ 0.2 |

При аналізі результатів табл. 12 видно, що масляний зазор у парі «корінна шийка – корінний вкладиш» майже відсутній. Це пояснюється тим,

що при мікродуговому оксидуванні відбувається збільшення діаметру вкладиша, тобто, на поверхні шару приробітку утворюється шар більш м'який,

але маслоємний. Він легко видається механічним способом [30]. Після проведення випробувань зазор в парі «корінна шийка – корінний вкладиш» збільшився більше допустимих меж. Подібний результат одержано і для пари «шатунна шийка – шатунний вкладиш».

Розглянувши результати досліджень у цій галузі зрозуміло, що характеристики «корундового» шару суттєво залежать від щільності струму.

При щільностях струму до 30 А/дм^2 температура в каналі пробою становить близько $1000 \text{ }^\circ\text{К}$ і при цьому відбувається більшою мірою утворення структури $\gamma\text{-Al}_2\text{O}_3$. При більших щільностях струму температура в каналі пробою може досягати $2500\text{--}3000 \text{ }^\circ\text{К}$ і при цьому переважно утвориться структура $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$ з підвищеною твердістю (рис. 51), зносостійкістю й теплостійкістю [30].

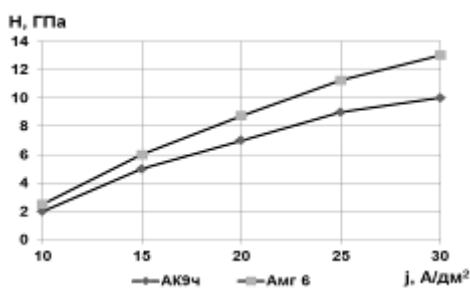


Рисунок 51 – Зміна твердості поверхні залежно від щільності струму [30]

Розподіл твердості корундового шару за глибиною нерівномірний. На зовнішній поверхні твердість менша, а в міру наближення до основного металу твердість зростає. І тільки на відстані $5\text{--}10 \text{ мкм}$ від основного металу вона різко знижується до твердості основного металу (рис. 52).

На рис. 53 наведений характер зміни пористості шару за глибиною. Пористість на зовнішній поверхні досягає $25\text{--}30 \%$, а з глибиною знижується й у робочому шарі становить $8\text{--}12 \%$.

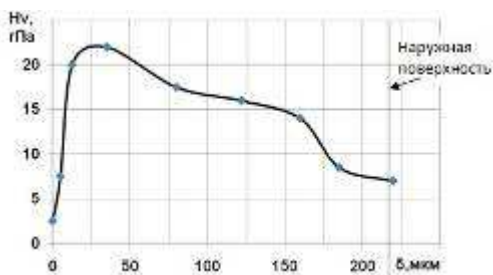


Рисунок 52 – Зміна твердості корундового шару за глибиною

Технологічний шар швидко зношується, і тому його потрібно позбутися. Він легко знімається дрібною наждаковою шкуркою. Товщина цього шару $30\text{--}50 \text{ мкм}$ (рис. 54). Робочий шар зношується набагато повільніше. Навіть при терті абразивним колом швидкість зношування становить $10\text{--}20 \text{ мкм/хв}$.

Це свідчить про те, що незважаючи на те, що глибина «корундового» шару складала до 100

мкм. В процесі приробітки цей шар було стерто якраз на глибину «корундового» шару. Тому треба враховувати величину перетвореного шару, його структуру, вона повинна бути близько $\alpha\text{-Al}_2\text{O}_3$ і мати підвищену твердість, зносостійкість та теплостійкість [30].

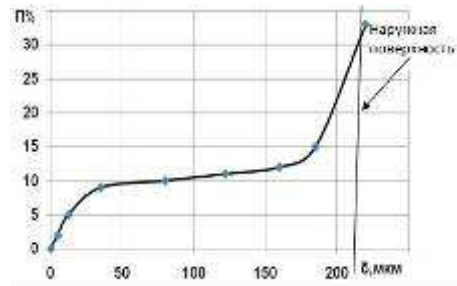


Рисунок 53 – Зміна пористості корундового шару за глибиною [30]

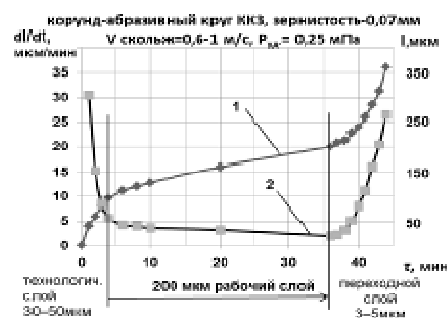


Рисунок 54 – Характеристики зношування:
1 – величина зношування керамічного шару;
2 – швидкість зношування керамічного шару [30]

При виготовленні пари тертя «колінчастий вал – вкладиш» доцільно зниження первинних зазорів, що дасть змогу поліпшити якість роботи пари тертя та збільшити її ресурс в експлуатації.

Здійснений комплекс розрахунково-експериментальних досліджень дав можливість розробити нову технологію дискретно-континуального зміцнення на прикладі елементів двигунів внутрішнього згоряння.

3) *Визначення впливу технологічних параметрів на міцність силових гідроциліндрів для механізації та автоматизації технологічного оснащення.* Предметом дослідження є напружено-деформований стан корпусів силових гідроциліндрів для закріплення деталей, що обробляються.

При виготовленні елементів озброєння і військової техніки застосовуються матеріали із високими механічними і фізико-механічними властивостями. Таким чином, при технологічних операціях точіння, свердління, фрезерування виникають більш інтенсивні умови різання. Це вимагає значних зусиль закріплення заготовок в оснащенні, а, це означає, – високого тиску у силових гідроциліндрах, які ці зусилля створюють. З іншого боку, прагнення до більшої технологічності виробництва самих гідроциліндрів змушує виготовляти їх паяними.

Природним чином при дослідженні напружено-деформованого стану паяного корпусу гідроцилінд-

ра виникає низка допоміжних задач. Розв'язання допоміжних задач дає можливість розібратися і зрозуміти суть впливу окремих чинників, а також – виявити основні чинники, які впливають на зміни, які відбуваються в НДС при варіюванні конструктивних параметрів або фізико-механічних властивостей матеріалів, з яких складається корпус гідроциліндра. Нижче розглянута низка допоміжних задач, наприклад, таких як: зміна довжини паяного шва і вибір матеріалу припою у з'єднувальному шві, вплив габаритних розмірів на НДС, застосування футерувального шару і вибір різних матеріалів для цього шару тощо.

У роботі описано дослідження НДС паяних корпусів гідроциліндра, і вона розділена на 2 частини:

- 1) чисельне дослідження методом скінченних елементів;
- 2) експериментальне – на макеті із застосуванням датчиків переміщень.

Зокрема, досліджено вплив довжини паяного шва на НДС корпусу гідроциліндра. Дослідження НДС гідроциліндрів призвело до появи нових конструктивних і технологічних рішень, таких як паяні корпуси силових гідроциліндрів.

Довжина шва є технологічним параметром, який впливає на сам процес пайки. У цей самий час вона очевидним чином впливає на НДС корпусу в цілому і самого шва. У зв'язку з цим необхідно досліджувати вплив цього параметра на НДС корпусу гідроциліндра.

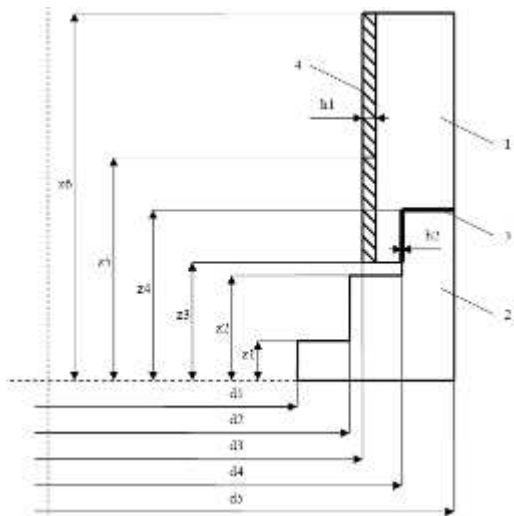


Рисунок 55 – Схема поперечного перерізу паяного корпусу гідроциліндра:

- 1 – трубна заготовка (гільза), 2 – донна заготовка (днище, кришка), 3 – з'єднувальний шов (шар припою), 4 – футерувальний шар

Вплив довжини паяного шва з'єднання гільзи і кришки в корпусі гідроциліндра на його НДС розглядався при фіксованих параметрах, які визначають габаритні розміри корпусу. Схема поперечного перерізу даної моделі приведена на рис. 55, значення параметрів наведені у табл. 13.

Набір параметрів d_i, z_i, h_i повністю визначає геометрію корпусу циліндра. Тут d_i – діаметри,

z_i – висоти, h_i – товщини, футерувального шару і з'єднувального шва пайки.

При цьому параметр z_4 , який визначає довжину шва уздовж корпусу циліндра, набував наступних значень $z_4 = 14,5; 14,65; 20; 25; 40$ мм.

Зовнішнє навантаження було здійснено шляхом прикладання внутрішнього тиску, що дорівнює 10 МПа, і жорсткого затискання нижньої грані при $z = 0$. На рис. 56 представлений переріз корпусу гідроциліндра із зовнішніми навантаженнями.



Рисунок 56 – Переріз корпусу гідроциліндра із зовнішніми навантаженнями

Таблиця 13 – Конструктивні параметри корпусу гідроциліндра

| i | d_i , мм | z_i , мм | h_i , мм |
|-----|------------|------------|------------|
| 1 | 16 | 4 | 1,5 |
| 2 | 28 | 13 | 0,1 |
| 3 | 32 | 14,5 | - |
| 4 | 37 | var | - |
| 5 | 44 | 30 | - |
| 6 | - | 55 | - |

Фізико-механічні характеристики матеріалів, використовуваних у розрахунках НДС елементів корпусів гідроциліндрів, наведені в табл. 14.

Таблиця 14 – Фізико-механічні характеристики матеріалів

| Область корпусу гідроциліндра | Модуль пружності E , МПа | Коефіцієнт Пуассона ν |
|------------------------------------|----------------------------|---------------------------|
| Сталь (область 1, 2, див. рис. 55) | $2 \cdot 10^5$ | 0.29 |
| Мідь (область 3, див. рис. 55) | $1,1 \cdot 10^5$ | 0.32 |
| Акрил (область 4, див. рис. 55) | $3 \cdot 10^3$ | 0.39 |

Для проведення розрахунків були побудовані скінченно-елементні моделі, які налічували, залежно від довжини шва, від 63 до 90 тис. елементів (задачі розглядалися в осесиметричній постановці). На рис. 57 представлені фрагменти скінченно-елементних сіток для моделей з різними значеннями z_4 (14,5 мм і 14,65 мм) поблизу з'єднувального шва.

У результаті проведення низки досліджень із

варіювання довжини з'єднувального шва були отримані максимальні еквівалентні напруження за von Mises ($\sigma_{\text{екв, max}}$) і переміщення в елементах корпусу гідроциліндра.

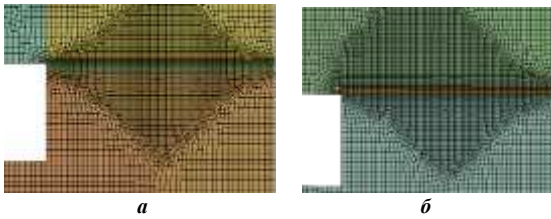


Рисунок 57 – Скінченно-елементна сітка поблизу шва:
а – при $z_4 = 14,5$ мм; б – при $z_4 = 14,65$ мм

У табл. 15 і на рис. 58 наведені значення потрібних величин, максимальних еквівалентних напружень за von Mises (у МПа) в елементах корпусу гідроциліндра і характер зміни максимальних

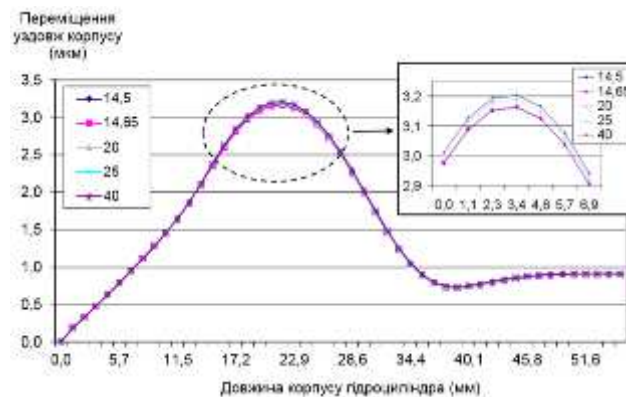


Рисунок 58 – Повні переміщення уздовж зовнішньої кромки корпусу (у мкм)

Отримані значення напружень були узяті з основної частини матеріалу елементів корпусів гідроциліндра, оскільки в силу геометричної форми корпусу в результаті прикладання навантаження виникають концентратори напружень, значення в яких перевищують у рази, а то і на порядки номінальні. Концентратори напружень для деяких розрахункових схем представлені на рис. 59. Розгляд напружень у місцях концентрації вимагає проведення додаткових досліджень; так, варіювання розміром скінченного елемента може привести до істотних змін рівня отримуваних у розрахунках напружень.

З розгляду отриманих напружень видно, що в елементах корпусу гільзи та у футерувальному шарі вони практично однакові для усіх розрахункових моделей. Проте, з аналізу отриманих напружень, які виникають у з'єднувальному шві, видно, що для першої розрахункової схеми (при $z_4 = 14,5$ мм) напруження найбільші, а для другої (при $z_4 = 14,65$ мм) – найменші, для інших же моделей напруження показали мінімальний розкид між собою. З аналізу отриманих переміщень можна зробити висновок, що переміщення уздовж зовнішньої кромки корпусу практично однакові для усіх розрахункових схем.

Аналіз отриманих результатів дослідження паяних корпусів гідроциліндрів при різних дов-

повних переміщень уздовж зовнішньої кромки стінки корпусу гідроциліндра, в мкм, відповідно.

Таблиця 15 – Визначені розрахунковим шляхом значення еквівалентних напружень за von Mises, $\sigma_{\text{екв, max}}$, МПа, в елементах корпусу гідроциліндра

| № розр. схеми | Значення z_4 , мм | $\sigma_{\text{екв, max}}$, МПа | | |
|---------------|---------------------|----------------------------------|-----------------------|---------------|
| | | в з'єд. шві | у футерувальному шарі | в гільзі, МПа |
| 1 | 14,5 | 28,6 | 4,779 | 45,64 |
| 2 | 14,65 | 17,1 | 4,780 | 45,69 |
| 3 | 20 | 22,8 | 4,783 | 46,09 |
| 4 | 25 | 23,1 | 4,784 | 46,31 |
| 5 | 40 | 23,2 | 4,782 | 46,31 |

жинах паяного з'єднувального шва кришки і гільзи дає можливість зробити висновок: довжина шва практично не впливає на характер переміщень, які виникають в усьому корпусі гідроциліндра, а також на напружений стан корпусу в цілому. Аналогічні висновки відносно НДС корпусів гідроциліндра були отримані іншими авторами.

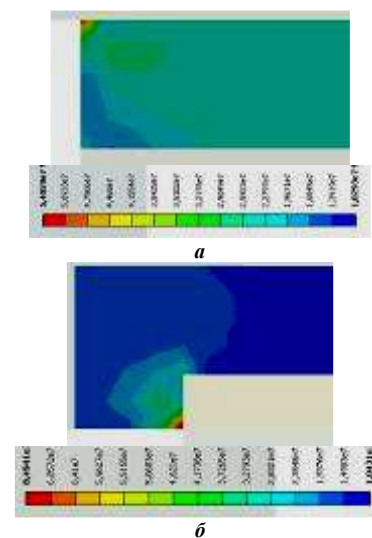


Рисунок 59 – Розподіл еквівалентних напружень у районі концентратора: а – перша розрахункова схема; б – друга розрахункова схема

Також здійснене розрахунково-експериментальні дослідження корпусів гідроциліндра. Для цього дослідження було залучено результати сторонніх досліджень інших авторів, у ході яких розглядалися переміщення корпусу гідроциліндра під дією навантаження і напруження на його поверхні. У ході проведення експериментальних досліджень для побудови моделі корпусу гідроциліндра використовувався метод розширеної подоби. Цей метод полягає в побудові досліджуваної моделі з іншого матеріала, але при цьому виготовлена модель повинна залишатись геометрично подібною натуральній.

Основні вимоги, що пред'являються до матеріалу, полягають в тому, що при заданих умовах навантаження характеристики не виходять за межі пружної поведінки, оскільки моделювання непружної поведінки матеріалу призводить до певних труднощів. Далі були введені коефіцієнти подібності, які дали можливість провести зв'язок між натурним об'єктом і макетом. На рис. 60 представлені гідроциліндри і елементи системи механізації.

Для проведення експерименту був побудований макет у повній відповідності з існуючою натуральною конструкцією корпусу гідроциліндра в масштабі 2:1.

Як матеріал було вибрано оргскло, вибір даного матеріалу дав змогу забезпечити лінійну залежність напружень в досліджуваному діапазоні внутрішнього тиску повітря (характеристики ма-

теріалу $E = 2,7 \cdot 10^4$ МПа, $\nu = 0,35$).

Навантаження здійснювалося шляхом подачі повітря під тиском у робочу порожнину корпусу гідроциліндра. Переміщення деяких точок на поверхні корпусу гідроциліндра вимірювалося за допомогою індикаторів переміщення стрілочного типу 1МІГ.

Для порівняння отриманих експериментальних даних, які описують радіальні переміщення уздовж твірної корпусу гідроциліндра, були проведені чисельні дослідження моделі, яка описує макет корпусу гідроциліндра в експериментальному дослідженні. На рис. 61 представлені радіальні переміщення за підсумками експериментальних і чисельних досліджень, перелічені на натуру, при різноманітному тиску 2÷10 МПа (з кроком 2 МПа).



Рисунок 60 – Гідроциліндри і елементи системи механізації

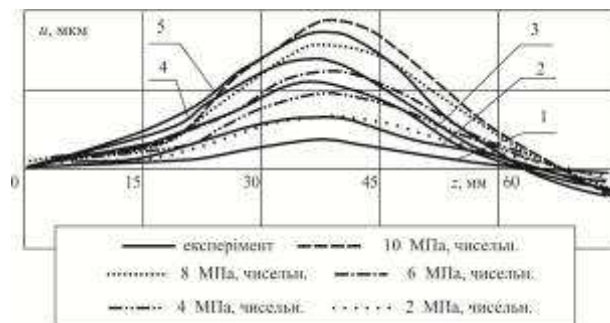


Рисунок 61 – Переміщення уздовж твірної корпусу гідроциліндра

Видно, що результати знаходяться у задовільній відповідності за характером розподілу і за величинами. Так, максимальні значення за даними, з одного боку, експерименту, а з іншого боку, – чисельних досліджень, різняться на величину 3÷5%.

Важливо, що відмітні риси, експериментально виявлені в розподілах переміщень (зокрема, хвилеподібний характер зростання з єдиним максимумом, наявність від'ємних радіальних переміщень на незакріпленому краю корпусу), присутні також і в даних, отриманих чисельно. Це свідчить про адекватність математичної моделі, оскільки результати, одержані за її допомогою, збігаються не тільки за величинами, але і за розподілами, а також, що особливо важливо, – за тенденціями зміни розв'язків при варіюванні тих чи інших параметрів.

Висновки.

1. У роботі описано методологію розрахунково-експериментального аналізу напружено-

деформованого стану високонавантажених елементів задля забезпечення світового рівня технічних і тактико-технічних характеристик машин цивільного та військового призначення. Вона поєднує, з одного боку, аналіз НДС різними експериментальними методами, а з іншого – чисельно-аналітичними засобами. У результаті різко підвищується, по-перше, достовірність результатів такого аналізу, а по-друге – ефективність проектно-технологічних рішень.

2. Організоване згідно розробленої методології дослідження забезпечує принципові переваги при створенні цивільної та військової техніки із основними технічними і тактико-технічними характеристиками на світовому рівні, у т. ч. – міцність та довговічність.

3. Можливості розробленої методології проілюстровані на прикладі елементів двигунів, радіальної гідрооб'ємної передачі, а також силових

гідроциліндрів. Результати здійснених досліджень покладені в основу при обґрунтуванні прогресивних технічних рішень об'єктів подібного типу.

Список літератури

1. Tkachuk M.M., Grabovskiy A., Alokhin V., Tkachuk M.A., Vasiliev A. Sustainable Development of Transport Objects Through the Implementation of Industry 4.0 and Industry 5.0 Technologies. Pages 95-116. In: Marchenko, A., Koruba, Z. (eds) Decarbonization of Transport Energy Installations in the Context of Sustainable Development Strategies. Studies in Systems, Decision and Control. Springer. Cham. 2025. Vol 635. https://doi.org/10.1007/978-3-032-05884-3_6
2. Stark R., Seliger G., Jé. Bonvoisin. Sustainable Manufacturing: Challenges, Solutions and Implementation Perspectives. Springer. 2017. P. 283. DOI 10.1007/978-3-319-48514-0
3. *Електронний ресурс*. <https://www.gm.com/commitments/sustainability>
4. Bhamra, T. and Hernandez, R.J. Thirty years of design for sustainability: an evolution of research, policy and practice. *Design Science*. 2021. 7. p. e2. DOI 10.1017/dsj.2021.2.
5. Industry 4.0 vs. Industry 5.0: Co-existence, Transition, or a Hybrid. Mariia Golovianko et al. *Procedia Computer Science* 217. 2023. P. 102–113. <https://doi.org/10.1016/j.procs.2022.12.206https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877050922022840>
6. From Industry 4.0 towards Industry 5.0: A Review and Analysis of Paradigm Shift for the People, Organization and Technology. M. Crnjac Zizic, M. Mladineo, N. Gjeldum, L. Celent. *Energies*. 2022. 15(14), 5221. <https://doi.org/10.3390/en15145221>
7. Tkachuk, M.A., Kravchenko, S. O., Grabovskiy, A., Tkachuk, M. M., Vasiliev, A., Novikov, M. & Subbotina, V. Complex Technologies for Reinforcing Stressed Machine Components. Pages 183-203. In: Marchenko, A., Koruba, Z. (eds) Decarbonization of Transport Energy Installations in the Context of Sustainable Development Strategies. Studies in Systems, Decision and Control. 2025. – Vol 635. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-032-05884-3_10
8. Ткачук М. А., Новіков М. К., Ткачук М. М., Грабовський А. В., Паккі Г. В., Ткачук Г. В., Подрза С. М., Дерев'янкін П. П. Напрямки та етапи проєктно-технологічного забезпечення підвищених характеристик турботандерних електростанцій. *Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Сер.: Машинознавство та САПР: зб. наук. пр.* Харків : НТУ "ХПІ". 2023. – № 2. – С. 106–112. <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/72438>.
9. Postelnyk, H. O., Pinchuk, N. V., Meylekhov, A. A., Zhadko, M. A., Andreev, A. A., & Stolbovoy, V. A. Influence of Bias Potential Magnitude on Structural Engineering of ZrN-Based Vacuum-Arc Coatings. *Physics and Chemistry of Solid State*. 2021. 22(1). 66-72. DOI: 10.15330/PCSS.22.1.66-72.
10. Sobol', O., Dur, O. Structural Engineering of Nanocomposite Coatings Based on Tungsten and Titanium Carbides. In: Ivanov, V., Trojanowska, J., Pavlenko, I., Zajac, J., Peraković, D. (eds). *Advances in Design, Simulation and Manufacturing III. DSMIE 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. – 2020. DOI: 10.1007/978-3-030-50794-7_54.
11. Bourebia M., Laouar L., Hamadache H., Dominiak S. Improvement of surface finish by ball burnishing: approach by fractal dimension. *Surface Engineering*. – 2017. – 33(4). 255-262. DOI: 10.1080/02670844.2016.1232778.
12. Schalk, N., Tkadletz, M., Mitterer, C. Hard coatings for cutting applications: Physical vs. chemical vapordeposition and future challenges for the coatings community. *Surface and Coatings Technology*. 2022. – 429. – 27949. DOI:10.1016/j.surfcoat.2021.127949
13. Maksakova, O., Pogrebnyak and others. Study of advanced nanoscale ZrN/CrN multilayer coatings. *EastEuropean Journal of Physics*. 2019. – № 2. – P. 27–32. DOI:10.26565/2312-4334-2019-2-04
14. Martin, J., Leone, P., Nomine, A., Veys-Renaux, D., Henrion, G., Belmonte, T. Influence of electrolyte ageing on the plasma electrolytic oxidation of aluminium. *Surf Coat Technol*. 2015. 269. 36–46. DOI: 10.1016/j.surfcoat.2014.11.001.
15. Чепков І.Б., Олійник І.І., Коробченко С.О. Процесний підхід в управлінні повним життєвим циклом озброєння та військової техніки на засадах програмно-проєктного менеджменту. *Озброєння та військова техніка*. 2021. №4. С. 3–1
16. Бісик С. Експериментальні дослідження вибухового навантаження макета корпусу бойової броньованої машини. *Collection of Scientific Papers «ΛΟΓΟΣ»*, (August 12, 2022; Zurich, Switzerland). P.78–83.
17. Barber J.R. Contact Mechanics. *Solid Mechanics and Its Applications #250*. Springer International Publishing, – 2019. – 585 p.
18. Berge R. L., Berre I., Keilegavlen E., Nordbotten J. M., Wohlmuth B. Finite volume discretization for poroelastic media with fractures modeled by contact mechanics. *Journal for Numerical Methods in Engineering*. Feb 2020. Vol. 121. Issue 4. P. 571-777. <https://doi.org/10.48550/arXiv.1904.11916>
19. Serednytska Kh.I., Martynyak R.M. Contact of the Faces of an Interface Thermally Insulated Crack Under Thermomechanical Loading. *Materials Science*. 2021. 57. Pages173–179. DOI:10.1007/s11003-021-00528-z
20. Li Q., Pohrt R., Lyashenko I. A., Popov V. L. Boundary element method for nonadhesive and adhesive contacts of a coated elastic half-space. *Proc. Inst.Mech. Eng.* 2019. J 234. P. 73–83. <https://doi.org/10.48550/arXiv.1807.01885>
21. Ciavarella, M., Joe, J., Papangelo, A., Barber, J. R. The role of adhesion in contact mechanics. *Journal of the Royal Society Interface*. 2019. 16(151). DOI:10.1098/rsif.2018.0738
22. Joe, J., Thouless, M. D., Barber, J. R. (2018). Effect of roughness on the adhesive tractions between contacting bodies. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*. 1. 18. P. 365–373. <https://doi.org/10.1016/j.jmps.2018.06.005>
23. Pandey S., Muniyappa A. Experimental Investigations to Analyze Surface Contact Fatigue Wear by Using a Dynamic Response of the Roller Bearing System. *Research Square*. –2021. DOI: 10.21203/rs.3.rs-219458/v1
24. Geffroy S., Wegner S., Gels S., Schmitz K. Experimental Investigation of New Design Concepts for the Tribological Contact between the Valve Plate and the Cylinder Block in Axial Piston Machines. *Proc. of the 17-th Scand. Int. Conf. on Fluid Power, SICFP'21*, Linköping, Sweden. DOI: <https://doi.org/10.3384/ecp182p104>
25. Tkachuk, M., Lvov, G., Kravchenko, S., Moiseiev, S., Novikov, M., Bumiashev, A., Pakki, G., Podrieza, S. Substantiating promising technical solutions for turbo- expander power plants based on the research into working processes and states. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2023. Vol. 4, 7(124). P. 98–105. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.28586>
26. Marchenko A., Tkachuk M.A., Kravchenko S., Tkachuk M.M., Parsadanov I. Experimental Tests of Discrete Strengthened Elements of Machine-Building Structures. In: Tonkonogiy V. et al. (eds) *Advanced Manufacturing Processes. InterPartner 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. 2020. P. 559-569. https://link.springer.com/chapter/10.1007%2F978-3-030-40724-7_57
27. Грабовський А. В., Ткачук М. А., Дьоміна Н. А., Ткачук Г. В., Іщенко О. А., Волошина І. О., Третяк В. В. Розрахунково-експериментальне дослідження контактної взаємодії тіл із поверхнями близької форми. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія: Машинознавство та САПР*. 2021. №1. С. 23–32. <http://misapr.khpi.edu.ua/article/view/232447>
28. Кравченко С. О., Ткачук М. А., Грабовський А. В., Веретельник О. В., Ткачук М. М., Гречка І. П., Васильєв А. Ю., Льюзний О. С., Чала Ю. С. Теоретико-експериментальне обґрунтування дискретно-континуальних методів змичнення на основі аналізу контактної взаємодії елементів машин військового та цивільного призначення. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія: Машинознавство та САПР*. –2021. № 1. С. 53–63. <http://misapr.khpi.edu.ua/article/view/230116>
29. Ткачук М. М., Гречка І. П., Ткачук М. А., Сериков В. І., Грабовський А. В., Пінчук Н. В., [та ін.] Інтегрована розрахунково-експериментальна технологія аналізу контактної взаємодії з урахуванням пружного проміжного шару. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР*. 2023. № 1. С. 131–151. <http://misapr.khpi.edu.ua/article/view/273735>
30. Кравченко С. О. *Забезпечення ресурсу ДВЗ шляхом застосу-*

вання дискретно-континуальних технологій зміцнення робочих поверхонь. Дис. д-ра техн. наук за спеціальністю 05.05.03 Двигуни та енергетичні установки. Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, 2018.

31. Аврунин Г.А., Кабаненко И.В., Хавиль В.В., Истратов А.В. и др. Объемная гидроредукция с шариковыми поршнями ГОИ-900: характеристики и технический уровень. *Механика та машинобудування*. 2004. №1. С.14–21.

References (transliterated)

1. Tkachuk, M.M., Grabovskiy, A., Alokhin, V., Tkachuk, M.A., Vasiliev, A. (2025). Sustainable Development of Transport Objects Through the Implementation of Industry 4.0 and Industry 5.0 Technologies. P. 95-116. In: Marchenko, A., Koruba, Z. (eds) Decarbonization of Transport Energy Installations in the Context of Sustainable Development Strategies. Studies in Systems, Decision and Control. Springer, Cham, vol 635. https://doi.org/10.1007/978-3-032-05884-3_6
2. Rainer Stark, Günther Seliger, Jérémy Bonvoisin. (2017). Sustainable Manufacturing: Challenges, Solutions and Implementation Perspectives. Springer, p. 283. DOI 10.1007/978-3-319-48514-0
3. *Elektronnyi resurs*: <https://www.gm.com/commitments/sustainability>
4. Bhamra, T. and Hernandez, R.J. (2021). Thirty years of design for sustainability: an evolution of research, policy and practice. *Design Science*, 7, pp. e2. DOI 10.1017/dsj.2021.2.
5. Industry 4.0 vs. Industry 5.0: Co-existence, Transition, or a Hybrid. Mariia Golovianko et al. *Procedia Computer Science* 217, 2023, 102–113. <https://doi.org/10.1016/j.procs.2022.12.206>; <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877050922022840>
6. Crnjac Zizic M., Mladineo M., Gjeldum N., Celent L. (2022). From Industry 4.0 towards Industry 5.0: A Review and Analysis of Paradigm Shift for the People, Organization and Technology. *Energies*, 15(14), pp. 5221. <https://doi.org/10.3390/en15145221>
7. Tkachuk, M.A., Kravchenko, S. O., Grabovskiy, A., Tkachuk, M. M., Vasiliev, A., Novikov, M. & Subbotina, V. (2025). Complex Technologies for Reinforcing Stressed Machine Components. P. 183-203. In: Marchenko, A., Koruba, Z. (eds) Decarbonization of Transport Energy Installations in the Context of Sustainable Development Strategies. Studies in Systems, Decision and Control, vol 635. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-032-05884-3_10
8. Tkachuk M. A., Novikov M. K., Tkachuk M. M., Hrabovskiy A. V., Pakki H. V., Tkachuk H. V., Podrieza S. M., Dereviankin R. P. (2023). Napriamky ta etapy proiektno-tekhnolohichnogo zabezpechennia pidvyshchenykh kharakterystyk turbodetandernykh elektrostantsii [Directions and stages of design and technological support for increased characteristics of turboexpander power plants]. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnogo universytetu «KhPI», seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR*, No 2, pp. 106-112. <https://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/72438>.
9. Postelnyk H. O., Pinchuk N. V., Meylekhov A. A., Zhadko M. A., Andreev A. A., Stolbovoy V. A. (2021). Influence of Bias Potential Magnitude on Structural Engineering of ZrN-Based Vacuum-Arc Coatings. *Physics and Chemistry of Solid State*, 22(1), pp. 66-72. DOI: 10.15330/PCSS.22.1.66-72.
10. Sobol' O., Dur O. (2020). Structural Engineering of Nanocomposite Coatings Based on Tungsten and Titanium Carbides. In: Ivanov, V., Trojanowska, J., Pavlenko, I., Zajac, J., Peraković, D. (eds) *Advances in Design, Simulation and Manufacturing III. DSMIE 2020. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham, DOI: 10.1007/978-3-030-50794-7_54.
11. Bourebia M., Laouar L., Hamadache H., Dominiak S. (2017). Improvement of surface finish by ball burnishing: approach by fractal dimension. *Surface Engineering*; 33(4):255-262. DOI: 10.1080/02670844.2016.1232778.
12. Schalk N., Tkadletz M., Mitterer C. (2022). Hard coatings for cutting applications: Physical vs. chemical vapordeposition and future challenges for the coatings community. *Surface and Coatings Technology*, 429, 27949. DOI:10.1016/j.surfcoat.2021.127949
13. Maksakova O., Pogrebnyak and others. (2019). Study of advanced nanoscale ZrN/CrN multilayer coatings. *East European Journal of Physics*, 2, pp. 27–32. DOI:10.26565/2312-4334-2019-2-04
14. Martin J., Leone P., Nomine A., Veys-Renaux D., Henrion G., Belmonte T. (2015). Influence of electrolyte ageing on the plasma electrolytic oxidation of aluminium. *Surf Coat Technol.*, 269, 36–46. DOI: 10.1016/j.surfcoat.2014.11.001.
15. Chepkov I .B., Oliinyk I. I., Korobchenko S. O. (2021). Protseynyi pidkhid v upravlinni povnym zhyttievym tsyklom ozbroiennia ta viiskovoi tekhniki na zasadakh prohramno-proiektnoho menedzhmentu [Process approach to managing the life cycle of production and military equipment in the areas of software and project management]. *Ozbroiennia ta viiskova tekhnika*, no. 4. С. 3-11.
16. Bisyk S. (2022). Eksperymentalni doslidzhennia vybukhovoho navantazhennia maketa korpusu boiovoi bronovanoi mashyny [Experimental investigation of vibukhovoyvantazheniya model of the hull of an armored combat vehicle]. *Collection of Scientific Papers «АЛОГОΣ»*, (August 12, 2022; Zurich, Switzerland), p.78–83.
17. Barber J.R. *Contact Mechanics. Solid Mechanics and Its Applications #250*. Springer International Publishing, 2019. 585 p.
18. Berge R. L., Berre I., Keilegavlen E., Nordbotten J. M., Wohlmuth B. (2020). Finite volume discretization for poroelastic media with fractures modeled by contact mechanics. *Journal for Numerical Methods in Engineering*, Feb 2020, vol. 121, iss. 4, pp. 571-777. <https://doi.org/10.48550/arXiv.1904.11916>
19. Serednytska Kh.I., Martynyak R.M. (2021). Contact of the Faces of an Interface Thermally Insulated Crack Under Thermomechanical Loading. *Materials Science*, vol. 57, pp. 173–179. DOI:10.1007/s11003-021-00528-z
20. Li Q., Pohrt R., Lyashenko I. A., Popov V. L. Boundary element method for nonadhesive and adhesive contacts of a coated elastic half-space. *Proc. Inst.Mech. Eng.* 2019, J 234, 73–83. <https://doi.org/10.48550/arXiv.1807.01885>
21. Ciavarella M., Joe J., Papangelo A., Barber J. R. (2019). The role of adhesion in contact mechanics. *Journal of the Royal Society Interface*, vol. 16(151). DOI:10.1098/rsif.2018.0738
22. Joe J., Thouless M. D., Barber J. R. (2018). Effect of roughness on the adhesive tractions between contacting bodies. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, (1), vol. 118, pp. 365–373. <https://doi.org/10.1016/j.jmps.2018.06.005>
23. Pandey S., Muniyappa A. (2021). Experimental Investigations to Analyze Surface Contact Fatigue Wear by Using a Dynamic Response of the Roller Bearing System. *Research Square*, DOI: 10.21203/rs.3.rs-219458/v1
24. Geffroy S., Wegner S., Gels S., Schmitz K. (2021). Experimental Investigation of New Design Concepts for the Tribological Contact between the Valve Plate and the Cylinder Block in Axial Piston Machines. *Proc. of the 17:th Scand. Int. Conf. on Fluid Power, SICFP'21*, Linköping, Sweden. DOI: <https://doi.org/10.3384/ecp182p104>
25. Tkachuk M., Lvov G., Kravchenko S., Moiseiev S., Novikov M., Burniashev A., Pakki G., Podrieza S. (2023). Substantiating promising technical solutions for turboexpander power plants based on the research into working processes and states. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, vol. 4, 7(124), pp. 98–105. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.28586>
26. Marchenko A., Tkachuk M.A., Kravchenko S., Tkachuk M.M., Parsadanov I. (2020). Experimental Tests of Discrete Strengthened Elements of Machine-Building Structures. In: Tonkonogyi V. et al. (eds) *Advanced Manufacturing Processes. InterPartner 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham, pp. 559-569. https://link.springer.com/chapter/10.1007%2F978-3-030-40724-7_57
27. Hrabovskiy A. V., Tkachuk M. A., Domina N. A., Tkachuk H. V., Ishchenko O. A., Voloshyna I. O., Tretiak V. V. (2021). Rozrakhunkovo-eksperymentalne doslidzhennia kontaktnoi vzaiemodii til iz poverkhniami blyzkoi formy

- [Rosarchunkovo-experimental investigation of the contact interaction of bodies with surfaces of similar shape]. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI», seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 1, pp. 23-32. <http://misapr.khpi.edu.ua/article/view/232447>
28. Kravchenko S. O., Tkachuk M. A., Hrabovskiy A. V., Veretelnyk O. V., Tkachuk M. M., Hrechka I. P., Vasyliiev A. Yu., Loznyi O. S., Chala Yu. C. (2021). Teoretyko-eksperymentalne obgruntuvannya dyskretno-kontynualnykh metodiv zmitsnennia na osnovi analizu kontaktnoi vzaiemodii elementiv mashyn viiskovoho ta tsyvilnoho pryznachennia [Theoretical and experimental substantiation of discrete-continuous strengthening methods based on the analysis of contact interaction of elements of military and civil vehicles]. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI», seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 1, pp. 53-63. <http://misapr.khpi.edu.ua/article/view/230116>
29. Tkachuk M. M., Hrechka I. P., Tkachuk M. A., Sierykov V. I., Hrabovskiy A. V., Pinchuk N. V., [ta in.] (2023). Intehrovana rozrakhunkova-eksperymentalna tekhnolohiia analizu kontaktnoi vzaiemodii z urakhuvanniam pruzhnogo promizhnogo sharu [Integrated computational-experimental technology for analyzing contact interaction taking into account the elastic intermediate layer]. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI», seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR*, no. 1, pp. 131-151. <http://misapr.khpi.edu.ua/article/view/273735>
30. Kravchenko S. O. *Zabezpechennia resursu DVZ shliakhom zastosuvannia dyskretno-kontynualnykh tekhnolohii zmitsnennia robochykh poverkhon* [Ensuring the service life of internal combustion engines by applying discrete-continuous technologies for strengthening working surfaces]. Dys. d-ra tekhn. nauk za spetsialnistiu 05.05.03 Dvyhuny ta enerhetychni ustanovky. Natsionalnyi tekhnichni universytet «Kharkivskiy politekhnichnyi instytut», Kharkiv, 2018.
31. Avrunyn H.A., Kabanenko Y.V., Khavyl V.V., Ystratov A.V. y dr. (2004). Ob'ємnaia hydroperedacha s sharykovym porshniamy НОР-900: kharakterystyky u tekhnicheskoy uroven. *Mekhanika ta mashynobuduvannia*, no. 1, pp.14–21.

Надійшла (received) 20.12.2026
Стаття прийнята до друку 20.04.2026
Опублікована 28.04.2026

Відомості про авторів / About the Authors

Ткачук Ганна Володимирівна / Tkachuk Ganna – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, старший науковий співробітник кафедри «Інформаційні технології та системи колісних і гусеничних машин ім. О. О. Морозова», Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: TkachuckAV@tmm-sapr.org; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0435-1847>.

Бібік Дмитро Вікторович / Bibik Dmytro – кандидат технічних наук, науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна. ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3896-699X>.

Веретельник Олег Вікторович / Veretelnyk Oleg – кандидат технічних наук, науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: veretelnyk.oleg@gmail.com; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4174-8213>

Кравченко Сергій Олександрович / Kravchenko Sergiy – доктор технічних наук, провідний науковий співробітник кафедри двигунів та гібридних енергетичних установок, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2882-7814>, e-mail: dvs.khpi2016@gmail.com ID Scopus: 57281194900

Марусенко Світлана Іванівна / Marusenko Svitlana – науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: svivmar@ukr.net; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1340-5491>

Субботіна Валерія Валеріївна / Subbotina Valeria – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувачка кафедри «Матеріалознавство»; м. Харків, Україна; тел.: 067-933-20-68; e-mail: subbotina.valeri@gmail.com, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3882-0368>

Альошін Віталій Ігорович / Alyohin Vitalii – канд. техн. наук, докторант кафедри «Двигуни та гібридні енергетичні установки», Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6290-5994>

Дьоміна Наталя Анатоліївна / Domina Natalia – кандидат технічних наук, доцент, завідувачка кафедри вищої математики і фізики, Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного, м. Запоріжжя, Україна, e-mail: natalia.domina@tsatu.edu.ua; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-1118-1834>

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 «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5295-3925>; e-mail: SerikovVI@tmm-sapr.org

Протасенко Тетяна Олександрівна / Protasenko Tetiana – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Матеріалознавство», м. Харків, Україна; ORCID: 0000-0002-5207-7478, e-mail: Tetiana.Protasenko@khpi.edu.ua

Гречка Ірина Павлівна / Hrechka Iryna – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4907-9170>; e-mail: girinap7@gmail.com

Льозний Олег Сергійович / Loznyi Oleg – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID : <https://orcid.org/0009-0001-1122-9068> e-mail: s1708@tmmsapr.org

*М. А. ТКАЧУК, А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, М. М. ТКАЧУК, А. Ю. ВАСИЛЬЄВ, А. М. КОБА,
В. В. ТРОЦЕНКО, Д. В. КИСЛИЦЯ, А. В. НАБΟКОВ, О. М. РІКУНОВ, О. Є. ШАТАЛОВ,
В. О. КАРПОВ, А. С. БОГАЧ*

МЕТОДОЛОГІЯ ПРОЄКТНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ БРОНЕКОРПУСІВ ЛЕГКОБРОНЬОВАНИХ МАШИН ІЗ НЕТРАДИЦІЙНИХ, ПОВЕРХНЕВО ЗМІЦНЕНИХ МАТЕРІАЛІВ ТА КОМПОЗИЦІЙ

У роботі розроблено новий підхід до аналізу напружено-деформованого стану бронекорпусів легкоброньованих машин із нетрадиційних, поверхнево зміцнених матеріалів та композицій. На основі розрахунково-експериментальних та розрахунково-розрахункових досліджень пропонується створювати експрес-моделі напружено-деформованого стану цих бронекорпусів. Зокрема, розглядаються багатшарові композиції «сталь – кераміка – сталь», «сталь – тканий матеріал» із різним чергуванням шарів із властивостями, які визначають певні службові характеристики бронекорпусу. Мова йде про балістичну, протимінну та протигуламкову (вторинні уламки) стійкість. Крім того, до уваги беруться критерії міцності, жорсткості та стійкості бронекорпусів легкоброньованих машин. Зокрема, ці характеристики впливають на динамічну збудливість від дії реактивних сил віддачі при здійсненні пострілів із високотемпової зброї, у тому числі – малокаліберних автоматичних гармат. Також важливим є вплив на збурення у каналі наведення і стабілізації озброєння, які виникають внаслідок деформування бронекорпусів. Із точки зору стійкості становить інтерес дія надлишкового тиску ударної хвилі від вибухів фугасних зарядів на бронекорпус. У кінцевому результаті бронекорпус має виконувати ще й опорну функцію для усіх систем і агрегатів легкоброньованої машини. Таким чином, виникає проблема здійснення великого обсягу проєктних розрахунків задля обґрунтування прогресивних технічних рішень бронекорпусів із нетрадиційних, поверхнево зміцнених матеріалів та композицій. При цьому виникає проблема побудови розрахункових моделей напружено-деформованого стану таких бронекорпусів за критерієм збалансованості точності та термінів здійснення багатоваріантних розрахунків. Із залученням узагальненого параметричного моделювання пропонується визначити прийнятні експрес-моделі із нетрадиційних, поверхнево зміцнених матеріалів та композицій. Тобто будуватиметься така експрес-модель, яка задовольняє вимоги точності результатів та тривалості розрахунків. Вона створює можливості на перших етапах проєктних досліджень досягти прогресу у задоволенні конкуруючих вимог до бронекорпусів легкоброньованих машин із підвищеними тактико-технічними характеристиками.

Ключові слова: бронекорпус, легкоброньована машина, напружено-деформований стан, експрес-модель, міцність, жорсткість, точність ведення вогню, композит, проєктування

*М. А. ТКАЧУК, А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, М. М. ТКАЧУК, А. ВАСИЛЬЄВ, А. КОБА, В. ТРОЦЕНКО,
Д. КИСЛИЦЯ, А. НАБΟКОВ, О. РІКУНОВ, О. ШАТАЛОВ, В. КАРПОВ, А. БОГАЧ*

METHODOLOGY OF DESIGN RESEARCH OF ARMORED HULLS OF LIGHTLY ARMORED VEHICLES MADE OF UNCONVENTIONAL, SURFACE-HARDENED MATERIALS AND COMPOSITIONS

The work develops a new approach to the analysis of the stress-strain state of armored hulls of lightly armored vehicles made of unconventional, surface-hardened materials and compositions. Based on computational-experimental and computational-calculation studies, it is proposed to create express models of the stress-strain state of these armored hulls. In particular, multilayer compositions "steel-ceramics-steel", "steel-woven material" with different alternation of layers with properties that determine certain service characteristics of the armored hull are considered. We are talking about ballistic, anti-mine and anti-fragmentation (secondary fragments) resistance. In addition, the criteria for strength, rigidity and stability of armored hulls of lightly armored vehicles are taken into account. In particular, these characteristics affect the dynamic excitability from the action of reactive recoil forces when firing from high-speed weapons, including small-caliber automatic guns. Also important is the impact on disturbances in the guidance and stabilization channels of weapons that arise as a result of deformation of armored hulls. From the point of view of stability, the effect of excess pressure of the shock wave from explosions of high-explosive charges on the armored hull is of interest. Ultimately, the armored hull must also perform a supporting function for all systems and assemblies of a lightly armored vehicle. Thus, the problem arises of performing a large volume of design calculations to substantiate progressive technical solutions for armored hulls made of unconventional, surface-hardened materials and compositions. At the same time, the problem arises of constructing computational models of the stress-strain state of such armored hulls based on the criterion of balancing the accuracy and timing of multivariate calculations. With the involvement of generalized parametric modeling, it is proposed to determine acceptable express models from unconventional, surface-strengthened materials and compositions. That is, an express model is being built that meets the requirements for the accuracy of results and the duration of calculations. It creates opportunities at the first stages of design research to achieve progress in meeting competing requirements for armored hulls of lightly armored vehicles with increased tactical and technical characteristics.

Keywords: armored hull, lightly armored vehicle, stress-strain state, express model, strength, stiffness, accuracy of fire, composite, design

Вступ. Практика бойових дій 2022–2026 рр. проти країни-агресора виявила низку особливостей, зокрема, стосовно застосування бронетехніки.

По-перше, це різка зміна засобів ураження та доставки боеприпасів до бойових броньованих машин противника. Тобто, виник «пролом» у традиційних варіантах технічних рішень бронекорпусів бойових броньованих машин із залученням відомих бронесталей, кольорових металів, кераміки, пластиків та композитних структур на їх основі.

По-друге, це різке зниження ефективності застосування традиційних зразків озброєння (танкові гармати, малокаліберні автоматичні гармати, кулемети тощо) внаслідок зламу загальноприйнятих тактичних прийомів при веденні бойових дій, у т.ч. – із-за підвищеної уразливості бронемашин (див. вище) в умовах, що на сьогодні

© М. А. Ткачук, А. В. Грабовський, М. М. Ткачук, А. Ю. Васильєв, А. М. Коба, В. В. Троценко, Д. В. Кислиця, А. В. Набоков, О. М. Рікунов, О. Є. Шаталов, В. О. Карпов, А. С. Богач, 2026

склалися.

По-третє, більш рельєфно проступили проблеми із забезпеченням рухливості бойових броньованих машин, особливо – в ув'язці із вищезначеними зрушеннями у розрізі захищеності та вогневої міці. Дійсно, рухливість у сучасних умовах тісно пов'язана із захищеністю, і з вогневою міццю, і її неможливо розглядати ізольовано від них.

Врешті-решт, із одного боку, сформувалася ситуація «ідеального шторму» із точки зору традиційних концепцій забезпечення комплексу тактико-технічних характеристик бойових броньованих машин. З іншого боку, виникає нагальна необхідність у нових підходах до створення наступних поколінь бойових броньованих машин, які би задовольняли сучасним та перспективним вимогам до їхніх тактико-технічних характеристик.

Таким чином, злам у тактико-тактичних вимогах призводить до зламу у обґрунтуванні технічних рішень бойових броньованих машин, а відтак – у концепціях, моделях, методах та засобах проєктних досліджень, що покладаються в основу усіх етапів створення таких машин із високими тактико-технічними характеристиками.

Якщо розглядати проблему, що виникла, із системної точки зору, то бойова броньована машина потребує кардинальної зміни і двигуна, і рушія, і трансмісії, і бронекорпуса, і озброєння тощо. Більш того, усі ці (див. аргументацію вище) компоненти необхідно змінювати взаємоузгоджено у складі бойової броньованої машини як складної цілісної системи.

Першочерговим у множині проблемних елементів для будь-якої бойової броньованої машини є бронекорпус, оскільки він є її загальнокомпонувальним, силовим та захисним елементом. Особливо це стає актуальним для легкоброньованих машин.

Хронологічно традиційними технічними рішеннями бронекорпусів легкоброньованих машин були зварні конструкції із бронесталей, підсилені внутрішньою силовою структурою (БМП-1,2; БТР-60,70,80; БТР-3,4 та зарубіжні аналоги тощо). Із часом з'явилися альтернативні варіанти корпусів зі сплавів кольорових металів, посилені бронесталевими плитами (БМП-3, Бредлі тощо). Надалі технічні рішення еволюціонували («обростання» бронекорпусів керамічними зовнішніми накладками; застосування рознесених, комбінованих та композиційних захисних структур; залучення активного та динамічного захисту, розташованих ззовні; використання внутрішніх захисних протиуламкових засобів типу кевларовий підбій тощо).

Відповідно, уже склалися певні варіанти технічних рішень для бронекорпусів легкоброньованих машин. Проте, у сьогоднішніх умовах (а особливо – на перспективу) перелічені частинні технічні рішення не забезпечують комплексного вирішення зазначеної проблеми стосовно бронекорпусів легкоброньованих машин.

Отже, необхідно здійснювати пошук більш прогресивних та, звичайно, різноспрямованих комплексних рішень, причому (див. вище) із урахуванням поточної змінюваної множини критеріїв, вимог та обмежень. А для цього потрібно здійснювати серії багатоваріантних досліджень за варіювання багатьох параметрів. Існуючі ж моделі та засоби таких досліджень не забезпечують досягнення поставлених завдань. Більш того, важливо розробити новий загальний підхід до вирішення посталих проблем, маючи на увазі вищезазначену властивість різких змін вимог до проєктованих бойових броньованих машин.

Зокрема, увагу привертають способи побудови математичних і чисельних моделей напружено-деформованого стану бронекорпусів легкоброньованих машин, які набувають вигляду багатокомпонентних структур (бронесталі; сплави кольорових металів; кераміка; пластик; ткани, неткані та мережеві матеріали; поверхнево зміцнені та матеріали із покриттями тощо). При цьому побудова моделей властивостей окремих компонентів уже проблематична, а тим більше – їх композицій. А вони – конче необхідні, особливо – на перших етапах проєктних розробок. Отже, виникає проблема створення експрес-моделей, які мають властивість балансу точності та вимог до обчислювальних ресурсів.

На підвищення описаної проблеми спрямована ця робота.

Аналіз існуючих моделей і методів дослідження реакції тонкостінних конструкцій на дію навантажень. Як зазначено у роботі [1], «...бронекорпуси вітчизняних ЛБМ піддаються дії чинників ураження та силового збурення зі все зростаючою інтенсивністю. Враховуючи різноманітність діючих чинників ураження та їх природи, традиційні рішення бронекорпусів у вигляді просторової зварної конструкції із бронепанелей, виготовлених із гомогенних матеріалів, немає перспектив задоволення усіх вимог до міцності, захищеності, забезпечення привнесення малих збурень у системи наведення і стабілізації власного озброєння тощо. Природно, що у таких умовах привертають увагу альтернативні рішення, зокрема, – застосування композиційних матеріалів. Вони можуть бути різними за складом, структурою, порядком чергування шарів, технологією виготовлення тощо. Зокрема, у багатьох випадках можуть розглядатися як перспективні т.з. «сендвіч-бронепанелі», що містять композиції «сталь – кераміка – сталь», «сталь – пластик – сталь», «сталь – гума – сталь» та інші варіанти» [1].

Враховуючи відзначені обставини, а також те, що подібні підходи до проєктних рішень застосовуються в авіа-, цивільному транспортному машинобудуванні, то становлять інтерес методи розрахунку напружено-деформованого стану подібного типу конструкцій. Мова йде про конструктивні варіанти силових та захисних елементів різного призначення та походження.

Так, у [2] розглянуто принцип роботи

енергопоглинаючого елемента, який полягає у перетворенні кінетичної енергії, набутої в результаті вибуху, в енергію пластичної деформації матеріалу. Для оцінки та вибору елемента розроблено типовий алгоритм його оптимізації. Це дає можливість за допомогою якісних критеріїв при відомому значенні вибухового навантаження обрати раціональні параметри конструкції та матеріалу елемента, які будуть оптимальними для конкретної бойової броньованої машини.

Подібні ж питання розглянуті у роботах [3–14]. У цих роботах мова йде про міцність сплавів, конструкцій та методів їх розрахунку.

Аналіз робіт [2–14] свідчить, що значна увага для випадку транспортних засобів спеціального призначення приділяється питанням балістичного та протимінного захисту. Наприклад, у роботі [14] проведено експериментальні дослідження щодо визначення придатності пористих пресовок з алюмінієвих сплавів для використання у системах пасивної безпеки. Експерименти показали, що застосування зразків з максимальною пористістю дозволяє зменшити енергію удару на величину роботи їх пластичної деформації і руйнування. Порівняння ефективності спрацювання різних зразків продемонструвало, що здатність до поглинання енергії збільшується зі збільшенням пористості елемента [14].

Конструкції та матеріали такого типу можуть бути застосовані у т.ч. при забезпеченні захищеності бойових машин [15–17].

У роботі [18] здійснено моделювання проникнення бронебійних куль Б-32 калібру 12,7 мм у двошарову керамічно-композитну броню. Було проведено дослідження для бронеблоків двох конструкцій. Перша є шаром керамічних квадратних плиток, що спираються на скловолокно або поліамідну тканину. Моделювання та подальші балістичні випробування засвідчили, що утворюється конічна тріщина Герца, локалізована в керамічній плитці. Плитка руйнується від поширення радіальних тріщин, і весь броньовий блок стає нездатним витримувати повторне влучання кулі. У другому випадку бронеблок складається з дискретних циліндричних керамічних елементів, заповнених епоксидною смолою, зі сферичними кінцями. Перевагою такої «дискретної» броні є локалізація зони пошкодження і, таким чином, здатність витримувати багаторазові влучання кулі. Балістичні випробування порівнюваних бронеблоків засвідчили, що обидва забезпечують ефективний додатковий захист легкоброньованої техніки від нормального удару кулі калібру 12,7 мм [18].

У роботі [19] надані результати аналізу та систематизація основних причин, що призводять до виникнення дефектів у зварних корпусах бойових броньованих машин легкої категорії за масою та визначення основних напрямів їх попередження. Показано, що проблема підвищення якості та забезпечення відповідного рівня балістичної та протимінної стійкості зварних

бронекорпусів має комплексний характер, пов'язана зі зварністю застосовуваних на виробництві сталей, організацією та оснащенням зварювального виробництва та конструктивними особливостями корпусів низки вітчизняних броньованих машин.

Також становить інтерес дослідження шаруватих конструкцій.

Так, у [20] зазначено, що тонкостінні конструкції, елементами яких є пластини й оболонки з композитних матеріалів, все ширше застосовуються в різних галузях техніки. Зростаючі потреби практики та впровадження нових композитних матеріалів вимагають подальшого удосконалення методів розрахунку оболонкових конструкцій неоднорідної структури. Тому актуальною є проблема розробки адекватного методу аналізу поведінки оболонок, що виготовлені з композитних матеріалів багатшарової структури. Робота присвячена поширенню розробленого скінченно-елементного методу дослідження геометрично нелінійного деформування та стійкості пружних оболонок на задачі дослідження оболонок, матеріали шарів яких є композитами волокнистої структури. Для моделювання термопружних властивостей неоднорідного матеріалу оболонки застосовується метод структурування неоднорідностей матеріалу за товщиною і в плані оболонки за допомогою універсального просторового скінченного елемента. Визначення ефективних характеристик композитного матеріалу реалізується за структурними мікромеханічними параметрами його компонентів на основі відомих методик прогнозування пружних сталей для даної моделі композитного матеріалу. Багатшаровий скінченний елемент, створений в рамках розробленого підходу, призначений для дослідження тонких пружних оболонок як із традиційних, так і з композитних матеріалів. Наведено результати досліджень багатшарової композитної панелі з використанням різних мікромеханічних методик. Нова модифікація скінченного елемента, що розроблена, дає можливість достовірно, з прийнятною для інженерних розрахунків точністю, досліджувати напружено-деформований стан і стійкість багатшарових оболонок із волокнистих композитних матеріалів [20]. Тут визначення ефективних характеристик матеріалів спирається на застосування та розвитку базових теоретичних положень [21–27].

У роботі [28] зазначається, «що шаруваті багатшаровано-армовані полімерні композити – ламінати – є перспективними композиційними матеріалами, що у порівнянні з металами пропонують відмінну специфічну жорсткість та міцність. Водночас вони демонструють якісно набагато складнішу механічну поведінку, зокрема при руйнуванні, що виникає внаслідок багаторівневої неоднорідності побудови цих матеріалів із істотною анізотропією фізико-механічних властивостей та переважно крихким

характером руйнування на всіх рівнях... Презентуються результати чисельних досліджень напружено-деформованого стану та міцності високоякісних несучих ламінатів на основі вуглепластиків із концентраторами напружень у вигляді навантажених отворів, що виникають в механічних з'єднаннях ламінатів з оточуючими конструктивними елементами» [28].

Шаруваті титан/алюмінієві композиційні матеріали як з чистих металів, так і їх сплавів все активніше досліджують завдяки їх унікальним властивостям. Однак, найбільш поширені твердофазні методи мають низку недоліків, яких можна уникнути, застосовуючи спрощені рідкофазні ливарні технології [28].

У роботі [29] досліджено мікроструктуру межі взаємодії та механічну поведінку при розриванні композиту системи ВТ-6/Al, виготовленого рідкофазним ливарним методом.

«У результаті дослідження механічних властивостей було встановлено, що основним визначальним параметром є співвідношення товщин шарів T_i до Al . Проаналізовано правило сумішей та визначено міцність на розривання для п'яти- та семишарових матеріалів. Незважаючи на те, що значення міцності на розривання отриманих композитів зменшуються у порівнянні з вихідним титаном марки ВТ-6, шаруваті матеріали завдяки своїй структурі можуть підвищувати стійкість до руйнування та позитивно впливати на механізми демпфування. Тому подальше дослідження поведінки шаруватих титан/алюмінієвих композиційних матеріалів під дією напружень, перпендикулярних до їх шарів, є актуальним» [29].

Тут доречними є напрямки технологічних та матеріалознавчих досліджень, описаних у [29–32].

Стосовно аналізу деформування шаруватих конструкцій аерокосмічної техніки при багатофакторному навантаженні, то у [33] зазначено, що «широке застосування конструкцій з композиційних матеріалів пов'язані з їх поліпшеними, порівняно однорідними характеристиками. Завдяки високим якимостям міцності і підвищеної жорсткості у поєднанні з малою вагою композиційні матеріали широко використовуються в космічному, авіа- і суднобудуванні, транспортному машинобудуванні [34–36]. Найбільш повно натеper досліджено питання статичного деформування композитних елементів конструкцій та його вільні коливання. Перехідні процеси у таких конструкціях менш вивчені. Нестационарні процеси у шаруватих елементах конструкцій можуть бути викликані короткочасними інтенсивними навантаженнями різної природи. Ускладнення умов роботи сучасних композитних конструкцій, пов'язане з імпульсними та ударними навантаженнями, різноманітність форм конструктивних елементів, застосування нових матеріалів, призводить до того, що розробка методів розв'язання задач про напружено-деформований стан композитних пластин і оболонок довільної форми є актуальною

задачею динаміки конструкцій.

Пропонується методика дослідження процесів нестационарного деформування шаруватих композитних елементів конструкцій аерокосмічної техніки при імпульсному навантаженні та ударі твердим тілом. Розглядаються шаруваті елементи, які виконані у вигляді пластин та оболонок із складною формою плану, що складається з ортотропних шарів сталої товщини. Пластина або оболонка віднесені до декартової системи координат, пов'язаної із зовнішньою поверхнею першого шару і займає на координатній площині однозв'язну область, яка обмежена криволінійним контуром. Передбачається, що для пакету шарів виконується гіпотеза типу С. П. Тимошенка. Напруження в шарах визначається за законом Гука для ортотропного тіла. Зусилля та моменти визначаються шляхом інтегрування відповідних компонентів тензора напруги вздовж товщини пластини або оболонки.

Рівняння руху елемента конструкції та граничні умови отримано з варіаційного принципу. При розв'язанні задач про ударну взаємодію індентора з конструкцією система рівнянь руху доповнюється рівнянням руху індентора, а також умовою спільності переміщення індентора та конструкції. Контактна взаємодія враховується з урахуванням модифікованого закону Герца. Задача динаміки шаруватої пластини та оболонки довільної форми розв'язується методом занурення. В результаті задача зводиться до розв'язання системи звичайних диференціальних рівнянь другого порядку щодо коефіцієнтів розв'язання функцій переміщень у ряді Фур'є. Отримана система інтегрується шляхом розв'язання розв'язку у ряд Тейлора» [33].

Пов'язаною із тематикою, що розглядається, є проблематика захисних елементів бронежилетів [37]: «у світі сучасних військових та поліцейських технологій питання особистої безпеки та захисту завжди стоять на першому місці. Серед безлічі новітніх розробок особливо виділяються керамічні бронепластини, які справедливо можна назвати революційним проривом у сфері індивідуального захисту. Ці високотехнологічні компоненти бронежилетів й бронетехніки надають винятковий рівень захисту від куль та осколків, поєднуючи в собі легкість і надзвичайну міцність.

Завдяки використанню передових матеріалів та інноваційних методів виробництва, керамічні бронепластини стали незамінними в арсеналі сучасних захисних засобів, підвищуючи шанси на виживання та зменшуючи ризик поранень у найнебезпечніших ситуаціях» [37].

У [37] зазначено, що для бронеплит «найчастіше використовуються такі види кераміки: алюмінієвий оксид (Al_2O_3); карбід кремнію (SiC); карбід бору (B_4C).

На деякі керамічні бронеплити може наноситися додаткове захисне покриття для підвищення їх стійкості до зношування і

додаткового захисту від механічних пошкоджень.

Завершальним етапом є інтеграція керамічних бронеплит із композитними матеріалами, такими як арамідне волокно або надвисокомолекулярний поліетилен. Це забезпечує додаткову амортизацію і захист» [37].

На відміну від сталених бронеплит, керамічний бронееlement ніколи не «використовується сам, як самостійний матеріал у бронесистемах. Він завжди поєднується з високоміцною полімерною матрицею й текстильно-полімерним затримувальним шаром. Додатково бронепластили можуть оснащуватись підкладкою з надвисокомолекулярного поліетилену.

Керамічні матеріали, як і скло, мають високу твердість і міцність на стиск, але низьку міцність на розтяг. Прикріплення керамічного бронееlementу до композитної основи, що має високу міцність і хорошу пластичність, затримує або пом'якшує руйнування при розтягуванні під час удару.

Керамічні бронесистеми захищають від куль та уламків завдяки двом основним механізмам: дроблення та руйнування. Коли куля влучає в керамічний шар вона на мить затримується. Залежно від товщини і твердості керамічного шару, серцевина кулі розбивається й руйнується. Залишки кулі продовжують проникати в керамічну бронеплиту зі зменшеною швидкістю, що призводить до руйнування цих залишків і зменшення їхньої енергії. Потім шар композитного пластику, що знаходиться за керамічним шаром, затримує уламки кулі і поглинає залишкову кінетичну енергію, як правило, за рахунок пластичної деформації» [37].

Окремий пласт проблем, підходів, моделей та методів досліджень композитних структур, у т. ч. – функціонально-градієнтних матеріалів, висвітлено у роботах [38–47]. Обґрунтовуються теоретичні основи досліджень конструкцій із таких матеріалів, а також будуються моделі для аналізу їх поведінки при навантаженнях, а також – коливань, у т. ч. – вільних.

Окрім металів, сплавів, кераміки, пластмас та композитів із їх поєднанням, у сучасних конструкціях широко застосовуються нетрадиційні матеріали: ткани, неткані та мережеві волоконні матеріали. Для аналізу їх поведінки будуються моделі, що становлять поєднання одновимірних структур (волокон) у 3D областях. Один із варіантів, що має практичну застосовність – мережеві структури, які не занурені у якусь матрицю.

Так, у [48] «...розроблено нову модель для незворотних великих деформацій волоконних мереж. Волокна розглядаються як нерозтяжні троси, що ковзають один відносно одного в місцях фрикційних з'єднань. Це ковзання формується правилом потоку, незалежним від швидкості. Негладкий потенціал дисипації для кожної системи ковзання визначається як добуток межі текучості та абсолютного значення ковзання

волокна. Відгук сегментів троса також є негладким, оскільки демонструє асиметрію відносно розтягу та стиснення. Для рівноважного інкрементального навантаження мережі при великих деформаціях виведено принцип мінімального інкрементального потенціалу та принцип чистої додаткової енергії. Вони утворюють пару первинних та подвійних задач конічного програмування другого порядку з узгодженими наборами змінних на основі переміщень та сили. Ці задачі можна ефективно вирішити методами внутрішніх точок, які мають багато переваг порівняно з градієнтними методами або динамічною релаксацією. Модель розширена простим механізмом висмикування волокон внаслідок ковзання волокна на вільних незв'язаних кінцях. Це можна використовувати для мікроструктурного аналізу руйнування голкопробивних нетканних матеріалів» [48].

При цьому розроблені та розвинені моделі поведінки такого типу матеріалів викладені у [48–60]. Зокрема, у [59] «...розширено метод максимальних шляхів просування на випадок пружної гомогенізації матеріалів із композитною сітчастою мікроструктурою. У поданнях мікродеформацій мережі введено деякі розподіли векторів розтягування ланок для кожного компонента. На основі уточненої статистики орієнтацій ланок у максимальних шляхах просування отримано нове формулювання кінематичного співвідношення, що пов'язує ці мікромеханічні змінні з макроскопічними деформаціями в матеріалі. Задача визначення балансу мережі вирішується шляхом проміжного осереднення деформацій та реакції ланок з однаковими початковими орієнтаціями. У результаті різні компоненти мережі замінюються еквівалентною ланкою. У рамках запропонованої моделі встановлено послідовний характер їх з'єднання та передачі зусиль у мережі. Також проаналізовані якісні відмінності в поведінці матеріалів із різною структурою, які можна пояснити геометричними та фізичними властивостями елементів композитних сітчастих мікроструктур» [59].

Загальним висновком із наведеного аналізу публікацій можна констатувати, що, попри значні просування у різних напрямках, відсутні завершені підходи та моделі поведінки конструкцій із нетрадиційних матеріалів та композицій. Що ж стосується напрямку досліджень бронекорпусів легкоброньованих машин, то ця ситуація незавершеності поглиблюється тим, що постійно пропонуються все нові й нові матеріали, технології, структури та композиції, які не підпадають під уже розроблені моделі. Відповідно, необхідно розробити нові підходи для експрес-аналізу поведінки бронекорпусів легкоброньованих машин із нетрадиційних матеріалів та композицій, які можна було би застосувати для оперативного здійснення проектних досліджень бронекорпусів, які пропонується виготовляти за тією чи іншою

технологією із тих чи інших матеріалів. При цьому кількість матеріалів – надзвичайно велика, і потрібно досягати балансу точності та оперативності досліджень.

Саме вирішення сформованої проблеми становить мету цієї роботи.

Підхід до побудови математичних і чисельних моделей напружено-деформованого стану бронекорпусів легкоброньованих машин. Якщо мати на увазі, що повна система розв'язувальних рівнянь теорії пружності у просторовій постановці [61] для аналізу напружено-деформованого стану бронекорпусів легкоброньованих машин (навіть із гомогенних бронематеріалів) призводить до необхідності залучення при чисельній реалізації розрахунків занадто великих обчислювальних ресурсів, то необхідно залучати їх редуковані варіанти. Зокрема, мова йде про перехід від формулювань у просторових координатах 3D області до формулювань, визначених на 1D та 2D областях (або їх поєднаннях). Це призводить до залучення моделей стержнів, пластин і оболонок, які базуються на тих чи інших моделях (Бернуллі, Кірхгофа-Лява, Тимошенка, Рейсснера тощо [62]). На розвиток цих моделей можна їх «нарошувати» на випадки багаточастотних (багатокомпонентних) композицій. Тоді у операторному вигляді таку редуковану систему розв'язувальних рівнянь можна подати у вигляді

$$L(u, p, f, t) = 0, \quad (1)$$

де L – деякий оператор,

u – змінні стану,

f – навантаження,

t – час,

p – параметри, що визначають поточний варіант досліджуваного об'єкта.

Тут (1) діють на множині поверхонь S та ліній L і точок Q , на яких сформовані відповідні редуковані рівняння.

Важливою особливістю (1) є інтегрована у них параметрична залежність від параметрів p , у т.ч. – опис структури і властивостей складових багаточастотних (багатокомпонентних) композицій.

Рівняння (1) мають, окрім інших, також і дві визначальні особливості:

1) сама система розв'язувальних рівнянь (1) залишається достатньо громіздкою;

2) у силу невизначеності властивостей окремих компонент p невизначеними є сукупні властивості усієї композиції.

При цьому більшу акцентацію слід здійснити на п. 2): невизначеність властивостей окремих компонентів чинить такий сильний вплив, що знецінює збереження у силі (1) (тобто п. 1)).

Зазначена аргументація призводить до доцільності трансформації (1) до варіанту експрес-моделі

$$L^{\sim}(u^{\sim}, p^{\sim}, f^{\sim}, t) = 0, \quad (2)$$

де складові « \sim » корелюють із складовими « $*$ » за певними залежностями.

Тобто, маємо визначені «двоспрямовані» проєкції між такими множинами складових. Зокрема, центральне місце займає відповідність у парі

$$p \leftrightarrow p^{\sim}. \quad (3)$$

Найбільш раціональним видається перехід до такої моделі (2), яка уже реалізована чисельно, у першу чергу – у вигляді скінченно-елементної моделі

$$L_N^{\sim}(u_N^{\sim}, p_N^{\sim}, f_N^{\sim}, t) = 0, \quad (4)$$

де нижні індекси « N » відповідають чисельним відповідникам у (2).

Стіввідношення (2), (4) визначають сукупно із (3) експрес-моделі, що можуть відтворювати реакцію системи (1) на дію навантажень. Якщо при цьому вважати коректним (натепер – достатньо відпрацьованим) перехід (2)-(4) (тобто – перехід від континуальної до дискретної моделі, наприклад за допомогою методу скінченних елементів [63]), залишається найбільш впливовим у зазначеному ланцюгу (1)-(4) саме правило (3). Тут мова йде про правило формування «зведених» («еквівалентних») властивостей параметрів p^{\sim} (а через них – p_N^{\sim}).

Ще одним із джерел «волатильності» при побудові експрес-моделей є не просто варіативність властивостей компонент досліджуваних композицій, а їхня невизначеність в силу їх відсутності у розпорядженні проєктувальника (а саме – на поточний момент відсутній (ще не створений) той чи інший матеріал чи компонент із бажаними властивостями). Враховуючи цю обставину, можна застосувати певні «заглушки», замінюючи реальні властивості існуючих компонент на «віртуальні».

Таким чином, у підсумку пропонується для побудови шуканих експрес-моделей використати критерій

$$\|u_E - u_N^{\sim}\| \rightarrow \min, \|u_E - u_N^{\sim}\| \leq \varepsilon, \quad (5)$$

де u_E – деяке поле змінних стану, визначених на досліджуваному об'єкті,

$\|\cdot\|$ – певна міра невідповідності у парі (5), а ε – допустимий рівень похибки (міра невідповідності).

У (5) фігурують поля u_E , які було би варто (у ідеалі) отримати із експериментів на реальних об'єктах. Якщо (як правило) такі об'єкти або їхні аналоги – відсутні, можливо перейти до макетів або до представницьких фрагментів.

Ще один із базових варіантів, який відповідає множині описаних вище вимог, – використання для порівняння у (5) u_E , отриманих із застосуванням на представницьких тестових зразках моделі (1), а також її дискретного варіанта.

Приклади досліджень напружено-деформованого стану тестових зразків. Як ілюстративні залучені такі приклади матеріалів:

I – гомогенний матеріал – сталь;

II – композиція «сталь – кераміка – сталь»;

III – композиція «зовнішня кераміка - сталевий лист»;

IV – композиція «сталевий лист - внутрішній протиуламковий підбій».

Види розрахунків:

α – аналіз напружено-деформованого стану при дії розподіленого тиску;

β – аналіз власних частот і форм коливань;

γ – аналіз втрати стійкості при дії стискових навантажень.

Розрахункові та експериментальні дослідження процесів і станів у тестових конструкціях фрагментів, макетів та натурних зразків корпусів легкоброньованих машин. Із метою ілюстрації розробленого підходу було здійснено низку розрахунків та експериментальних фіксацій процесів і станів у тестових конструкціях фрагментів, макетів та натурних зразків корпусів легкоброньованих машин.

Напружено-деформований стан та власні коливання і стійкість фрагмента панелі бронекорпусу легкоброньованої машини. Досліджувались зразки із гомогенного та композитних матеріалів.

Що стосується основного матеріалу досліджуваної сендвіч-панелі, то за нього прийнято сталь із модулем пружності $E = 210$ ГПа, коефіцієнтом Пуассона $\nu = 0,3$. За тестові зразки взята пластина (рис. 1).

Що стосується керамічних елементів, то вони мають самі різноманітні склад, структуру та властивості. Так, для захисту від кінетичних елементів як керамічна вставка використовується карбід кремнію (SiC), який є задовільним балансом за характеристикою ціна-якість. Ця

кераміка використовується масово у армійських плитах, зокрема, NATO.

Модуль пружності (E): $\approx 390\text{--}450$ ГПа (залежить від пористості, мікроструктури та шляхів спікання); коефіцієнт Пуассона (ν): $\approx 0,17\text{--}0,22$; густина (ρ): $\approx 3,15\text{--}3,22$ г/см³ ($\approx 3150\text{--}3220$ кг/м³). У поточному розрахунку використані характеристики, наведені на рис. 2.

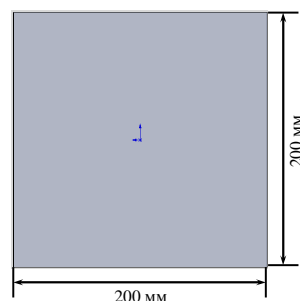


Рисунок 1 – Геометрія та розміри (мм) плити у плані

Якщо звернути увагу на матеріали для протиуламкового підбою для захисту внутрішньоброньового (заброньового) простору бойових машин, то серед великого їх розмаїття традиційно переважають «кевлари» та подібні для них матеріали. Характеристики кевлару наведені на рис. 3.

Досліджуються власні частоти та власні форми коливань (у т.ч. – ортогональні) жорстко закріпленої по контуру пластини, а також повний прогин та еквівалентні напруження від тиску в 1 МПа, розподіленого на площі 0,2х0,2 м.

| № | Назва | Значення | Одиниця |
|---|--------------------------|------------|--------------------|
| 3 | Material Field Variables | Table | |
| 3 | Density | 3200 | kg m ⁻³ |
| 4 | Isotropic Elasticity | | |
| 5 | Derive from | Young's... | |
| 6 | Young's Modulus | 420 | GPa |
| 7 | Poisson's Ratio | 0,2 | |
| 8 | Bulk Modulus | 2,3333E+11 | Pa |
| 9 | Shear Modulus | 1,75E+11 | Pa |

Рисунок 2 – Властивості шару кераміки із карбиду кремнію, прийняті для розрахунку

| № | Назва | Значення | Одиниця |
|---|--------------------------|-------------------------------------|--------------------|
| | Material Field Variables | Table | |
| | Density | 1440 | kg m ⁻³ |
| | Isotropic Elasticity | | |
| | Derive from | Young's Modulus and Poisson's Ratio | |
| | Young's Modulus | 100 | GPa |
| | Poisson's Ratio | 0,35 | |
| | Bulk Modulus | 1,1111E+11 | Pa |
| | Shear Modulus | 3,7037E+10 | Pa |

Рисунок 3 – Властивості кевлару, прийняті для розрахунку

Досліджуються такі типи зразків: Модель I – сталевий лист (рис. 4), Модель II – складена пластина

«сталь-кераміка-сталь» (рис. 5), Модель III – складена плита «кераміка-кераміка-сталь» (рис. 6), Модель IV – складена плита «кевлар-сталь» (рис. 7).

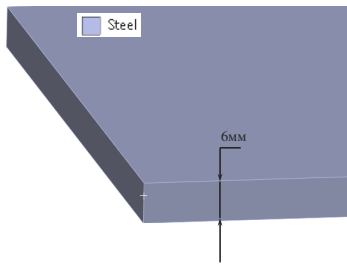


Рисунок 4 – Матеріал та товщина (мм)

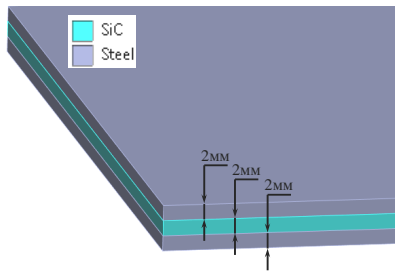


Рисунок 5 – Матеріали та товщини (мм) шарів сендвіч-панелі «сталь-кераміка-сталь»

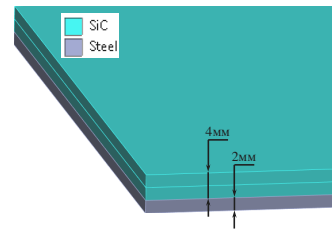


Рисунок 6 – Матеріали та товщини (мм) шарів сендвіч-панелі «кераміка-кераміка-сталь»

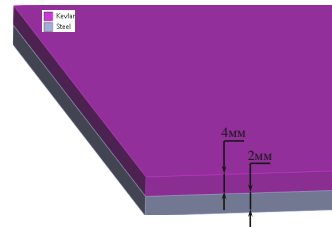
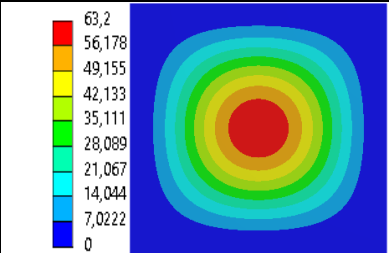
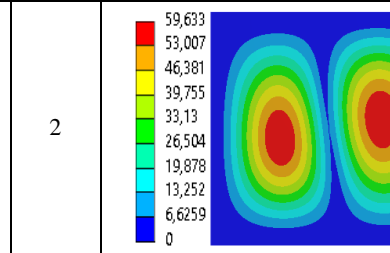
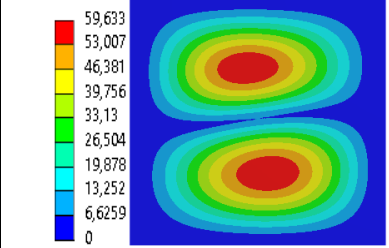
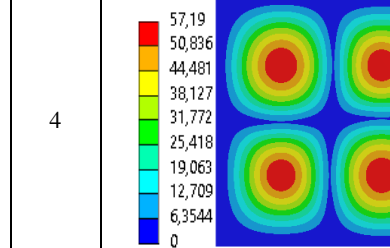
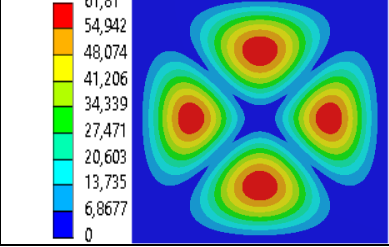
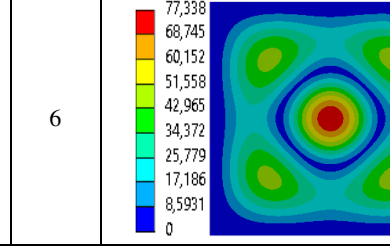
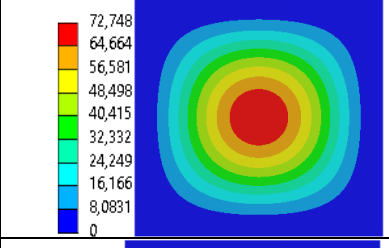
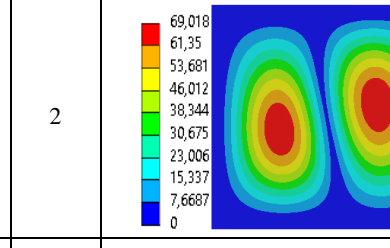
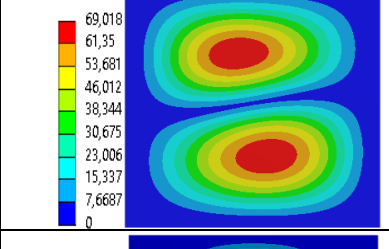
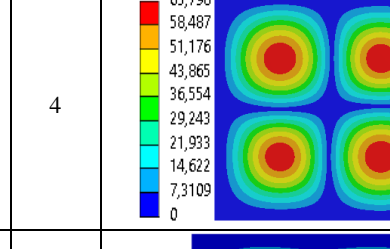
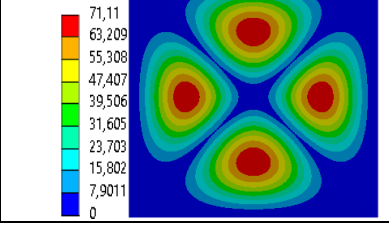
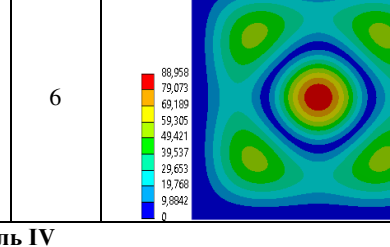
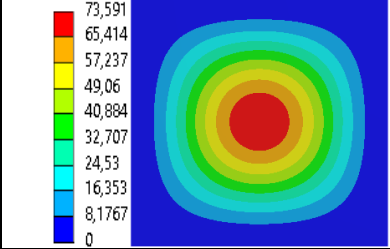
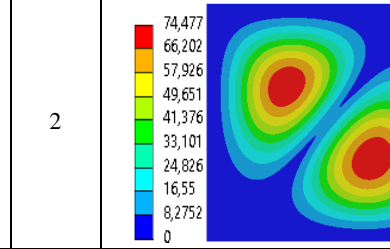


Рисунок 7 – Матеріали та товщини (мм) шарів сендвіч-панелі «кевлар-сталь»

Результати дослідження власних частот (ВЧК) та власних форм коливань (ВФК) та розподіли компонент напружено-деформованого стану при дії тиску 1 МПа для моделей I-IV наведені у табл. 1, 2.

Таблиця 1 – Власні частоти і форми коливань панелі при дії тиску 1 МПа для моделей I-IV

| № ВФК | Власні форми коливань | ВЧК, Гц | № ВФК | Власні форми коливань | ВЧК, Гц |
|-----------------|-----------------------|---------|-------|-----------------------|---------|
| модель I | | | | | |
| 1 | | 1300,9 | 2 | | 2632,8 |
| 3 | | 2632,8 | 4 | | 3854 |
| 5 | | 4668,8 | 6 | | 4693,8 |

| № ВФК | Власні форми коливань | ВЧК, Гц | № ВФК | Власні форми коливань | ВЧК, Гц |
|-------------------|---|---------|-------|--|---------|
| модель II | | | | | |
| 1 |  | 1482,6 | 2 |  | 3006 |
| 3 |  | 3006 | 4 |  | 4407,6 |
| 5 |  | 5344,1 | 6 |  | 5371,8 |
| модель III | | | | | |
| 1 |  | 2000,4 | 2 |  | 4053,6 |
| 3 |  | 4053,7 | 4 |  | 5940,9 |
| 5 |  | 7201,2 | 6 |  | 7238,8 |
| модель IV | | | | | |
| 1 |  | 1417,9 | 2 |  | 2869,4 |

Закінчення табл. 1

| № ВФК | Власні форми коливань | ВЧК, Гц | № ВФК | Власні форми коливань | ВЧК, Гц |
|------------------|-----------------------|---------|-------|-----------------------|---------|
| модель IV | | | | | |
| 3 | | 2869,4 | 4 | | 4200,2 |
| 5 | | 5088,2 | 6 | | 5115,5 |

Таблиця 2 – Розподіли компонент напружено-деформованого стану при дії тиску 1 МПа для моделей I-IV

| № моделі | Повні переміщення (мм) | Еквівалентні напруження за Мізесом (МПа) |
|----------|------------------------|--|
| I | | |
| II | | |
| III | | |
| IV | | |

Аналіз результатів досліджень свідчить, що очікувано власні форми коливань для різних моделей схожі. Разом із тим власні частоти

коливань мають суттєвий розкид (для прикладу, на рис. 8 – перші власні частоти коливань).

Аналогічно, розподіл компонент напружено-

деформованого стану тестового зразка сендвіч-панелей для різних варіантів моделей має схожий характер. Проте рівні повних переміщень (прогинів) та еквівалентних напружень (за Мізесом) мають суттєвий розкид за варіантами моделей (рис. 9, 10).

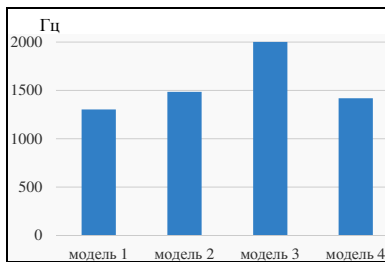


Рисунок 8 – Перші власні частоти коливань (Гц) для різних моделей

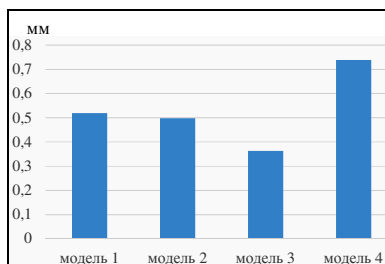


Рисунок 9 – Максимальні повні переміщення (мм) для різних моделей

Стійкість панелей до дії стискових сил. Досліджується втрата стійкості панелей, аналогічних зображеним на рис. 4–7. Крайові умови: дві суміжні

сторони – жорстко защемлені; дві інші – вільні. Тиск на торцеві краї – 1кН (рис. 11).

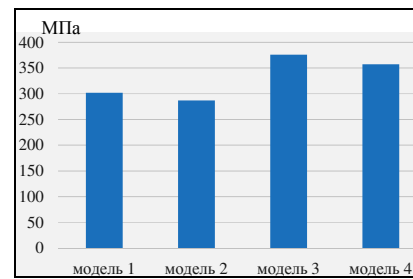


Рисунок 10 – Максимальні еквівалентні напруження (МПа) для різних моделей

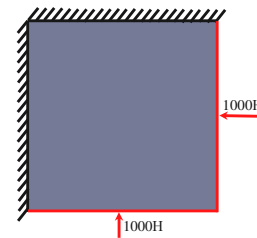
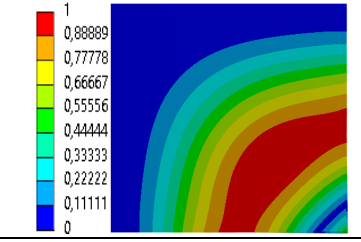
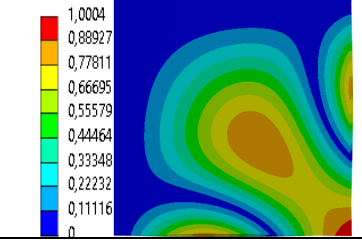
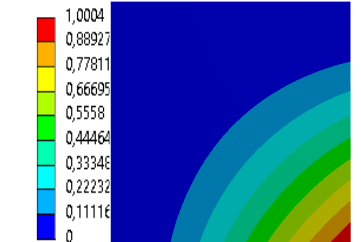
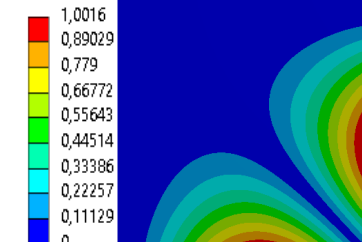
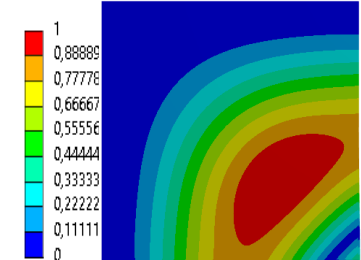
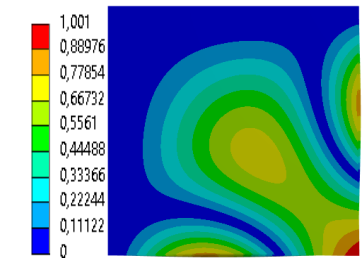
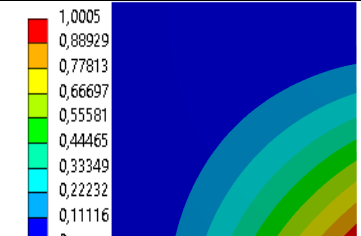
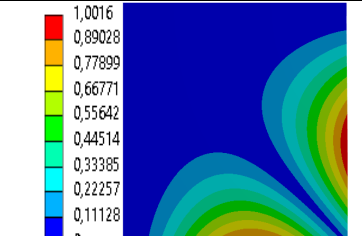
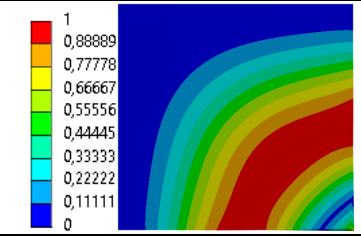
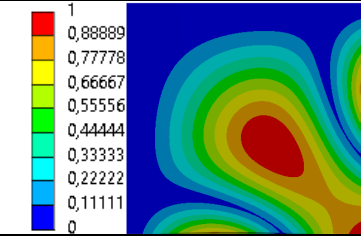


Рисунок 11 – Схема закріплення та навантаження тестової пластини

Результати досліджень форми втрати стійкості для наступних моделей: Модель 1 – сталеві плита, Модель II – складена плита сталь – кераміка – сталь, Модель III – складена плита кераміка – кераміка – сталь, Модель IV – складена плита кевлар – сталь, – у табл. 3.

Таблиця 3 – Форми втрати стійкості (ФВС) пластини та коефіцієнти запасу λ для моделей I-IV

| № ФВС | Форма втрати стійкості | λ | № ФВС | Форма втрати стійкості | λ |
|------------------|------------------------|-----------|-------|------------------------|-----------|
| Модель I | | | | | |
| 1 | | 111,8 | 2 | | 265,8 |
| 3 | | 568,0 | 4 | | 736,3 |
| Модель II | | | | | |
| 1 | | 117 | 2 | | 279,3 |

| № ФВС | Форма втрати стійкості | λ | № ФВС | Форма втрати стійкості | λ |
|-------------------|---|-----------|-------|--|-----------|
| Модель II | | | | | |
| 3 |  | 595,5 | 4 |  | 777,3 |
| Модель III | | | | | |
| 1 |  | 165,66 | 2 |  | 401,67 |
| 3 |  | 827,51 | 4 |  | 1099,9 |
| Модель IV | | | | | |
| 1 |  | 76,9 | 2 |  | 180,6 |
| 3 |  | 394,0 | 4 |  | 507,0 |

Форми втрати стійкості – аналогічні за характером для досліджених варіантів пластин. Проте розкид запасів стійкості – двократний.

Напружено-деформований стан та власні коливання тестового бронекорпусу машини типу МТ-ЛБ. Зважаючи на зазначені вище особливості, для визначення тенденцій, характерних для легкоброньованих машин, на перших проектних етапах можливо використовувати у початковому наближенні деякі «еквівалентні» моделі із гомогенних матеріалів (рис. 12).

Результати дослідження стійкості тестового бронекорпусу для наступних варіантів моделей: Корпус МТ-ЛБ зроблений зі сталі (модель I) та Корпус МТ-ЛБ, зроблений із композита (модель

II), наведено у табл. 4.

На рис. 13 – картини розподілу компонент напружено-деформованого стану тестового корпусу машини типу МТ-ЛБ від тиску 0,01 МПа.

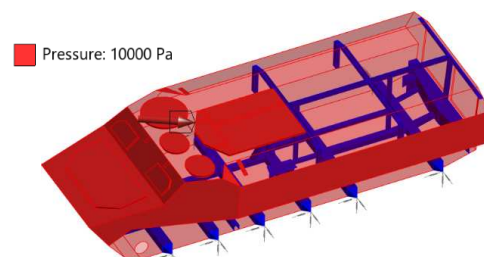
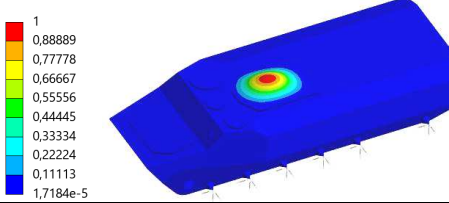
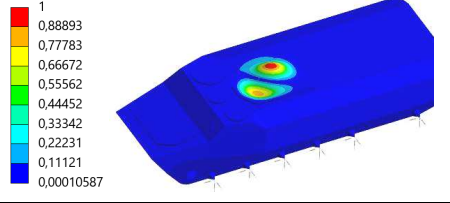
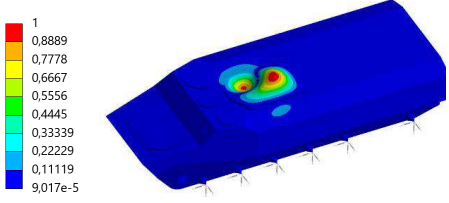
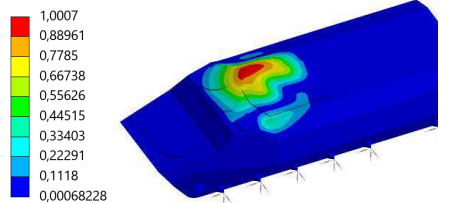
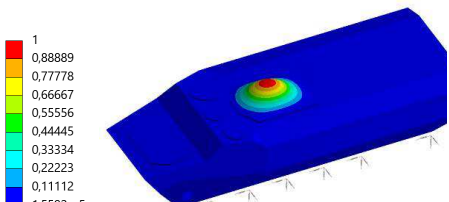
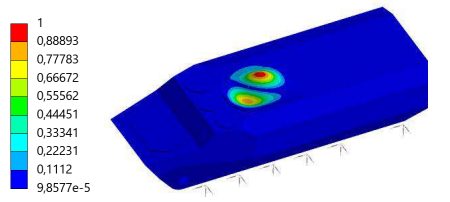
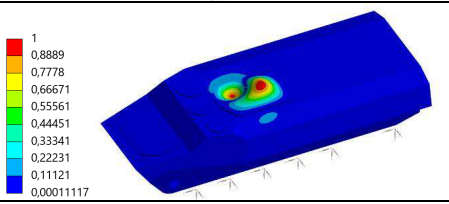
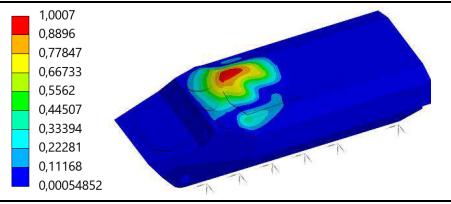
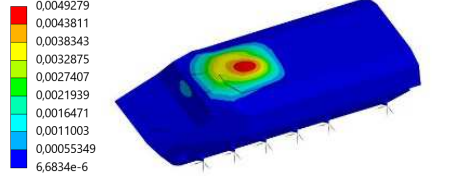
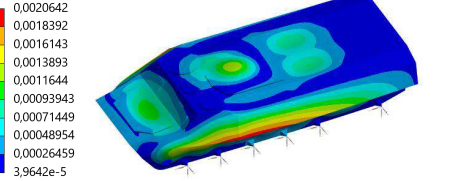
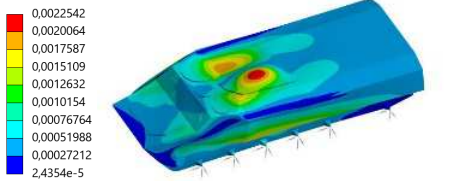
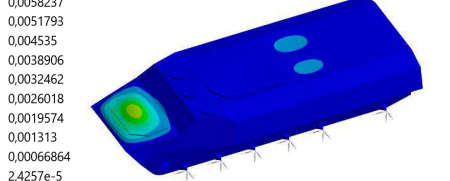
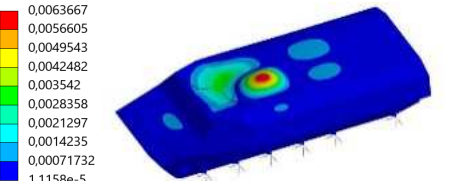
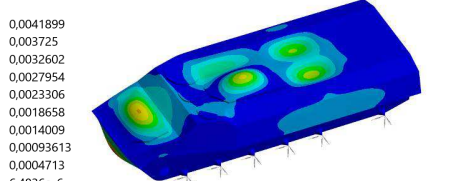
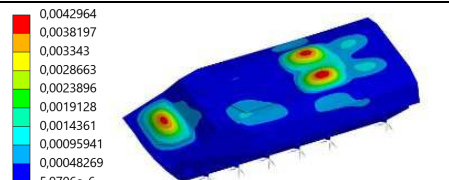
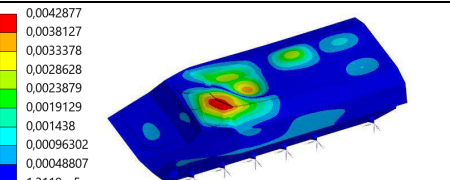


Рисунок 12 – Навантаження тестового корпусу МТ-ЛБ зовнішнім тиском

Таблиця 4 – Форми втрати стійкості тестового корпусу МТ-ЛБ та коефіцієнт запасу стійкості λ

| № ФВС | Форма втрати стійкості | λ | № ФВС | Форма втрати стійкості | λ |
|------------------|--|-----------|-------|---|-----------|
| Модель I | | | | | |
| 1 |  | 3,33 | 2 |  | 5,26 |
| 3 |  | 6,42 | 4 |  | 7,72 |
| Модель II | | | | | |
| 1 |  | 3,17 | 2 |  | 5,0 |
| 3 |  | 6,1 | 4 |  | 7,33 |

Таблиця 5 – Власні форми і частоти коливань та розподіл компонент напружено-деформованого стану тестового корпусу машини типу МТ-ЛБ

| № ВФК | Власні форми коливань | ВЧК, Гц | № ВФК | Власні форми коливань | ВЧК, Гц |
|-------|---|---------|-------|--|---------|
| 7 |  | 24,82 | 8 |  | 32,94 |
| 9 |  | 34,61 | 10 |  | 37,47 |
| 11 |  | 38,83 | 12 |  | 40,8 |
| 13 |  | 44,25 | 14 |  | 46,07 |

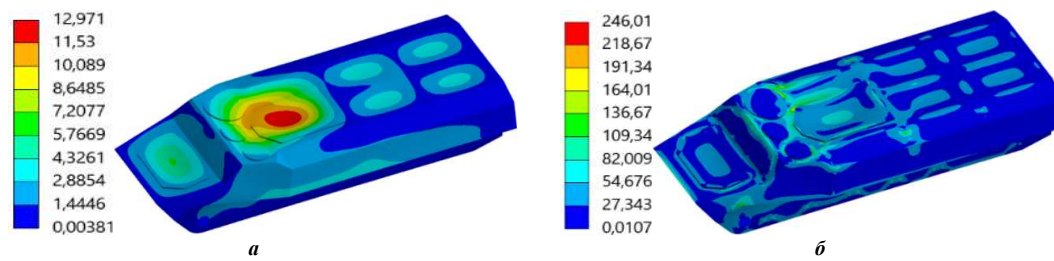


Рисунок 13 – Розподіл компонент напружено-деформованого стану тестового корпусу машини типу МТ-ЛБ від тиску 0,01 МПа: а – повні переміщення (мм), б – еквівалентні напруження (МПа)

Також для ілюстрації у табл. 5 наведені результати розрахунків власних частот і форм коливальних тестового корпусу машин типу МТ-ЛБ, виготовленого із певних «еквівалентних» за властивостями матеріалів. Усі елементи корпусів – однакові за властивостями та не відповідають реальним конструкціям. Проте деяке уявлення про міцність, жорсткість та динамічну збудливість результати таких проектних досліджень надають. Цим такі спрощені моделі і цінні на початкових етапах розробки бронекорпусів, зважаючи на величезну кількість варіантів конструкцій, які необхідно дослідити. Крім того, такі моделі мають властивість «спадковості»: після побудови більш адекватних і точних скінченно-елементних моделей («композитних», «Shell-Solid» тощо) уся топологічна і геометрична та фізична інформація передається для більш детального аналізу на завершальних етапах проектних досліджень.

Окрім перелічених, були здійснені також чисельні та експериментальні дослідження напружено-деформованого стану, елементів, макетів та натурних зразків бронекорпусів цілої низки легкоброньованих машин. Вони засвідчили задовільну узгодженість результатів чисельних та експериментальних досліджень.

Аналіз результатів та висновки. Розроблений та описаний у роботі підхід до побудови експрес-моделей напружено-деформованого стану, власних коливальних та стійкості бронекорпусів легкоброньованих машин дає підстави відзначити такі особливості та висновки.

1. Розроблений підхід декларує створені експрес-моделі напружено-деформованого стану бронекорпусів легкоброньованих машин із нетрадиційних, поверхнево зміцнених матеріалів та композицій не тільки шляхом проходження декількох етапів у ланцюгу моделей від більш складної до менш складної, проте достатньо точної, але й додаванням до цього алгоритму етапу «зворотного» зв'язку, який певним чином «узгоджує» (балансує) вимоги точності результатів досліджень та помірності вимог до обчислювальних ресурсів. Тим самим досягається більша міра достовірності результатів досліджень напружено-деформованого стану бронекорпусів легкоброньованих машин із нетрадиційних, поверхнево зміцнених матеріалів та композицій. Відповідно, відкривається перспектива обґрунтування технічних рішень бронекорпусів

легкоброньованих машин, які задовольняють за тактико-технічними характеристиками вимогам сучасності.

2. У експрес-моделі, що будуються, а також у всі моделі із повного їх ланцюга інтегруються узагальнені параметри, шляхом варіювання котрих можна досягати адекватності між початковою фізичною моделлю реального об'єкта, з одного боку, та чисельною експрес-моделлю, – з іншого.

3. Важливою особливістю побудованих експрес-моделей напружено-деформованого стану бронекорпусів легкоброньованих машин із нетрадиційних, поверхнево зміцнених матеріалів та композицій є можливість формування спеціалізованих баз даних результатів досліджень. Ці бази слугують основою формування прогресивних технічних рішень бронекорпусів легкоброньованих машин за критеріями та вимогами не тільки поточними, але й – на перспективу. Враховуючи тренди на різку зміну умов ведення бойових дій, засобів ураження та режимів бойового застосування, саме такі моделі адаптовані до постійного удосконалення технічних рішень бронекорпусів, а також – формування вимог до їхніх компонентів.

4. Приклади дослідження напружено-деформованого стану зразків композицій бронепанелей підтвердила працездатність розробленого підходу до побудови їх відповідних експрес-моделей.

5. Приклади дослідження тестових моделей бронекорпусів та їх макетів продемонстрували придатність до аналізу напружено-деформованого стану, власних коливальних та стійкості бронекорпусів легкоброньованих машин із нетрадиційних, поверхнево зміцнених матеріалів та композицій.

Таким чином, розроблено удосконалений підхід до здійснення проектних досліджень, який може бути застосованим при розробці бронекорпусів легкоброньованих машин із підвищеними тактико-технічними характеристиками. Він не підміняє повномасштабних досліджень із залученням повноцінних моделей, а є тільки експрес-варіантом, який має певну доцільність застосування на перших етапах проектних досліджень бронекорпусів легкоброньованих машин. Якраз на цих етапах закладаються структурні рішення на основі трендів, які можуть

визначатися із застосуванням запропонованих та описаних експрес-моделей.

Список літератури

- Грабовський А.В., Ткачук М.М., Васильев А.Ю., Ткачук М.А., Коба А. М., Карпов В. О., Троценко В.В., Богач А.С., Набоков А.В., Соловей В.Ю., Рікунов О.М. Забезпечення підвищених тактико-технічних характеристик легкоброньованих машин на основі визначення динамічної міцності бронекорпусів із гомогенних та композиційних матеріалів. *Вісник НТУ «ХПІ»*. Серія: *Машинознавство та САПР*. – 2025. №1. – С. 27-46. doi: 10.20998/2079-0775.2025.1.04
- Leonid Davydovskiy, Serhii Bisyk, Iliyan Hutov, Iliyan Lilov, Alexander Kuprinenko, Oleg Yalynyskiy. Optimization of the parameters of the energy absorbing element of the armored combat vehicle's seat in the conditions of explosive loading. *Trans & Motauto World*. 2020. YEAR V. ISSUE 2. – P. 45-47. ISSN PRINT 2367-8399
- Davydovskiy L., Bisyk S. Formation of requirements for anti-mine energy-absorbing seats of armored combat vehicles. *Collection of Sciences. Proceedings of the Central Research Institute of Weapons and Military Equipment of the Armed Forces of Ukraine*, Kyiv. 2016.– Iss. 2 (61). – P. 18–30.
- Bisyk S.P., Davydovskiy L.S., Chepkov I.B., et al. Theoretical evaluation of mine resistance of multipurpose tactical vehicle Kozak2. *Weapons and military equipment*. 2016. – №1 (9). –P. 26-31.
- Jones N. Several phenomena in structural impact and structural crashworthiness. *Europ Mechanics - 5th EUROMECH Solid Mechanics Conference*. – 2003. – № 22(5). –P. 693-707.
- White M.D., Jones N. Experimental quasi-static axial crushing of top-hat and double-hat thin-walled sections. *International Journal of Mechanical Sciences*. 1999. – 41(2), 179-208.
- Energy absorption capabilities of complex thin walled structures* / Електронний ресурс [https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/257/1/012027/pdf]
- Shahravi S., Rezvani M.J., Jahan A. Multi-response Optimization of Grooved Circular Tubes Filled with Polyurethane Foam as Energy Absorber. *Journal of Optimization in Industrial Engineering*. 2019. – 12 (1). – P. 133-149.
- Davydovskiy L.S., Bisyk S.P., Chepkov I.B. et al. Alternatives of Energy Absorption Element Design Parameters for an Armored Combat Vehicle Seat Under Explosive Loading. *Strength Mater*. 2020. <https://doi.org/10.1007/s11223-020-00140-7>
- Davydovskiy L., Bisyk S., Korbach V. Investigation of the energy-absorbing element of the mine seat of a crew of a combat armored vehicle. *Weapons and military equipment*. 2017. – vol. 1 (13). – P. 5-12.
- Chepkov I.B., Lapitskiy S.V., Kuchinskiy A.V., Kuchinska O.B., Zirka M.V., Zvershkhovskiy I.V., Hurnovich A.V., Dokuchaev O.V., Andriyenko A.M. & Oliarnik B.O. Experimental Studies on the Effect of Destructive Reagents on Metal Structural Elements. *Powder metallurgy industry and managerial economics*. 2024. – Volume 63. – P. 117–122. <https://link.springer.com/article/10.1007/s11106-024-00443-3>
- Чепков І. Б. Роль та місце матеріалознавства у створенні новітнього озброєння та військової техніки Збройних Сил України. *Вісник Національної академії наук України*. 2023. – № 6. – С. 73-83. DOI: 10.15407/visn2023.06.073
- Chepkov I. B., Hurnovych A. V., Lapyts'kiy S. V., Oliarnyk B. O., Trofymenko V. H. & Maistrenko O. A. Method of Conversion for the Ballistic Coefficient of Bullets. *Strength of Materials*. 2020. Volume 52, pages 419–422. <https://doi.org/10.1007/s11223-020-00193-8>
- Леднянський О. Ф., Бісик С. П., Санін А. Ф., Пошивалов В. П. Визначення придатності пористих пресовок з алюмінію та алюмінієвих сплавів для використання в якості енергопоглинаючих елементів. *Технічна механіка*. 2020. № 4. С. 109-116. DOI: <https://doi.org/10.15407/itm2020.04.109>
- Бісик С. П., Голуб В. А., Ларін О. Ю., Чеченкова О. Л. Числове моделювання вибухового навантаження модульних стільникових конструкцій бойових броньованих машин. *Вісник НТУ «ХПІ»*. Харків. 2013. № 23 (996). С.26–33.
- Бісик С. П., Чепков І. Б., Голуб В. А., Корбач В. Г. Оцінка впливу способу кріплення протимінного екрана на протимінну стійкість бойових броньованих машин. *Системи озброєння і військова техніка*. Харків. 2013. № 1 (33). С. 8–12.
- Грубель М. Г., Крайник Л. В., Хоменко В. П. Дослідження конструктивних особливостей та тактико-технічних характеристик бойових броньованих машин типу MRAP. *Системи озброєння і військова техніка*. Харків. 2018. № 1 (53). С. 7–19.
- Anatoliy L. Maystrenko, Volodymyr I. Kushch, Evgeniy A. Pashchenko, Vitaliy G. Kulich, Oleksiy V. neshpor, Sergiy P. Bisyk. Ceramic Armour for Armoured Vehicles Against Large-Calibre Bullets. *Problemy Mechatroniki: uzbrojenie, lotnictvo, inzhinieria bezpechizhstva*. 2020. Vol. 11, Nr 1 (39). Strony 9-16. DOI: 10.5604/01.3001.0014.0279
- Сливинський О.А., Бісик С. П., Чепков І.Б., Васильєвський М.І., Чернозубенко О.В. Проблеми виготовлення зварних бронекорпусів вітчизняних бойових броньованих машин. *Озброєння та військова техніка*. 2017. №4. С. 29-38. https://scholar.google.com/citations?view_op=view_citation&hl=ru&user=WqJler8gAAAAJ&scstart=20&pagesize=80&sort_by=pubdate&citation_for_view=WqJler8gAAAAJ:hFO9nPyWt4C
- Кривенко О. П., Лізунов П. П., Ворона Ю. В., Калашніков О. Б. Моделювання термопружних властивостей композитного матеріалу в задачах стійкості багатшарових оболонок. *Управління розвитком складних систем*. Київ, 2023. № 54. С. 77–89. [dx.doi.org/10.32347/2412-9933.2023.54.77-89](https://doi.org/10.32347/2412-9933.2023.54.77-89)
- Углеродные волокна и углекомпози́ты*: пер. с англ. / под ред. Э.Фитцера. Москва: Мир. 1988. 336 с.
- Кучер М. К., Заразовський М. М. Оцінка мікроефективних моделей прогнозування ефективних констант пружності волокнистих композитів. *Вісник Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут»*. Серія *Машинобудування*. 2010. № 58. С.24–29.
- Баженов В. А., Кривенко О. П., Соловей М. О. *Нелінійне деформування та стійкість пружних оболонок неоднорідної структури*. Київ: ЗАТ «Віпол», 2010. 316 с.
- Кривенко О. П., Лізунов П. П., Ворона Ю. В., Калашніков О. Б. Використання моментної схеми скінчених елементів при дослідженні тонких пружних оболонок неоднорідної структури. *Управління розвитком складних систем*. Київ, 2023. № 53. С. 52–62. [dx.doi.org/10.32347/2412-9933.2023.53.52-62](https://doi.org/10.32347/2412-9933.2023.53.52-62).
- Баженов В. А., Кривенко О. П. *Стійкість і коливання пружних неоднорідних оболонок при термосилово́му навантаженню*. Київ: Каравела. 2020. 187 с.
- Krivenko O. P., Lizunov P. P., Vorona Yu. V., Kalashnikov O. B. A Method for Analysis of Nonlinear Deformation, Buckling, and Vibrations of Thin Elastic Shells of an Inhomogeneous Structure. *Strength of Materials and Theory of Structures: Scientific-and-technical collected articles*. Kyiv: KNUBA. 2023. Issue 110. P. 131–149.
- Bazhenov V., Krivenko O. Buckling and Natural Vibrations of Thin Elastic Inhomogeneous Shells. *Saarbrücken, Deutschland: LAP LAMBERT Academic Publishing*, 2018. 97 p.
- Киркач О.Б., Конохов В.І. Напружено-деформований стан та міцність шаруватих композитних пластиків із навантаженими отворами. Матеріали XXIV міжнар. наук.-практ. конф. «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (MicroCAD-2016). Харків. НТУ «ХПІ». 2016.
- Смірнова Я.О., Гурія І.М. Мікроструктура та механічні властивості шаруватого литого композиту ВТ-6/АІ. ISSN 2077-1304. *Met. lit'e Ukr*. 2022. vol. 30. № 1 (328). P. 84-90 <https://doi.org/10.15407/steelcast2022.01.084>
- Du Y., Fan G., Yu T., Hansen N., Geng L., Huang X. Laminated Ti-Al composites: processing, structure and strength. *Materials Science & Engineering A*. 2016. Vol. 673. P. 572–580. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.msea.2016.07.108>
- Padnuru Sripathy A., Gupta M. Insight Into Layered Metal

- Matrix Composites. *Encyclopedia of Materials: Composites*. 2021. Vol. 1. P. 121–139. DOI: <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-819724-0.00021-5>
32. Smirnova Y., Huriia I., Loboda P. Liquid phase fabrication technology of layered Ti/Al composite. U.P.B. *Scientific bulletin, Series B: Chemistry and Materials Science*. 2021. Vol. 83. Iss. 4. P. 273–282. URL: https://www.scientificbulletin.upb.ro/rev_docs_arhiva/rezb3b_447954.pdf
 33. Сметанкіна Н. В., Місюра С.Ю., Місюра С.Ю. Аналіз деформування шаруватих конструкцій аерокосмічної техніки при багатофакторному навантаженні. *Математичні проблеми технічної механіки – 2024 : матеріали міжнародної наукової конференції, 18-19, 22 квітня 2024 р. : тези допов.* Дніпро. 2024. 000С. 43–45. <http://repository.hneu.edu.ua/handle/123456789/32847>
 34. Sierikova O., Strelnikova E., Gnito V., Degtyarev K. Boundary calculation models for elastic properties clarification of three-dimensional nanocomposites based on the combination of finite and boundary element methods. In: 2021 IEEE 2nd KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek). 2021. P. 351–356.
 35. Smetankina N., Ugrimov S., Kravchenko I., Ivchenko D. Simulating the process of a bird striking a rigid target. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Cham. 2020. P. 711–721. https://doi.org/10.1007/978-3-030-22365-6_71
 36. Шупиков А.Н., Бузько Я.П., Сметанкіна Н.В., Угримов С.В. *Нестационарные колебания многослойных пластин и оболочек и их оптимизация*. Харьков. ХНЭУ, 2004. 252с.
 37. *Керамічні бронеплити – технологічна еволюція захисту*. Електронний ресурс. <https://balistika.ua/articles/keramichni-broneplyty-tekhnologichna-evolyutsiya-zakhystu>. 01.07.2024
 38. Бурлаєнко В. М., Львов Г.І., Дімітрова–Бурлаєнко С. Д. Дослідження стійкості метал-матричних композитних балок змінного поперечного перерізу з аксіальноградієнтним армуванням. *Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР*. 2025. №2. С. 26–34. DOI:<https://doi.org/10.20998/2079-0775.2025.2.04>
 39. Burlayenko V.N., Kouhia R, Dimitrova S.D. Free vibration analysis of curvilinearly tapered axially functionally graded material beams. *Applied Sciences*. 2024. <https://doi.org/10.3390/app14156446>
 40. Burlayenko V.N., Sadowski T., Altenbach H. Efficient free vibration analysis of FGM sandwich flat panels with conventional shell elements. *Mechanics of Advanced Materials and Structures*. 2022. <https://doi.org/10.1080/15376494.2021.1909191>
 41. Burlayenko V.N. A continuum shell element in layerwise models for free vibration analysis of FGM sandwich panels. Springer. 2021. Volume 33. P. 1385–1407. https://scholar.google.com/citations?view_op=view_citation&hl=uk&user=CqTeRTIAAAAJ&scstart=20&pagesize=80&sortby=pubdate&citation_for_view=CqTeRTIAAAAJ.J_g51zvAfSwC
 42. Burlayenko, V.N., Altenbach, H., Sadowski, T. An evaluation of displacement-based finite element models used for free vibration analysis of homogeneous and composite plates. *J. Sound Vib.* 358, 152–175 (2015)
 43. Hajlaoui, A., Chebbi, E., Wali, M., Dammak, F. Geometrically nonlinear analysis of FGM shells using solid shell element with parabolic shear strain distribution. *Int. J. Mech. Mater. Des.* 2020. 16. 351–366. DOI: 10.1007/s10999-019-09465-x
 44. Altenbach, H., Altenbach, J., Kissing, W. *Mechanics of Composite Structural Elements*, 2nd edn. Springer, Singapore (2018).
 45. Burlayenko, V.N., Altenbach H., Sadowski, T. Dynamic fracture analysis of sandwich composites with face sheet/core debond by the finite element method. In: Altenbach, H., et al. (eds). *Dynamical Processes in Generalized Continua and Structures. Advanced Structured Materials*. 2019. vol. 103. P. 163–194. Springer, Cham.
 46. Burlayenko V. N., Kouhia R., Dimitrova S. D. Free vibration analysis of curvilinearly tapered axially functionally graded material beams. *Applied Sciences*. 2024. vol. 14. N 15. 6446. <https://doi.org/10.3390/app14156446>
 47. Burlayenko V.N., Sadowski T., Marsavina L. Free vibration analysis of functionally graded carbon nanotube reinforced beams with variable cross-section using the differential transform method. *Meccanica*. 2025, in press.
 48. Mykola Tkachuk, Anton Tkachuk. Large deformation of cable networks with fiber sliding as a second-order cone programming. *International Journal of Solids and Structures*. 2024. Vol. 298. P. 112848. <https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2024.112848>
 49. Jubera R., Ridruejo A., González C., LLorca J. Mechanical behavior and deformation micromechanisms of polypropylene nonwoven fabrics as a function of temperature and strain rate. *Mech. Mater.* 2014. 74. P. 14–25. DOI 10.1016/j.mechmat.2014.03.007
 50. Kanno Y. *Nonsmooth Mechanics and Convex Optimization*. 9781420094244, CRC Press (2011). URL <https://books.google.se/books?id=52XMBQAAQBAJ>
 51. Ridruejo A., Jubera R., González C., LLorca J. Inverse notch sensitivity: Cracks can make nonwoven fabrics stronger. *J. Mech. Phys. Solids*. 2015. 77. P. 61–69. DOI: 10.1016/j.jmps.2015.01.004
 52. Tkachuk M. Complementary energy principle for cable networks in terms of force vector variable. *Bull. Natl. Tech. Univ. KhPI Ser. Eng. CAD* (1). 2022. P. 85–90. doi: 10.20998/2079-0775.2022.1.09
 53. Tkachuk M., Linder C. The maximal advance path constraint for the homogenization of materials with random network microstructure. *Phil. Mag.* 2012. 92 (22). P. 2779–2808. DOI: 10.1080/14786435.2012.675090
 54. Kanno Y., Ohsaki M. Contact analysis of cable networks by using second-order cone programming. *SIAM J. Sci. Comput.* 2006. 27 (6). P. 2032–2052. <https://doi.org/10.1137/S106482750343194>
 55. Negi V., Picu R. C. Mechanical behavior of cross-linked random fiber networks with inter-fiber adhesion. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*. 2019. 122. P. 418–434. <https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2019.11.003>
 56. Deoekar S., Picu R. C. Strength of stochastic fibrous materials under multiaxial loading. *Soft Matter*. 2021. 17(3). P. 704–714. <https://doi.org/10.1039/D0SM01713B>
 57. Deoekar S., Yan Z., Picu R. C. Random Fiber Networks With Superior Properties Through Network Topology Control. *Journal of Applied Mechanics*. 2019. 86(8). P. 081010. <https://doi.org/10.1115/1.4043828>
 58. Chen, N., Silberstein, M. N. A micromechanics-based damage model for non-woven fiber networks. *International Journal of Solid and Structures*. 2019. 160. P. 18–31. <https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2018.10.009>
 59. Tkachuk M.M. *Elastic Homogenization of Materials with Composite Network Structures*. Published: 10 June 2022 Volume 263. P. 104–119, (2022). DOI:10.1007/s10958-022-05910-z
 60. Tkachuk M. M. Method of elastic homogenization of bimodal networks. *Visnyk Nats. Tekh. Univ. "KhPI," Ser. Mashynoznavstvo SAPR*. 2019. № 7. P. 107–115. <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2019.7.17>
 61. Васидзу К. *Вариационные методы в теории упругости и пластичности*. М., Мир, 1987. 542с.
 62. Гольденвейзер А. Л. Теория упругих тонких оболочек. М.: Наука, 1976. 512 с.
 63. Zienkiewicz O. C., R. L. Taylor, Govindjee S. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*. 87th ed. Oxford: Butterworth-Heinemann. 2024. 632 p.

References (transliterated)

1. Hrabovskiy A.V., Tkachuk M.M., Vasyliov A.Yu., Tkachuk M.A., Koba A. M., Karpov V. O., Trotsenko V.V., Bohach A.S., Nabokov A.V., Solovei V.Yu., Rikunov O.M. (2025). Zabezpechennia pidvyshchennykh taktyko-tekhnichnykh kharakterystyk lehkobronovanykh mashyn na osnovi vyznachennia dynamichnoi mitsnosti bronekorpusiv iz homohennykh ta kompozytsiinykh materialiv [Ensuring increased tactical and technical characteristics of lightly armored vehicles based on determining the dynamic strength of armored hulls made of homogeneous and composite materials]. *Visnyk NTU «KhPI». Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR*, no.1, pp. 27–46. doi: 10.20998/2079-0775.2025.1.04

2. Leonid Davydovskiy, Serhii Bisyk, Iliyan Hutov, Iliyan Lilov, Alexander Kuprinenko, Oleg Yalnytyskiy. Optimization of the parameters of the energy absorbing element of the armored combat vehicle's seat in the conditions of explosive loading. *Trans & Motauto World*, 2020, YEAR V. ISSUE 2, pp. 45-47. ISSN PRINT 2367-8399
3. Davydovskiy L., Bisyk S. Formation of requirements for anti-mine energy-absorbing seats of armored combat vehicles. *Collection of Sciences. Proceedings of the Central Research Institute of Weapons and Military Equipment of the Armed Forces of Ukraine*, Kyiv, Iss. 2 (61), 2016, pp. 18–30.
4. Bisyk S.P., Davydovskiy L.S., Chepkov I.B., et al. Theoretical evaluation of mine resistance of multipurpose tactical vehicle. Kozak2. *Weapons and military equipment*, 2016, no.1 (9), 26-31.
5. Jones N. Several phenomena in structural impact and structural crashworthiness. *Europ Mechanics - 5th EUROMECH Solid Mechanics Conference*, 2003, no. 22(5), 693-707.
6. White M.D., Jones N. Experimental quasi-static axial crushing of top-hat and double-hat thin-walled sections. *International Journal of Mechanical Sciences*, 1999, 41(2), 179-208.
7. Energy absorption capabilities of complex thin walled structures / Elektronnyi resurs [https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/257/1/012027/pdf]
8. Shahrafi S., Rezvani M.J., Jahan A. Multi-response Optimization of Grooved Circular Tubes Filled with Polyurethane Foam as Energy Absorber. *Journal of Optimization in Industrial Engineering*, 2019, 12 (1), 133-149.
9. Davydovskiy L.S., Bisyk S.P., Chepkov I.B. et al. Alternatives of Energy Absorption Element Design Parameters for an Armored Combat Vehicle Seat Under Explosive Loading. *Strength Mater*, 2020. <https://doi.org/10.1007/s11223-020-00140-7>
10. Davydovskiy L., Bisyk S., Korbach V. Investigation of the energy-absorbing element of the mine seat of a crew of a combat armored vehicle. *Weapons and military equipment*, 2017, vol. 1 (13), 5-12.
11. Chepkov I.B., Lapitskiy S.V., Kuchinskiy A.V., Kuchinska O.B., Zirka M.V., Zvershkhovskiy I.V., Hurnovich A.V., Dokuchaev O.V., Andriyenko A.M. & Oliarnik B.O. Experimental Studies on the Effect of Destructive Reagents on Metal Structural Elements. *Powder metallurgy industry and managerial economics*, 2024, Volume 63, pp. 117–122. <https://link.springer.com/article/10.1007/s11106-024-00443-3>
12. Chepkov I. B. Rol ta mistse materialoznavstva u stvorenni novitnoho ozbroiennia ta viiskovoi tekhniki Zbroinykh Syl Ukrainy. [The role and place of materials science in the creation of modern weapons and military equipment of the Armed Forces of Ukraine]. *Visnik Nacionalnoi akademii nauk Ukraini*, 2023, no. 6, pp. 73-83. DOI: 10.15407/visn2023.06.073
13. Chepkov I. B., Hurnovych A. V., Lapyts'kyi S. V., Oliarnyk B. O., Trofymenko V. H. & Maistrenko O. A. Method of Conversion for the Ballistic Coefficient of Bullets. *Strength of Materials*, 2020, Volume 52, pp. 419–422. <https://doi.org/10.1007/s11223-020-00193-8>
14. Lednianskiy O. F., Bisyk S. P., Sanin A. F., Poshvalov V. P. Vyznachennia prydatnosti porystykh presovok z aluminiiu ta aluminiiemykh splaviv dlia vykorystannia v yakosti enerhopohlynaiuchykh elementiv [Determination of the suitability of porous aluminum and aluminum alloy extrusions for use as energy-absorbing elements]. *Tekhnichna mekhanika*, 2020, no. 4, pp. 109-116. DOI: <https://doi.org/10.15407/itm2020.04.109>
15. Bisyk S. P., Holub V. A., Larin O. Yu., Chechenkova O. L. Chyslove modelivannia vybukhovoho navantazhennia modulnykh stilykovykh konstruksii boiovykh bronovanykh mashyn [Numerical modeling of explosive loading of modular cellular structures of armored combat vehicles]. *Visnyk NTU «KhPI»*. Kharkiv. 2013, no. 23 (996), pp. 26–33.
16. Bisyk S. P., Chepkov I. B., Holub V. A., Korbach V. H. Otsinka vplyvu sposobu kriplennia protymynnoho ekrana na protymynu stiikest boiovykh bronovanykh mashyn [Assessment of the impact of the method of attaching a mine screen on the mine resistance of armored combat vehicles]. *Systemy ozbroiennia i viiskova tekhnika*. Kharkiv, 2013, no. 1 (33), pp. 8–12.
17. Hrubel M. H., Krainyk L. V., Khomenko V. P. Doslidzhennia konstruktyvnykh osoblyvosti ta taktykotekhnichnykh kharakterystyk boiovykh bronovanykh mashyn typu MRAP [Research into the design features and tactical and technical characteristics of MRAP armored combat vehicles]. *Systemy ozbroiennia i viiskova tekhnika*. Kharkiv, 2018, no. 1 (53), pp. 7–19.
18. Anatoliy L. Maystrenko, Volodymyr I. Kushch, Evgeniy A. Pashchenko, Vitaliy G. Kulich, Olecksiy V. neshpor, Sergiy P. Bisyk. Ceramic Armour for Armoured Vehicles Against Large-Calibre Bullets. *Problemy Mechatroniki: uzbrojenie, lotnictvo, inzhynieria bezpieczenstva*. 2020. Vol. 11, Nr 1 (39). Strony 9-16. DOI: 10.5604/01.3001.0014.0279
19. Slyvynskiy O.A., Bisyk S. P., Chepkov I.B., Vaskivskiy M.I., Chernozubenko O.V. Problemy vyhotovlennia zvarnykh bronekorpusiv vitchyzniannykh boiovykh bronovanykh mashyn [Problems of manufacturing welded armored hulls of domestic armored combat vehicles]. *Ozbroiennia i viiskova tekhnika*, 2017, no.4, pp. 29-38. https://scholar.google.com/citations?view_op=view_citation&hl=ru&user=WqJr8gAAAAJ&scstart=20&pagesize=80&sortBy=pubdate&citation_for_view=WqJr8gAAAAJ:hF0r9nPyWt4C
20. Kryvenko O. P., Lizunov P. P., Vorona Yu. V., Kalashnikov O. B. Modelivannia termopruznykh vlastyvosti kompozytnoho materialu v zadachakh stiikesti bahatosharovykh obolonok [Modeling thermoelastic properties of composite materials in stability problems of multilayer shells. Management of complex systems development]. *Upravlinnia rozvytkom skladnykh system*. Kyiv, 2023, no. 54, pp. 77 – 89. dx.doi.org/10.32347/2412-9933.2023.54.77-89
21. *Uglerodnye volokna i uglekompozity* [Carbon fibers and carbon composites]: per. s angl. / pod red. Je.Fitcera. Moskva: Mir, 1988. 336 p.
22. Kucher M. K., Zarazovskiy M. M. Otsinka mikromekhanichnykh modelei prohozuvannia efektyvnykh konstant pruzhnosti voloknystykh kompozytiv [Evaluation of micromechanical models for predicting effective elastic constants of fibrous composites]. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu Ukrainy «Kyivskiy politekhnichnyi instytut»*. Seriya Mashynobuduvannia, 2010, no. 58, pp. 24-29.
23. Bazhenov V. A., Kryvenko O. P., Solovei M. O. *Nelineine deformuvannia ta stiikest pruznykh obolonok neodnorodnoi struktury* [Nonlinear deformation and stability of elastic shells of heterogeneous structure]. Kyiv: ZAT «Vipol», 2010. 316 p.
24. Kryvenko O. P., Lizunov P. P., Vorona Yu. V., Kalashnikov O. B. Vykorystannia momentnoi skhemy skinchenykh elementiv pry doslidzhenni tonkykh pruznykh obolonok neodnorodnoi struktury [Using the finite element moment scheme in the study of thin elastic shells of inhomogeneous structure]. *Upravlinnia rozvytkom skladnykh system*. Kyiv, 2023, no. 53, pp. 52-62, dx.doi.org/10.32347/2412-9933.2023.53.52-62.
25. Bazhenov V. A., Kryvenko O. P. *Stiikest i kolyvannia pruznykh neodnorodnykh obolonok pry termosylovykh navantazhenniakh* [Stability and oscillations of elastic inhomogeneous shells under thermal force loads]. Kyiv: Karavela, 2020. 187 p.
26. Krivenko O. P., Lizunov P. P., Vorona Yu. V., Kalashnikov O. B. A Method for Analysis of Nonlinear Deformation, Buckling, and Vibrations of Thin Elastic Shells of an Inhomogeneous Structure. *Strength of Materials and Theory of Structures: Scientific-and-technical collected articles*. Kyiv: KNUBA, 2023. Issue 110, pp. 131–149.
27. Bazhenov V., Krivenko O. *Buckling and Natural Vibrations of Thin Elastic Inhomogeneous Shells*. Saarbrücken, Deutschland: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2018. 97 p.
28. Kyrkach O.B., Konokhov V.I. Napruzhenno-deformovanyi stan ta mitsnist sharuvatykh kompozytnykh plastykiv iz navantazhenyimi otvoramy [Stress-strain state and strength of layered composite plastics with loaded holes]. *Materialy XXIV mizhnar. nauk.-prakt. konf. «Informatsiini tekhnologii: nauka, tekhnika, tekhnolohiia, osvita, zdorovia» (MicroCAD-2016)*. Kharkiv. NTU «KhPI», 2016.
29. Smirnova Ya.O., Huriia I.M. Mikrostruktura ta mekhanichni

- vlastyvoſty sharuvatoho lytoho kompozytu BT-6/Al [Microstructure and mechanical properties of layered cast composite BT-6/Al.] ISSN 2077-1304. *Met. lit'e Ukr.*, 2022, vol. 30, no. 1 (328), 84-90 <https://doi.org/10.15407/steelcast2022.01.084>
30. Du Y., Fan G., Yu T., Hansen N., Geng L., Huang X. Laminated Ti-Al composites: processing, structure and strength. *Materials Science & Engineering A*, 2016, Vol. 673, pp. 572–580. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.msea.2016.07.108>
 31. Padnuru Sripathy A., Gupta M. Insight Into Layered Metal Matrix Composites. *Encyclopedia of Materials: Composites*, 2021, Vol. 1, pp. 121–139. DOI: <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-819724-0.00021-5>
 32. Smirnova Y., Huriia I., Loboda P. Liquid phase fabrication technology of layered Ti/Al composite. *U.P.B. Scientific bulletin, Series B: Chemistry and Materials Science*, 2021, Vol. 83, Iss. 4, pp. 273–282. URL: https://www.scientificbulletin.upb.ro/rev_docs_arhiva/rezb3b_447954.pdf
 33. Smetankina N. V., Misiura S.Yu., Misiura Ye.Yu. Analiz deformuvannya sharuvatykh konstruktivniy aerokosmichnoi tekhniki pry bahatofaktornomu navantazhenni [Analysis of deformation of layered aerospace structures under multifactor loading]. *Matematychni problemy tekhnichnoi mekhaniky – 2024 : materialy mizhnarodnoi naukovoï konferentsii*, 18–19, 22 kvitnia 2024 r. : tezy dopov. Dnipro, 2024, pp. 43–45. <http://repository.hneu.edu.ua/handle/123456789/32847>
 34. Sierikova O., Strelnikova E., Gnitko V., Degtyarev K. Boundary calculation models for elastic properties clarification of three-dimensional nanocomposites based on the combination of finite and boundary element methods. In: 2021 IEEE 2nd KhPI Week on Advanced Technology (KhPIWeek), 2021, pp. 351–356.
 35. Smetankina N., Ugrimov S., Kravchenko I., Ivchenko D. Simulating the process of a bird striking a rigid target. *Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham*, 2020, pp. 711–721. https://doi.org/10.1007/978-3-030-22365-6_71
 36. Shupykov A.N., Buzko Ya.P., Smetankina N.V., Uhrymov S.V. *Nestatsionarnye kolebaniya mnohosloinnykh plastyn y obolochek y ykh optymyzatsiya* [Unsteady vibrations of multilayer plates and shells and their optimization]. Kharkov. KhNĖU, 2004. 252p.
 37. Keramichni broneplyty – tekhnolohichna evoliutsiia zakhystu [Ceramic armor plates – technological evolution of protection]. *Elektronnyi resurs*. <https://balistyka.ua/articles/keramichni-broneplyty-tekhnolohichna-evolyutsiya-zakhystu.01.07.2024>
 38. Burlaienko V. M., Lvov H.I., Dimitrova–Burlaienko S. D. Doslidzhennia stiihosti metal-matrychnykh kompozytnykh balok zminnoho poperechnoho pererizu z aksialnohradiientnym armuvanniam [Study of the stability of metal-matrix composite beams of variable cross-section with axial gradient reinforcement]. *Visnyk NTU «KhPI». Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR*, 2025, no. 2, pp. 26–34. DOI: <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2025.2.04>
 39. Burlayenko V.N., Kouhia R., Dimitrova S.D. Free vibration analysis of curvilinearly tapered axially functionally graded material beams. *Applied Sciences*, 2024. <https://doi.org/10.3390/app14156446>
 40. Burlayenko V.N., Sadowski T., Altenbach H. Efficient free vibration analysis of FGM sandwich flat panels with conventional shell elements. *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, 2022. <https://doi.org/10.1080/15376494.2021.1909191>
 41. Burlayenko V.N. A continuum shell element in layerwise models for free vibration analysis of FGM sandwich panels. *Springer*, 2021, Volume 33, pp. 1385–1407. https://scholar.google.com/citations?view_op=view_citation&hl=uk&user=CqTeRTIAAAAJ&ccstart=20&pagesize=80&sortby=pubdate&citation_for_view=CqTeRTIAAAAJ_g5IzVfSwC
 42. Burlayenko, V.N., Altenbach, H., Sadowski, T.: An evaluation of displacement-based finite element models used for free vibration analysis of homogeneous and composite plates. *J. Sound Vib*, 2015, 358, 152–175.
 43. Hajlaoui, A., Chebbi, E., Wali, M., Dammak, F.: Geometrically nonlinear analysis of FGM shells using solid shell element with parabolic shear strain distribution. *Int. J. Mech. Mater. Des.*, 2020, 16, 351–366. DOI: 10.1007/s10999-019-09465-x
 44. Altenbach, H., Altenbach, J., Kissing, W. *Mechanics of Composite Structural Elements*, 2nd edn. Springer, Singapore, 2018.
 45. Burlayenko, V.N., Altenbach H., Sadowski, T. Dynamic fracture analysis of sandwich composites with face sheet/core debond by the finite element method. In: Altenbach, H., et al. (eds). *Dynamical Processes in Generalized Continua and Structures. Advanced Structured Materials*, 2019, vol. 103, pp. 163–194. Springer, Cham.
 46. Burlayenko V. N., Kouhia, R., Dimitrova, S. D. Free vibration analysis of curvilinearly tapered axially functionally graded material beams. *Applied Sciences*, 2024, vol. 14, no. 15, 6446. <https://doi.org/10.3390/app14156446>
 47. Burlayenko V.N., Sadowski T., Marsavina L. Free vibration analysis of functionally graded carbon nanotube reinforced beams with variable cross-section using the differential transform method. *Meccanica*, 2025, in press.
 48. Mykola Tkachuk, Anton Tkachuk. Large deformation of cable networks with fiber sliding as a second-order cone programming. *International Journal of Solids and Structures*, 2024, Vol. 298, pp. 112848/ <https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2024.112848>
 49. Jubera R., Ridruejo A., González C., LLorca J. Mechanical behavior and deformation micromechanisms of polypropylene nonwoven fabrics as a function of temperature and strain rate. *Mech. Mater.*, 74 (2014), pp. 14–25. DOI 10.1016/j.mechmat.2014.03.007
 50. Kanno Y. *Nonsmooth Mechanics and Convex Optimization*. 9781420094244, CRC Press (2011). URL <https://books.google.se/books?id=52XMBQAAQBAJ>.
 51. Ridruejo A., Jubera R., González C., LLorca J. Inverse notch sensitivity: Cracks can make nonwoven fabrics stronger. *J. Mech. Phys. Solids*, 77 (2015), pp. 61–69. DOI: 10.1016/j.jmps.2015.01.004
 52. Tkachuk M. Complementary energy principle for cable networks in terms of force vector variable. *Bull. Natl. Tech. Univ. KhPI Ser. Eng. CAD* (1) (2022), pp. 85–90. doi: 10.20998/2079-0775.2022.1.09
 53. Tkachuk M., Linder C. The maximal advance path constraint for the homogenization of materials with random network microstructure. *Phil. Mag.*, 2012, 92 (22), pp. 2779–2808. DOI: 10.1080/14786435.2012.675090
 54. Kanno Y., Ohsaki M. Contact analysis of cable networks by using second-order cone programming. *SIAM J. Sci. Comput.*, 2006, 27 (6), pp. 2032–2052. <https://doi.org/10.1137/S106482750343194>
 55. Negi V., Picu R. C. Mechanical behavior of cross-linked random fiber networks with inter-fiber adhesion. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 2019, 122, pp. 418–434. <https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2019.11.003>
 56. Deoekar S., Picu R. C. Strength of stochastic fibrous materials under multiaxial loading. *Soft Matter*, 2021, 17(3), pp. 704–714. <https://doi.org/10.1039/D0SM01713B>
 57. Deoekar S., Yan Z., Picu R. C. Random Fiber Networks With Superior Properties Through Network Topology Control. *Journal of Applied Mechanics*, 2019, 86(8), pp. 081010. <https://doi.org/10.1115/1.4043828>
 58. Chen, N., Silberstein, M. N. A micromechanics-based damage model for non-woven fiber networks. *International Journal of Solid and Structures*, 2019, 160, pp. 18–31. <https://doi.org/10.1016/j.ijsolstr.2018.10.009>
 59. Tkachuk M.M. Elastic Homogenization of Materials with Composite Network Structures. Published: 10 June 2022 Volume 263, pages 104–119, (2022). DOI:10.1007/s10958-022-05910-z
 60. Tkachuk M. M. Method of elastic homogenization of bimodal networks. *Visnyk Nats. Tekh. Univ. «KhPI» Ser. Mashynoznavstvo SAPR*, 2019, no. 7, 107–115. <https://doi.org/10.20998/2079-0775.2019.7.17>
 61. Vaidzu K. *Variacionnye metody v teorii uprugosti i plastichnosti* [Variational methods in the theory of elasticity and plasticity]. M, Mir, 1987. 542p.
 62. Gol'denvejzer A. L. Teorija uprugih tonkih obolochek

[Theory of elastic thin shells]. M.: Nauka, 1976. 512 p.
63. Zienkiewicz O. C., R. L. Taylor, Govindjee S. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*. 87th ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2024. 632 p.

Надійшла (received) 19.03.2026
Стаття прийнята до друку 21.04.2026
Опублікована 28.04.2026

Відомості про авторів / About the Authors

Ткачук Микола Анатолійович / Tkachuk Mykola A. – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; м. Харків, Україна; тел.: +380667146697; e-mail: tma@tmm-sapr.org; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4174-8213>

Грабовацький Андрій Володимирович / Grabovskiy Andrey – доктор технічних наук, професор, провідний науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; тел.: +380502881027; e-mail: andrej8383@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6116-0572>

Ткачук Микола Миколайович / Tkachuk Mykola M. – доктор технічних наук, старший дослідник, провідний науковий співробітник кафедри інформаційних технологій та систем колісних і гусеничних машин імені О.О. Морозова; Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; тел.: +380667146697; e-mail: m.tkachuk@tmm-sapr.org; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4753-4267>

Васильєв Антон Юрійович / Vasiliev Anton – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; старший науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; тел. +380675793843; e-mail: AVasiliev@tmm-sapr.org; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8106-0950>

Коба Андрій Миколайович / Koba Andrii – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; тел.: +380996203009; e-mail: a.skoba89@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0009-0006-0162-9208>

Троценко Володимир Володимирович / Trotsenko Volodymyr – підполковник, Військовий інститут танкових військ при Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут», ст. викладач кафедри «Експлуатація, озброєння та військова техніка»; м. Харків, Україна; тел.: +380938297005; e-mail: vvoova1102@ukr.net; ORCID: <https://orcid.org/0009-0000-6537-7245>

Кислиця Денис Валерійович / Denys Kyslytsia – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; тел.: +380989329032; e-mail: Denys.Kyslytsia@mit.khpi.edu.ua

Набоков Анатолій Володимирович / Nabokov Anatoliy – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; e-mail: avnabokov@gmail.com

Рікунов Олег Миколайович / Rikunov Oleg – полковник, кандидат технічних наук, доцент, Національна академія Національної гвардії України, заступник начальника кафедри «Управління логістикою» ННІ ПКК; м. Харків, Україна; тел.: +380667146697; e-mail: rikunov317@ukr.net; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7581-7531>

Шаталов Олег Євгенович / Shatalov Oleg – кандидат технічних наук, Національна Академія сухопутних військ ім. гетьмана Петра Сагайдачного, доцент кафедри бронетанкової техніки, м. Львів, тел. 097-457-38-31, <https://orcid.org/0000-0001-8941-8734>, e-mail: shatl-oleg-ua@ukr.net

Карпов Вадим Олегович / Karпов Vadym – доктор філософії, старший викладач кафедри «Інформаційні технології і системи колісних та гусеничних машин імені О. О. Морозова; Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; e-mail: tma@tmm-sapr.org; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7851-2458>

Богач Андрій Станіславович / Bohach Andrii – кандидат технічних наук, командир самохідного артилерійського дивізіону військової частини А 4010, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0009-0008-0359-3450>; e-mail: bogach@tmm-sapr.org

ЗМІСТ

| | |
|---|-----|
| <i>О. В. БОНДАРЕНКО, О. В. УСТИНЕНКО, Р. В. ПРОТАСОВ, І. О. КИРИЧЕНКО, М. В. МАТЮШЕНКО, С. В. АНДРІЄНКО</i> | |
| Раціональна трансмісія військової колісної машини: від ідеї до реалізації..... | 3 |
| <i>В. С. ВЕЙЛЕР, О. Ю. ШУТЬ, М. В. ПРОКОПЕНКО, О. М. МАРУСЕНКО, Є. А. ФЕДОРОВ, Є. М. ОВЧАРОВ, Р. Г. НЕЧАСЬ, І. Я. ХРАМЦОВА, О. В. КОХАНОВСЬКА</i> | |
| Проектне забезпечення технічних характеристик нагнітачів повітря танкових двигунів | 11 |
| <i>Є. О. ВЕРЕТЕННИКОВ, О. Б. ДУДКА</i> | |
| Методика визначення гідравлічних та механічних втрат гідрооб'ємної передачі | 28 |
| <i>О. С. ЗАБАРА, М. С. ЛЮБИМОВ, С. Є. БАЗІКАЛО, А. Ю. ЛИСАЧЕНКО, С. О. МАЗУРЕЦЬ</i> | |
| До питання експериментальних досліджень вузлових з'єднань між стійками та балками як елементів складських стелажних систем | 34 |
| <i>О. І. ЗІНЧЕНКО</i> | |
| Модель контактної взаємодії торсійного вала системи підресорювання легкої броньованої машини зі спряженими деталями | 42 |
| <i>Г. В. ІВАНЕЦЬ, С. А. ГОРСЛИШЕВ, М. Г. ІВАНЕЦЬ, С. О. КРАВЧЕНКО, О. А. НАКОНЕЧНИЙ, О. М. СТАВИЦЬКИЙ</i> | |
| Модель оцінювання параметрів кутових імітаторів повітряних цілей | 55 |
| <i>С. С. КРАВЧЕНКО, Б. С. ЧУЧУМЕНКО</i> | |
| Багатофакторний аналіз експлуатаційних показників автомобілів з різним типом силового приводу | 63 |
| <i>В. М. КРАСНОКУТСЬКИЙ</i> | |
| Методика розрахунку напружено-деформованого стану елементів модернізованої рами тракторного самохідного шасі при агрегуванні з фронтальним навантажувачем | 69 |
| <i>О. Л. ЛУГОВИЙ, О. Г. ГУСАК</i> | |
| Модель втрат у комбінованому відводі відцентрового насоса | 77 |
| <i>М. Є. СЕРГІЄНКО, П. М. КАЛІНІН, Н. М. ПАВЛОВА, А. М. СЕРГІЄНКО, М. І. ГАСАНОВ, С. І. КРИВОШАПОВ, О. В. ТИТАРЕНКО, В. П. ТИХАНОВСЬКИЙ</i> | |
| Щодо удосконалення показників двопотокової сухої енергоефективної муфти зчеплення..... | 85 |
| <i>С. В. СТРИМОВСЬКИЙ</i> | |
| Оптимізація роботи вентиляторної системи охолодження дизельного двигуна на колісному бронетранспортері | 97 |
| <i>Г. В. ТКАЧУК, Д. В. БІБІК, О. В. ВЕРЕТЕЛЬНИК, С. О. КРАВЧЕНКО, С. І. МАРУСЕНКО, В. В. СУББОТІНА, В. І. АЛЬОХІН, Н. А. ДЬОМІНА, В. І. ССРИКОВ, Т. О. ПРОТАСЕНКО, І. П. ГРЕЧКА, О. С. ЛЬОЗНИЙ</i> | |
| Методологія розрахунково-експериментального аналізу напружено-деформованого стану високоавантажених елементів задля забезпечення світового рівня технічних і тактико-технічних характеристик машин цивільного та військового призначення..... | 103 |
| <i>М. А. ТКАЧУК, А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, М. М. ТКАЧУК, А. Ю. ВАСИЛЬЄВ, А. М. КОБА, В. В. ТРОЦЕНКО, Д. В. КИСЛИЦЯ, А. В. НАБОКОВ, О. М. РІКУНОВ, О. Є. ШАТАЛОВ, В. О. КАРПОВ, А. С. БОГАЧ</i> | |
| Методологія проектних досліджень бронекорпусів легкоброньованих машин із нетрадиційних, поверхнево зміцнених матеріалів та композицій | 133 |

CONTENTS

| | |
|--|-----|
| <i>O. BONDARENKO, O. USTYNENKO, R. PROTASOV, I. KYRYCHENKO, M. MATYUSHENKO, S. ANDRIENKO</i> | |
| Rational transmission of a military wheeled vehicle: from concept to implementation | 3 |
| <i>V. VEILER, O. SHUT, M. PROKOPENKO, O. MARUSENKO, Ye. FEDOROV, Ye. OVCHAROV, R. NECHAIEV, I. KHRAMTSOVA, O. KOHANOVSKA</i> | |
| Design support for the technical characteristics of tank engine superchargers | 11 |
| <i>Ie. VERETENNIKOV, O. DUDKA</i> | |
| Methodology for determining hydraulic and mechanical losses of hydraulic transmission | 28 |
| <i>O. ZABARA, M. LYUBIMOV, S. BAZIKALO, D. BURDOV, A. LYSACHENKO, S. MAZURETS</i> | |
| On the issue of experimental research of nodal connections between racks and beams as elements of warehouse rack systems | 34 |
| <i>O. ZINCHENKO</i> | |
| Model of contact interaction of the torsion shaft of the suspension system of a light armored vehicle with connected parts | 42 |
| <i>G. IVANETS, S. HORIELYSHEV, M. IVANETS, S. KRAVCHENKO, A. NAKONECHNYI, O. STAVYTSKYI</i> | |
| Model for evaluating the parameters of corner reflectors for aerial targets | 55 |
| <i>S. KRAVCHENKO, B. CHUCHUMENKO</i> | |
| Multifactor analysis of operational performance indicators of vehicles with different types of powertrains | 63 |
| <i>V. KRASNOKUTSKYI</i> | |
| Method of calculating the stress-deformed state of elements of the modernized frame of a tractor self-propelled chassis when assembled with a front loader | 69 |
| <i>O. LUHOVYI, O. GUSAK</i> | |
| Model of losses in the combined outlet of a centrifugal pump | 77 |
| <i>N. SERGIENKO, P. KALININ, N. PAVLOVA, A. SERGIENKO, M. GASANOV, S. KRIVOSHAPOV, O. TITARENKO, V. TYKHANOVSKYI</i> | |
| On the enhancement of performance parameters of a dual-stream dry energy-efficient clutch assembly | 85 |
| <i>S. STRIMOVSKYI</i> | |
| Optimization on the fan cooling system of a diesel engine in the wheeled armored personnel carrier | 97 |
| <i>H. TKACHUK, D. BIBIK, O. VERETELNYK, S. KRAVCHENKO, S. MARUSENKO, V. SUBBOTINA, V. ALOKHIN, N. DOMINA, V. SIERYKOV, T. PROTASENKO, I. HRECHKA, O. LOZNYI</i> | |
| Methodology of computational and experimental analysis of the stress-strain state of highly loaded elements to ensure world-class technical and tactical-technical characteristics of civilian and military vehicles | 103 |
| <i>M. A. TKACHUK, A. HRABOVSKYI, M. M. TKACHUK, A. VASYLIEV, A. KOBA, V. TROTSENKO, D. KYSLYTSIA, A. NABOKOV, O. RIKUNOV, O. SHATALOV, V. KARPOV, A. BOHACH</i> | |
| Methodology of design research of armored hulls of lightly armored vehicles made of unconventional, surface-hardened materials and compositions..... | 133 |

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХП».

СЕРІЯ: МАШИНОЗНАВСТВО ТА САПР

Збірник наукових праць

№ 1'2026

Науковий редактор: М. А. Ткачук, д-р техн. наук, професор, НТУ «ХП», Україна

Відповідальний секретар: М. М. Ткачук, д-р. техн. наук, НТУ «ХП», Україна

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ ТА ВИДАВЦЯ: 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХП».
Кафедра «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»
Тел.: (057) 707-69-02, (057) 707-61-66; e-mail: m.tkachuk@tmm-sapr.org.

Підп. до друку 28.04.2026 р. Формат 60×84 1/8. Папір офсетний.
Друк офсетний. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 9,2. Облік.-вид. арк. 9,5.
Тираж 100 пр. Зам. № 2/04/26. Ціна договірна.

Виготовлювач: ФОП Панов А. М. Свідоцтво серії ДК № 4847 від 06.02.2015 р.
м. Харків, вул. Жон Мироносиць, 10, оф. 6.
тел. +38(057)714-06-74, +38(050)976-32-87, copy@vlavke.com



Матеріальна обсягівка виконана за рахунок грантів Бюджету Національного технічного університету «ХПИ» від структурних підрозділів: кафедри технічної механіки Б-1, кафедри та інженерних центрів НТУ «ХПИ».