

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**

№ 1'2019

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

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

No. 1'2019

Collection of Scientific papers

The edition was founded in 1961

Харків
НТУ «ХПІ», 2019

Kharkiv
NTU «KhPI», 2019

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: машинознавство та САПР = Вестник Национального технического университета «ХПИ». Серия: Машиноведение и 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», 2019. – № 1. – 110 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.

Для науковців, викладачів вищої школи, аспірантів, студентів і фахівців в 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.

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

Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації України
КВ № 23870–13710P від 15 березня 2019 р.

Мова статей – українська, російська, англійська.

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: машинознавство та САПР включений до зовнішніх інформаційних систем, у тому числі індексується в наукометричних базах WorldCat і Google Scholar і включений у довідник періодичних видань бази даних Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA)

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., НТУ «ХПІ», Україна

Члени редколегії:

Андренко П.М., проф., НТУ «ХПІ», Україна
Бошанські М., проф., Словацький технічний університет,
Братислава, Словаччина
Бурлаєнко В. М., доц., НТУ «ХПІ», Україна
Волонцевич Д. О., проф., НТУ «ХПІ», Україна
Грабовський А. В., с. н. с., НТУ "ХПІ", Україна
Гречка І. П., доц., НТУ «ХПІ», Україна
Львов Г. І., проф., НТУ «ХПІ», Україна
Мартиненко О.В., університет Штуттгарта, Німеччина
Роговий А. С., доц., Харківський національний автомобільно-
дорожній університет, Україна
Струтинський С. В., НТУУ «Київський політехнічний
інститут ім. Ігоря Сікорського», Україна
Ткачук А.М., університет Штуттгарта, Німеччина
Хавін Г.Л., проф., НТУ «ХПІ», Україна

Editorial staff

Associate editor:

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

Executive secretary:

Tkachuk M. M., NTU «KhPI», Ukraine

Editorial staff members:

Andrenko P.M., prof., NTU «KhPI», Ukraine
Bošanský M., prof., Slovak University of Technology in
Bratislava, Slovak Republic
Burlayenko V. M., Doct. of Science, NTU «KhPI», Ukraine
Volontsevich D.O., prof., NTU «KhPI», Ukraine
Grabovsky A. V., senior researcher, NTU «KhPI», Ukraine
Grechka I.P., NTU «KhPI», Ukraine
Lvov G. I., prof., NTU «KhPI», Ukraine
Martynenko O.V., University of Stuttgart, Germany
Rogovyi A.S., Doct. of Science, Kharkiv National Automobile
and Highway University, Ukraine
Strutynskyi S.V, NTUU «Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic
Institute»
Tkachuk A.M., Universität Stuttgart, Germany
Khavin G.L., prof., NTU «KhPI», Ukraine

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ «ХПІ».
Протокол № 7 від 05 липня 2019 р.

О. В. БОНДАРЕНКО, О. В. УСТИНЕНКО

ВИКОРИСТАННЯ ПСЕВДОВИПАДКОВИХ ПОСЛІДОВНОСТЕЙ В ЕВОЛЮЦІЙНИХ АЛГОРИТМАХ ПРИ РАЦІОНАЛЬНОМУ ПРОЕКТУВАННІ ЗУБЧАСТИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ РЕДУКТОРІВ ТА КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

Стаття присвячена використанню псевдовипадкових послідовностей в еволюційних алгоритмах (ЕА) при раціональному проектуванні зубчастих циліндричних редукторів та коробок передач. Розглянуто основні теоретичні викладки рівномірно розподілених послідовностей та ЛП τ -послідовностей, які дають змогу оцінити можливості цих послідовностей та проаналізувати перспективи застосування при реалізації еволюційних алгоритмів. Розглянуто основні теоретичні викладки, що стосуються ЕА. Описано алгоритмічну схему класичного ЕА, яка наочно ілюструє його роботу та функціонування. Це дало змогу критично оцінити можливі етапи, на яких актуально використовувати ЛП τ -послідовності як псевдовипадковий фактор. Запропоновано віддати на розсуд псевдовипадковості наступні етапи: генерацію початкової популяції, підбір батьківських пар, схрещування та мутацію. Розглянуто «внутрішні» можливості ЛП τ -послідовності, а саме – можливість використання таблиці чисельників для реалізації можливості отримання у різних експериментах для однієї задачі пробних точок з відмінними координатами. Це дає змогу більш щільно дослідити простір параметрів проектування та поліпшити етап генерації початкової популяції, досягти її урізноманітнення та збільшення у декілька разів, що дає змогу знайти кінцевий результат швидше та якісніше. Розглянуто особливості використання ЛП τ -послідовності при схрещуванні. Рекомендовано для кожної обраної батьківської пари за ЛП τ -послідовністю обирати один з описаних методів схрещування. Це дає змогу наблизити процес формування нащадків до реально-го еволюційного процесу, коли процес носить випадковий характер. Розглянуто особливості та наочно проілюстровано використання ЛП τ -послідовностей при реалізації рекомендованих генетичних операторів схрещування для батьківських пар. Розглянуто особливості та наочно проілюстровано використання ЛП τ -послідовностей при реалізації рекомендованого генетичного оператора мутації. Таким чином, створено теоретичну базу для подальшої апробації та реалізації випадкового фактору в еволюційних алгоритмах.

Ключові слова: проектування; редуктор; коробка передач; раціональні параметри; еволюційний алгоритм; ЛП τ -послідовність

А. В. БОНДАРЕНКО, А. В. УСТИНЕНКО

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПСЕВДОСЛУЧАЙНЫХ ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОСТЕЙ В ЭВОЛЮЦИОННЫХ АЛГОРИТМАХ ПРИ РАЦИОНАЛЬНОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ ЗУБЧАТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ И КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

Статья посвящена использованию псевдослучайных последовательностей в эволюционных алгоритмах (ЭА) при рациональном проектировании зубчатых цилиндрических редукторов и коробок передач. Рассмотрены основные теоретические выкладки равномерно распределенных последовательностей и ЛП τ -последовательностей, которые позволяют оценить возможности этих последовательностей и проанализировать перспективы применения при реализации эволюционных алгоритмов. Рассмотрены основные теоретические выкладки, касающиеся ЭА. Описана алгоритмическая схема классического ЭА, которая наглядно иллюстрирует его работу и функционирование. Это позволило критически оценить возможные этапы, на которых актуально использовать ЛП τ -последовательности как псевдослучайный фактор. Предложено отдать на усмотрение псевдослучайности следующие этапы: генерацию начальной популяции, подбор родительских пар, скрещивания и мутации. Описаны «внутренние» возможности ЛП τ -последовательности, а именно – возможность использования таблицы числителей для реализации возможности получения в различных экспериментах для одной задачи пробных точек с отличными координатами. Это позволяет более плотно исследовать пространство параметров проектирования и улучшить этап генерации начальной популяции, достичь ее разнообразия и увеличения в несколько раз, что позволяет найти конечный результат быстрее и качественнее. Рассмотрены особенности использования ЛП τ -последовательности при скрещивании. Рекомендовано для каждой выбранной родительской пары по ЛП τ -последовательности выбирать один из описанных методов скрещивания. Это позволяет приблизить процесс формирования потомков к реальному эволюционному процессу, когда процесс носит случайный характер. Описаны особенности и наглядно проиллюстрировано использование ЛП τ -последовательностей при реализации рекомендованных генетических операторов скрещивания для родительских пар. Рассмотрены особенности и наглядно проиллюстрировано использование ЛП τ -последовательностей при реализации рекомендованного генетического оператора мутации. Таким образом, создана теоретическая база для дальнейшей апробации и реализации случайного фактора в эволюционных алгоритмах.

Ключевые слова: проектирование; редуктор; коробка передач; рациональные параметры; эволюционный алгоритм; ЛП τ -последовательность

O. BONDARENKO, O. USTYNYENKO

THE USE OF PSEUDO RANDOM SEQUENCES IN EVOLUTIONARY ALGORITHMS FOR RATIONAL DESIGN OF TOOTHED HELICAL REDUCERS AND GEARBOXES

The article is devoted to the use of pseudo-random sequences in evolutionary algorithms (EA) with rational design of gear cylindrical gearboxes and gearboxes. The main theoretical calculations of uniformly distributed sequences and LP τ -sequences, which allow to evaluate the capabilities of these sequences and analyze the prospects for application in the implementation of evolutionary algorithms, are considered. The main theoretical calculations concerning EA are considered. The algorithmic scheme of the classic EA is described which vividly illustrates its operation and functioning. This made it possible to critically evaluate the possible stages at which it is important to use LP τ -sequences as a pseudo-random factor. It is proposed to give the following stages to the discretion of the pseudorandom: the generation of the initial population, the selection of parental pairs, the crossing and the mutation. The “internal” capabilities of the LP τ -sequence are described, namely, the possibility of using the table of numerators to realize the possibility of obtaining test points with excellent coordinates in different experiments for one problem. This allows you to more closely explore the space of design parameters and improve the generation stage of the initial population, to achieve its diversity and increase several times, which allows you to find the end result faster and more qualitatively. The features of the use of the LP τ -sequence when crossing are considered. It is recommended for each selected parental pair in the LP τ -sequence to choose one of the described methods of crossing. This allows you to bring the process of the formation of descendants to the actual evolutionary process, when the process is random. Features and clearly illustrated the use of LP τ -sequences in the implementation of the recommended genetic crossing operators for parental pairs. Features and clearly illustrated the use of LP τ -sequences in the implementation of the recommended genetic mutation operator. Thus, a theoretical basis was created for further testing and implementation of the random factor in evolutionary algorithms.

Keywords: design; reducer; gearbox; rational parameters; evolutionary algorithm; LP τ -sequence

Актуальність задачі. У сучасному машинобудуванні досить розповсюджені зубчасті приводи, що використовуються для реалізації зміни оберта-

льного моменту та частоти обертання. Моделями,

© О. В. Бондаренко, О. В. Устиненко, 2019

що користуються попитом у промисловості, є зубчасті циліндричні редуктори та коробки передач. Загальне машинобудування більше віддає перевагу універсальним та спеціальним двоступінчастим співвісним та розгорнутим редукторам. Автомобільне машинобудування потребує дво- та тривальних коробок передач [1], які на кожній (не прямій) передачі працюють як одно- та двоступеневий співвісний редуктор.

Основні проблеми та складності при проектуванні такого типу приводів було розглянуто у [1].

У якості одного із підходів до розв'язання задачі авторами було запропоновано використання псевдовипадкового пошуку за ЛПТ-последовностями [2], як самостійно [3], так і в комбінації з іншими методами [4].

У роботі [5] було розглянуто можливості та адаптацію генетичних алгоритмів для раціонального проектування редукторів та коробок передач. У вказаній роботі надано декілька варіацій генетичних алгоритмів, де для генерування початкових популяцій використовувалися ЛПТ-рівномірно розподілені последовності.

Автори бачать можливим розвиток цього напрямку та удосконалення подібних підходів до розв'язання задач раціонального проектування вказаних зубчастих приводів.

Таким чином, аналіз можливості використання псевдовипадкових последовностей в еволюційних алгоритмах при раціональному проектуванні зубчастих циліндричних редукторів та коробок передач є актуальною науково-прикладною задачею.

Рівномірно розподілені последовності точок в K^n (одичинному n -вимірному кубі). Нехай P_1, \dots, P_i, \dots – последовність точок, що належать K^n . Виберемо в K^n довільний n -вимірний паралелепіпед Π із сторонами, що паралельні координатним граням. Позначимо через $S_N(\Pi)$ кількість точок P_i з номерами $1 \leq i \leq N$, що належать Π .

Последовність точок P_1, \dots, P_i, \dots називається рівномірно розподіленою в K^n , якщо для будь-якого Π

$$\lim_{N \rightarrow \infty} \frac{S_N(\Pi)}{N} = V_\Pi, \quad (1)$$

де V_Π – об'єм (n -вимірний) паралелепіпеда Π .

Можна довести, що, якщо G – довільна область, яка розташована в K^n , має об'єм V_G , то з попередніх міркувань витікає, що

$$\lim_{N \rightarrow \infty} \frac{S_N(G)}{N} = V_G.$$

Це співвідношення показує, що при достатньо великих N кількість точок последовності, що належать G , пропорційна об'єму G : $S_N(G) \sim NV_G$.

Легко також довести, що проєкції точок рівномірно розподіленої последовності на будь-яку

m -вимірну грань куба K^n при $m < n$ утворюють рівномірно розподілену последовність в K^m .

Якщо точки Q_i з декартовими координатами $(q_{i,1}, \dots, q_{i,n})$ є рівномірно розподіленою последовністю в K^n (одичинний n -вимірний куб), то точки A_j з декартовими координатами $(\alpha_{j,1}, \dots, \alpha_{j,n})$, де при $j = 1, 2, \dots, n$

$$\alpha_{j,i} = a_j + (b_j - a_j) \cdot q_{i,j}, \quad (2)$$

є рівномірно розподіленою последовністю в паралелепіпеді Π (n -вимірний паралелепіпед), що складається з точок $(\alpha_1, \dots, \alpha_n)$, координати яких задовольняють нерівностям $a_j \leq \alpha_{j,i} \leq b_j$.

ЛПТ-последовність є однією з найякісніших рівномірно розподілених последовностей.

Декартові координати $q_{i,j}$ для ЛПТ-последовності обчислюються за двома типами алгоритмів: вихідним та арифметичним.

Автори використовують арифметичний алгоритм у зв'язку з відносно простою його програмною реалізацією.

Розглянемо варіант, коли декартові координати $q_{i,j}$ для ЛПТ-последовності обчислюються за арифметичним алгоритмом. Цей алгоритм базується безпосередньо на розрахунках за таблицею чисельників $r_j^{(l)}$. За заданим номером точки i обчислюємо

$$m = 1 + \lceil \ln i / \ln 2 \rceil, \quad (3)$$

а потім для кожного параметру j ($j=1, 2, \dots, n$) обчислюємо координату

$$q_{i,j} = \sum_{k=1}^m 2^{-k+1} \left\{ \frac{1}{2} \sum_{l=k}^m [2\{i^{-l}\}] \cdot [2\{r_j^{(l)} 2^{k-l-1}\}] \right\}. \quad (4)$$

У останніх двох формулах $\{z\}$ – ціла частина, а $\{z\}$ – дрібна частина числа z .

Еволюційні алгоритми (ЕА) [6–8] – це спеціальні підходи до пошуку, що використовуються для розв'язання задач оптимізації та моделювання станів та процесів шляхом випадкових або спрямованих дій та процесів з параметрами. Такі стратегії є ідентичними процесам відбору та наслідування в живій природі. ЕА використовують як один з механізмів розв'язання багатопараметричних задач в механіці [9–12]. ЕА, як і генетичні алгоритми (ГА), відрізняються від класичних методів оптимізації деякими особливостями [5].

Основною відмінністю ЕА від ГА є те, що у наступні покоління передаються не всі особини, а лише такі, що задовольняють умовам існування – певним обмеженням, що висуваються проектувальником. Така стратегія розвитку популяцій дає змогу у кожному наступному поколінні отримувати

особини із все більш якісними показниками пристосованості до вимог. Аналіз кожного дійсного покоління проходить досить швидко, бо кількість особин лімітується або умовами існування, або задається проектувальником.

Для ЕА притаманні ті ж самі терміни та оператори що і для ГА [5]: ген, геном, ділянка генома, генотип, алелі, локус, хромосома, особина.

Покажемо основні етапи ЕА на рис. 1. При ініціалізації ЕА спочатку будь яким чином, зручним для проектувальника, формують початкову популяцію. Кількість особин цієї популяції повинна бути максимально можливою, бо це значення значно впливає на подальший перебіг еволюційного процесу, і, відповідно, на кінцеві результати.

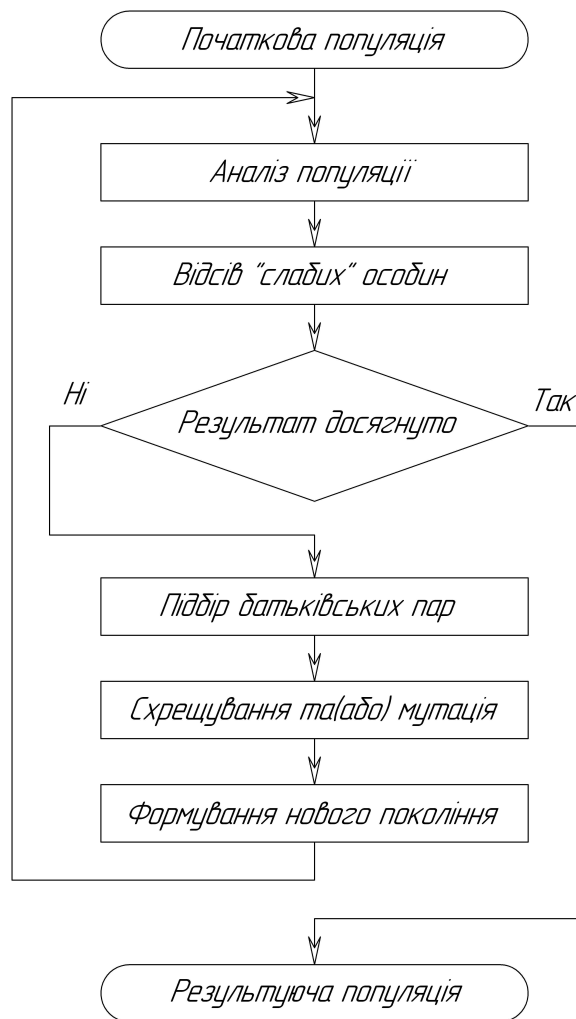


Рисунок 1 – Етапи ЕА

Потім початкова популяція піддається аналізу життєздатності, у межах якого визначають особин, що будуть брати участь у подальшому життєвому циклі. При розв'язанні технічних задач цей аналіз відповідає операції перевірки відповідності об'єкта технічним та технологічним умовам, що гарантує його працездатність.

Наступним етапом є селекція, тобто відсів недієздатних особин. Ця операція дає змогу у процесі подальшого перебігу алгоритму для формування

батьківських пар долучати лише обраних особин. Як вже зазначалося вище, селекція в ЕА при розв'язанні задач раціонального проектування може проводитися декількома підходами: відсів тільки недієздатних особин або певного відсотка «слабких» особин. «Слабкі» особини визначаються шляхом аналізу та сортування дієздатних особин за певним критерієм, їх кількість може задаватися проектувальником точно або відповідати певному відсотку від дієздатних особин.

Після селекції проводиться перевірка, чи поставлену мету було досягнуто. Якщо так, то з обраних особин формується результуюча популяція, якщо ні, то алгоритм переходить до наступних етапів.

Підбір батьківських пар, у відповідності до розв'язання задачі раціонального проектування циліндричних редукторів та коробок передач, як вже зазначалося в [5], рекомендовано проводити за наступними стратегіями: panmixia, inbreeding, outbreeding. При застосуванні до вказаної задачі ГА було запропоновано використовувати лише першу зі списку стратегію, зважаючи на її переваги. Але в ідеології ЕА це є недопустимим, і необхідно використовувати дві та більше стратегій. Вони можуть використовуватися як на рівні, так і складати певне співвідношення між собою. Така концепція більше відповідає реальним біологічним процесам, коли не існує виключно моногамних або полігамних видів. Так, є домінуючі моделі створення батьківських пар, але не виключні, тобто, зазвичай зустрічаються змішані стратегії.

Наступний етап визначає те, як буде проводитись обмін генами, тобто схрещування, або зміна гену при мутаціях. З великої кількості можливих варіантів схрещування авторами обрано більш зручні з точки зору програмної реалізації та піддатливості для реалізації випадковості процесів. Найбільш зручними методами є: дискретне односточкове і багаточкове схрещування, однорідне дискретне схрещування, проміжне схрещування. З переліку операторів мутацій автори рекомендують використовувати крокову та модифіковану інверсію [5]. Остання передбачає зміну локусів генів тільки в ділянках.

Сформована популяція знову повинна піддаватися аналізу, тобто цикл алгоритму замикається.

Далі розглянемо використання рівномірно розподілених послідовностей для наведеного алгоритму на прикладі розв'язання задачі раціонального проектування двоступінчастого циліндричного редуктора. Геном особини було наведено у [5].

ЛПЗ-послідовність як псевдовипадковий фактор ЕА. Для досягнення наближення до природного процесу еволюції необхідно у процесі ЕА забезпечити певну долю випадковості. У світовій науці існує декілька крайніх поглядів відносно еволюційного процесу. Одна сторона стверджує, що еволюція є випадковим процесом, інша – спрямованою необхідністю.

Автори закликають не впадати в крайнощі та

розглядати ЕА як комплексний процес, що вміщує у певних долях випадковість і необхідність. Необхідність визначається числовими і функціональними технічними та технологічними умовами, що призначає проектувальник, а випадковість – використанням на певних етапах ЕА псевдовипадкового фактору. У якості останнього автори пропонують використовувати ЛПт-последовність.

Пропонується в ЕА віддати на розсуд псевдовипадковості наступні етапи: генерацію початкової популяції, підбір батьківських пар, схрещування та мутацію. Але насамперед пропонується розглянути «внутрішні» можливості ЛПт-последовності.

Як відомо, базою для ЛПт-последовності є таблиця чисельників, яка відображає останні в залежності від номеру виміру простору параметра проектування (j) та параметру l , що бере участь при розрахунку за формулою (4). Надамо загальний вид таблиці чисельників у табл. 1, з повною таблицею можна ознайомитися у [2].

Таблиця 1 – Таблиця чисельників

j	$l=1$	2	3	...	18	19	$l=20$
1	1	1	1	...	1	1	1
2	1	3	5	...	196611	327685	983055
3	1	1	7	...	250113	276231	326411
...
49	1	1	7	...	239693	73299	863545
50	1	3	5	...	113679	204881	761911
51	1	1	1	...	37261	431301	176455

Табл. 1 дає змогу досліджувати 51-вимірний простір. У межах одного числового експерименту з пошуку раціональних параметрів дослідник самостійно призначає порядкові номери параметрам проектування. Кожному порядковому номеру відповідає певний рядок таблиці чисельників. Неявна властивість полягає у тому, що у кожному наступному експерименті з розв'язання однієї і тієї ж задачі проектувальник може змінювати порядкові номери параметрів проектування, наприклад, було: 1 – а, 2 – b, 3 – с, 4 – d; стало: 1 – b, 2 – а, 3 – d, 4 – с. Цим досягається можливість отримання у різних експериментах для однієї задачі пробних точок з відмінними координатами. Це дає змогу більш щільно дослідити простір параметрів проектування. Також зазначимо, що порядкові номери можуть обиратися не тільки проектувальником, а й призначатися за псевдовипадковою последовністю. Якщо кількість змінних проектування значно менша від 51, то можна зсувати ряд порядкових номерів на одну чи декілька позицій, наприклад, було: 1 – а, 2 – b, 3 – с, 4 – d; стало: 2 – а, 3 – b, 4 – с, 5 – d.

Таким чином, використовуючи описані вище підходи, можна поліпшити етап *генерації початкової популяції*, досягти її урізноманітнення та збільшення у декілька (два, три чи більше) разів, що дасть змогу в перспективі знайти кінцевий результат швидше та якісніше. Наприклад, для збільшення початкової популяції у два рази та впровадження фактору випадковості, проектувальник обирає два рядки з таблиці чисельників, за якими розрахо-

вує порядкові номери змінних проектування для двох генерацій пробних точок, які об'єднуються у єдину початкову популяцію (рис. 2).

Обрання батьківських пар запропоновано [5] проводити за стратегією раннікіа. Ця стратегія дає змогу сформувати до $\frac{p!}{2 \cdot (p-2)!}$ пар батьків.

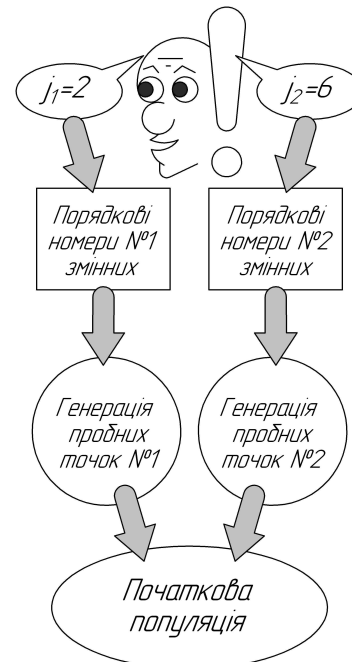


Рисунок 2 – Схема збільшення початкової популяції

Пропонується формувати пари за ЛПт-последовністю.

Виходячи з тестових розв'язань задачі раціонального проектування, проектувальник призначає кількість партнерів, які утворюють пари з кожною особиною поточної популяції.

Особинам, що гідні створити батьківські пари, призначаються порядкові номери, починаючи з 1-го.

Цей порядковий номер особини стає номером рядку таблиці чисельників (j), а обрана проектувальником кількість партнерів – кількістю пробних точок, тобто i . Якщо порядковий номер особини перевищує 51, то j для неї знов починають з 1 і так далі.

Перший та останній порядковий номер особин визначає границі інтервалу для обрання пробних точок, тобто порядкових номерів партнерів. У зв'язку з тим, що порядковий номер є дійсним натуральним числом, а на виході з ЛПт-последовності маємо раціональне число, то пропонується до нього застосовувати процедуру математичного округлення.

Таким чином, є змога псевдовипадково обирати для кожної особини бажану проектувальником кількість партнерів за їх порядковим номером (рис. 3).

Далі розглянемо використання ЛПт-последовності при *схрещуванні*.

Для розв'язання задачі раціонального проектування редукторів та коробок передач автори вважають доцільним використовувати наступні стратегії схрещування: багаточкове, однорідне дискретне та

проміжне схрещування [5].

Для кожної обраної батьківської пари, подібно до стратегії, що описана вище, за ЛПт-послідовністю обираємо один з методів схрещування. Це дає змогу наблизити процес формування нащадків до реального еволюційного процесу, коли доміinantний ген є завжди невизначеним, а процес носить випадковий характер. Якщо при проведенні тестових експериментів проектувальник бачить недостатність кількості нащадків, що виявляється у різкому зниженні обсягу популяції, то для збільшення та регулювання чисельності нащадків може призначатися декілька стратегій схрещування до однієї пари (рис. 4).

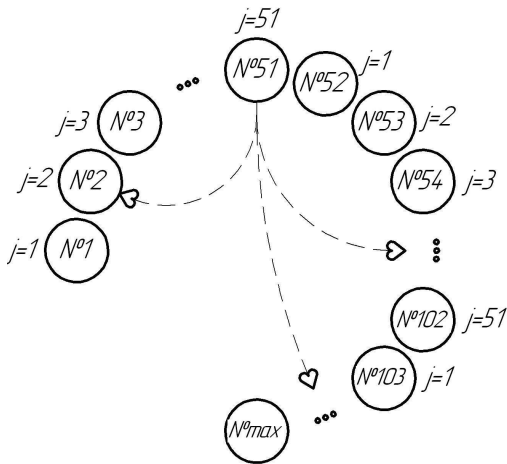


Рисунок 3 – Схема порядкових номерів особин та відповідні значення параметру j при обранні партнерів для створення батьківських пар

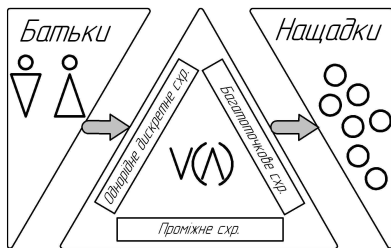


Рисунок 4 – Схема використання стратегій схрещування

У випадку багатоточкового схрещування пропонується обирати для кожної батьківської пари кількість та місця точок розриву геномів для обміну відповідними фрагментами саме за ЛПт-послідовністю. Причому, для однієї батьківської пари можливо застосовувати декілька комбінацій точок розриву, що дасть змогу збільшити популяцію нащадків і урізноманітнити їх (рис. 5).

При однорідному дискретному схрещуванні пропонується обирати за ЛПт-послідовністю для кожної батьківської пари кількість масок, що визначають кількість нащадків, та наповнення цих масок. Рекомендована кількість масок – від двох, щоб кількість нащадків не була меншою від кількості батьків (рис. 6).

Для проміжного схрещування значення гену нащадків визначається в залежності від випадкових

множників, які приймають значення від 0 до 1. Значення цих множників пропонується також обирати за ЛПт-послідовністю. Як і в попередньому випадку, рекомендована кількість масок нащадків – від двох (рис. 7).

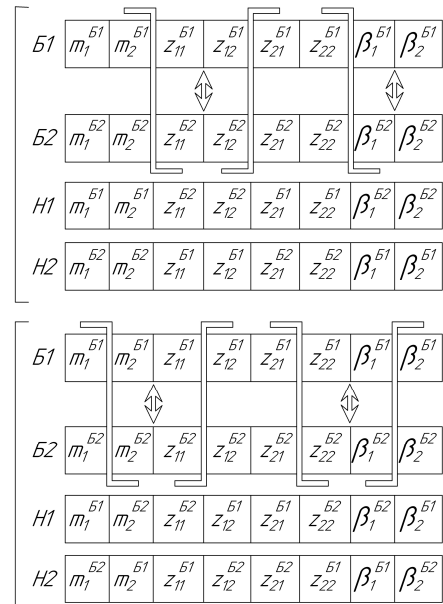


Рисунок 5 – Ілюстрація можливих варіантів при багатоточковому схрещуванні для однієї пари батьків: I – три точки; II – чотири точки

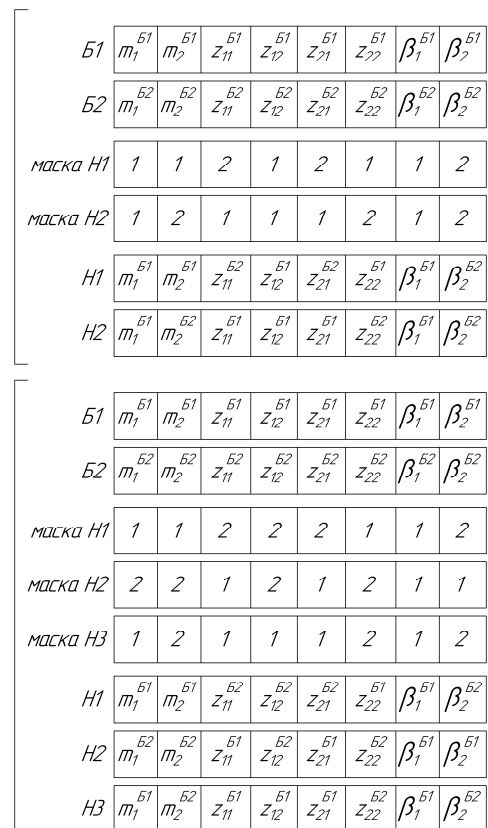


Рисунок 6 – Ілюстрація можливих варіантів для однієї пари батьків при однорідному дискретному схрещуванні: I – дві маски; II – три маски

$B1$	m_1^{B1}	m_2^{B1}	z_{11}^{B1}	z_{12}^{B1}	z_{21}^{B1}	z_{22}^{B1}	β_1^{B1}	β_2^{B1}
$B2$	m_1^{B2}	m_2^{B2}	z_{11}^{B2}	z_{12}^{B2}	z_{21}^{B2}	z_{22}^{B2}	β_1^{B2}	β_2^{B2}
маска H1	α_1	α_2	α_3	α_4	α_5	α_6	α_7	α_8
маска H2	α_1	α_2	α_3	α_4	α_5	α_6	α_7	α_8
H1	m_1^{H1}	m_2^{H1}	z_{11}^{H1}	z_{12}^{H1}	z_{21}^{H1}	z_{22}^{H1}	β_1^{H1}	β_2^{H1}
H2	m_1^{H2}	m_2^{H2}	z_{11}^{H2}	z_{12}^{H2}	z_{21}^{H2}	z_{22}^{H2}	β_1^{H2}	β_2^{H2}

Рисунок 7 – Ілюстрація проміжного схрещування з двома масками нащадків

Як вже зазначалося у [5], більш зручними є наступні оператори *мутації*: крокова та інверсія. У тематиці цієї статті розглянемо мутацію інверсія. Для розв'язання задачі раціонального проектування редукторів та коробок передач необхідно при проведенні операції мутації інверсія не сплутувати ділянки між собою і проводити інверсію локусів пари генів однієї ділянки, бо ділянки несуть окремий змістовний сенс. Для кожної особини, яка піддається дії оператора інверсії, пропонується за ЛПт-последовністю обирати пару сусідніх генів, що належать одній ділянці (рис. 8).

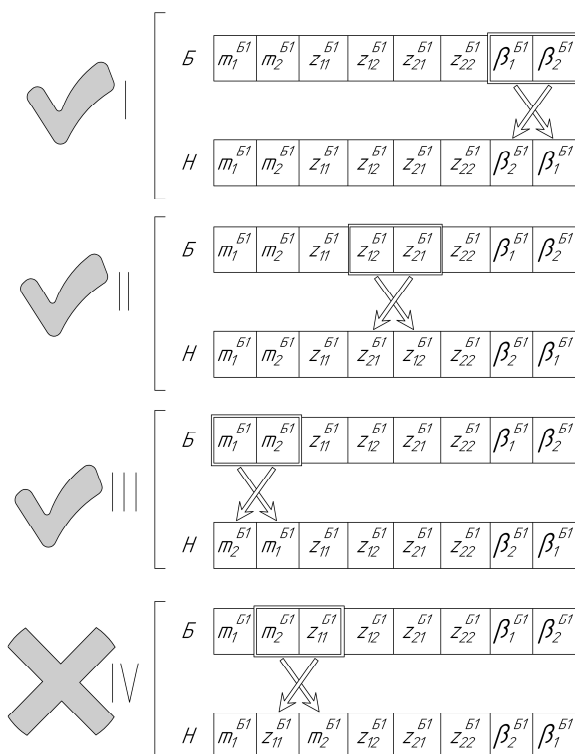


Рисунок 8 – Ілюстрація мутації інверсія:
I–III – правильні варіанти (одна ділянка);
IV – неправильний варіант (різні ділянки)

Висновки:

1. Розглянута актуальність поставленої задачі та доведена доцільність використання псевдовипадкових послідовностей в еволюційних алгоритмах при раціональному проектуванні зубчастих циліндричних редукторів та коробок передач.

2. Виконано огляд основних теоретичних викладок рівномірно розподілених послідовностей та ЛПт-последовностей, які дають змогу оцінити їхні можливості та проаналізувати перспективи застосування при реалізації еволюційних алгоритмів.

3. Наведені основні теоретичні викладки, що стосуються ЕА. Описано алгоритмічну схему класичного ЕА, яка наочно ілюструє його роботу та функціонування. Це дало змогу критично оцінити можливі етапи, на яких актуально використовувати ЛПт-последовності як псевдовипадковий фактор. Запропоновано віддати на розсуд псевдовипадковості наступні етапи: генерацію початкової популяції, підбір батьківських пар, схрещування та мутацію.

4. Проаналізовано «внутрішні» можливості ЛПт-последовності, а саме використовувати таблиці чисельників для отримання пробних точок з відмінними координатами у різних експериментах 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.

5. Розглянуто особливості використання ЛПт-последовності при схрещуванні. Рекомендовано для кожної обраної батьківської пари обирати один з описаних методів схрещування саме за ЛПт-последовністю. Це дає змогу наблизити процес формування нащадків до реального еволюційного процесу, коли він носить випадковий характер. Розглянуто особливості та наочно проілюстровано використання ЛПт-последовностей при реалізації рекомендованих генетичних операторів схрещування для батьківських пар.

6. Розглянуто особливості та наочно проілюстровано використання ЛПт-последовностей при реалізації рекомендованого генетичного оператора мутації.

Список літератури

- Бондаренко О.В., Устиненко О.В. Оптимізації співвісних ступінчастих приводів машин по масогабаритними характеристиками на прикладі тривальних коробок. *Вісник Національного Політехнічного Інституту "Харківський Політехнічний Інститут"* : збірник наукових праць : тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". Харків: НТУ "ХПІ", 2012. №22. С. 16–27.
- Соболь И.М., Статников Р.Б. *Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями*. Москва: Наука, 1981. 107 с.
- Бондаренко О.В., Устиненко О.В., Серіков В.І. Раціональне проектування зубчастих циліндричних двоступінчастих редукторів з урахуванням рівня напруженості зацеплень. *Вісник Національного Політехнічного Інституту "Харківський Політехнічний Інститут"* : збірник наукових праць : тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". Харків: НТУ "ХПІ", 2015. №15. С. 23–27.
- Бондаренко О.В. Суміщення методів ЛПт-пошуку та звуження околів при оптимізації тривальних коробок передач. *Механіка та машинобудування*. Харків: НТУ "ХПІ", 2010. №1. С. 78–84.
- Бондаренко О.В., Устиненко О.В., Серіков В.І. Раціональне проектування зубчастих циліндричних двоступінчастих ре-

- дукторів з урахуванням рівня напруженості зачеплень. *Вісник Національного Політехнічного Інституту "Харківський Політехнічний Інститут"* : збірник наукових праць : тематичний випуск "Машинознавство та САПР". Харків: НТУ "ХПІ", 2019. № 7(1332). С. 23–29.
- John H. Hollan. *Adaptation in Natural and Artificial Systems*. Ann Arbor : University of Michigan Press, 1975. 183 p.
 - Панченко Т.В. *Генетические алгоритмы*. Астрахань: Астраханский университет, 2007. 87 с.
 - Lance Chambers *The Practical Handbook of GENETIC ALGORITHMS*. CRC Press, Inc, 1998. 592 p.
 - Goldber David E. *Genetic algorithms in search, optimization, and machine learning*. Addison-Wesley Publishing Company, Inc, 1989. 414 p.
 - Еремеев А.В. *Генетические алгоритмы и оптимизация: Учебное пособие*. – Омск : Издательство Омского государственного университета, 2008. 36с.
 - Koza J.R. *Genetic Programming*. Cambridge: The MIT Press, 1998. 609 p.
 - Mitchell M. *An Introduction to Genetic Algorithms*. – Cambridge: MIT Press, 1999. 158 p.
- References (transliterated)**
- Bondarenko O.V., Ustinenko O.V. Optimizacii spivvisnih stupinchastih privodiv mashin po masogabaritnimi harakteristikami na prikladi trival'nih korobok. *Visnik Nacional'nogo Politehnichnogo Institutu "Kharkivs'kij Politehnichnij Institut"* : zbirnik naukovih prac' : tematicnij vipusk "Problemi mehanichnogo privodu". Kharkiv : NTU " KhPI", 2012, no. 22, pp. 16–27.
 - Sobol' I.M., Statnikov R.B. *Vybor optimal'nyh parametrov v zadachah so mnogimi kriterijami*. Moscow: Nauka, 1981. 107 p.
 - Bondarenko O.V., Ustinenko O.V., Serikov V.I. Racional'ne proektuvannja zubchastih cilindrichnih dvostupinchastih re-
 - дукторив з урахуванням рівня напруженості зачеплень. *Visnik Nacional'nogo Politehnichnogo Institutu "Kharkivs'kij Politehnichnij Institut"* : zbirnik naukovih prac' : tematicnij vipusk "Problemi mehanichnogo privodu". Kharkiv : NTU " KhPI", 2015, no. 15, pp. 23–27.
 - Bondarenko O.V. Cumishhennja metodiv LPt-poshuku ta zvuzhennja okoliv pri optimizacii trival'nih korobok peredach. *Mehanika ta mashinobuduvannja*. Kharkiv : NTU " KhPI", 2010, no. 1, pp. 78–84.
 - Bondarenko O.V., Ustinenko O.V., Serikov V.I. Racional'ne proektuvannja zubchasty'x cy'lindry'chny'x dvostupinchasty'x reduktoriv z uraxuvannyam rivnya napruzhenosti zacheplen'. *Visnik Nacional'nogo Politehnichnogo Institutu "Kharkivs'kij Politehnichnij Institut"* : zbirnik naukovih prac' : tematicnij vipusk "Mashynoznavstvo ta SAPR ". Kharkiv : NTU " KhPI", 2019, no. 7(1332), pp. 23–29.
 - John H. Hollan. *Adaptation in Natural and Artificial Systems*. Ann Arbor : University of Michigan Press, 1975. P. 183.
 - Panchenko T.V. *Geneticheskie algoritmy*. Astrahan: Astrahanskij universitet, 2007. 87 p.
 - Lance Chambers *The Practical Handbook of GENETIC ALGORITHMS / Lance Chambers*. CRC Press, Inc, 1998. 592 p.
 - Goldber, David E. *Genetic algorithms in search, optimization, and machine learning*. Addison-Wesley Publishing Company, Inc, 1989. 414 p.
 - Eremeev A.V. *Geneticheskie algoritmy i optimizaciya: Uchebnoe posobie*. – Омск: Izdatel'stvo Omskogo gosudarstvennogo universiteta, 2008. 36 p.
 - Koza J.R. *Genetic Programming*. Cambridge: The MIT Press, 1998. 609 p.
 - Mitchell M. *An Introduction to Genetic Algorithms*. Cambridge: MIT Press, 1999. 158 p.

Надійшло (received) 05.06.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Бондаренко Олексій Вікторович (Бондаренко Алексей Викторович, Bondarenko Olexiy) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри ТММ і САПР; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-2693-5301>; тел.: (067) 189-97-00; e-mail: avbondko@gmail.com.

Устиненко Олександр Віталійович (Устиненко Александр Витальевич, Ustinenko Oleksandr) – кандидат технічних наук, доцент, старший науковий співробітник, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", професор кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-6714-6122>; тел.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

Е. И. ЗИНЧЕНКО, Н. В. ПРОКОПЕНКО, В. Н. КРАСНОКУТСКИЙ, А. В. КРАХМАЛЕВ

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ БЫСТРОХОДНЫХ КУЛАЧКОВЫХ И КУЛАЧКОВО-РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Обсуждается вопрос постановки задач оптимизации параметров кулачковых и кулачково-рычажных механизмов в свете системного подхода к проектированию. Анализируется современное состояние оптимизационного синтеза рассматриваемых типов механизмов. Исходными данными при оптимизации параметров являются: перемещения ведомого звена на всех участках интервала движения, соответствующие им фазовые углы поворота кулачка и закон изменения внешней нагрузки. Искомыми являются параметры передаточного механизма, параметры кулачкового механизма (межцентровое расстояние, длина коромысла, радиус ролика, минимальный радиус-вектор профиля кулачка) и параметры законов движения ведомого звена на каждом интервале его перемещения, которые задаются в виде алгебраических многочленов либо сплайнов. Также искомыми могут быть и конструктивные параметры механизма, например, ширина линии контакта пары кулачок – ролик, размеры нижних кинематических пар, жесткость и предварительное сжатие пружины в случае силового замыкания высшей пары. Общее количество искомых параметров зависит от выбранного в процессе реализации алгоритма комплексной оптимизации уровня решения задачи оптимизации рассматриваемого механизма. К числу обязательных ограничений при оптимизации параметров кулачково-рычажных механизмов следует отнести габаритные, которые позволяют разместить механизм в отведенном для него пространстве. Кроме того, могут встречаться специфические ограничения, отражающие особенности выполняемых технологических операций и условий работы механизма. В указанной постановке решены задачи оптимизации параметров ряда тестовых и реальных кулачковых и кулачково-рычажных механизмов полиграфических и текстильных машин.

Ключевые слова: кулачковые механизмы; кулачково-рычажные механизмы; оптимизация; целевая функция; профиль кулачка; критерии оптимизации; нормальная реакция; коэффициент контактных напряжений; коэффициент износа

О. І. ЗІНЧЕНКО, М. В. ПРОКОПЕНКО, В. М. КРАСНОКУТСЬКИЙ, О. В. КРАХМАЛЬОВ **ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ШВИДКОХІДНИХ КУЛАЧКОВИХ І КУЛАЧКОВО-ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ**

Обговорюється питання постановки задач оптимізації параметрів кулачкових і кулачково-важільних механізмів у світлі системного підходу до проектування. Анализується сучасний стан оптимізаційного синтезу розглянутих типів механізмів. Вихідними даними при оптимізації параметрів є: переміщення веденої ланки на всіх ділянках інтервалу руху, відповідні їм фазові кути повороту кулачка і закон зміни зовнішнього навантаження. Шуканими є параметри передаточного механізму, параметри кулачкового механізму (міжцентрова відстань, довжина коромисла, радіус ролика, мінімальний радіус-вектор профілю кулачка) і параметри законів руху веденої ланки на кожному інтервалі її переміщення, які задаються у вигляді алгебраїчних многочленів або сплайнів. Також шуканими можуть бути і конструктивні параметри механізму, наприклад, ширина лінії контакту пари кулачок – ролик, розміри нижчих кінематичних пар, жорсткість і попереднє стиснення пружини в разі силового замикання вищої пари. Загальна кількість шуканих параметрів залежить від обраного у процесі реалізації алгоритму комплексної оптимізації рівня розв'язання задачі оптимізації даного механізму. До числа обов'язкових обмежень при оптимізації параметрів кулачково-важільних механізмів слід віднести габаритні, які дозволяють розмістити механізм у відведеному для нього просторі. Крім того, можуть зустрічатися специфічні обмеження, що відображають особливості виконуваних технологічних операцій і умов роботи механізму. У зазначеній постановці розв'язані задачі оптимізації параметрів низки тестових і реальних кулачкових та кулачково-важільних механізмів поліграфічних і текстильних машин.

Ключові слова: кулачкові механізми; кулачково-важільні механізми; оптимізація; цільова функція; профіль кулачка; критерії оптимізації; нормальна реакція; коефіцієнт контактного напруження; коефіцієнт зношування

O. ZINCHENKO, M. PROKOPENKO, V. KRASNOKYTSKIY, O. KRAKHMALYOV **PARAMETERS OPTIMIZATION OF FAST TRACK CAM AND CAM-LEVER MECHANISMS**

The problem of optimization task setting for cam and cam-lever mechanisms parameters is discussed in the light of design systematic approach. The current state of optimization synthesis of mechanisms under consideration is analyzed. The initial data for optimization parameters are: the movement of the slave link in all parts of motion range, the corresponding phase angles of cam rotation and the law of change in external loading. The required parameters are: the transmission mechanism, the parameters of the cam mechanism (center-to-center distance, the length of the rocker arm, the roller radius, the minimum radius vector of the cam profile) and the parameters of the laws of motion of the driven member at each interval of its movement, which are specified in the form of algebraic polynomials or splines. Also, the mechanism design parameters can be required parameters, for example, the width of the contact line of a cam-roller pair, the dimensions of the lower kinematic pairs, stiffness and spring pre-compression in the case of the force closure of the higher pair. The total number of required parameters depends on the level of solving optimization problem of the mechanism under consideration chosen during the implementation of the algorithm for complex optimization. The number of mandatory restrictions in parameters optimization the of cam-lever mechanisms should be attributed to the overall dimensions, which allow to place the mechanism in a space allocated for it. In addition, there may be specific limitations reflecting the features of the technological operations performed and the operating conditions of the mechanism. In this formulation, parameters optimization tasks are solved for a number of test and real cam and cam-lever mechanisms of printing and textile machines.

Keywords: cam mechanisms; cam-lever mechanisms; optimization; objective function; cam profile; optimization criteria; normal reaction; contact stress ratio; wear coefficient

Введение. Наибольшее распространение в сложных цикловых технологических машинах и автоматах нашли кулачковые и кулачково-рычажные механизмы, вопросам проектирования которых посвящено большое количество различных работ. Эти вопросы достаточно разработаны в настоящее время [1–7].

Кулачково-рычажные механизмы получили

широкое распространение в качестве исполнительных механизмов различных многооперационных машин-автоматов. Однако широкие возможности, заключающиеся в

© Е. И. Зинченко, Н. В. Прокопенко,
В. Н. Краснокутский, А. В. Крахмалев, 2019

применении указанных механизмов, используются не полностью из-за отсутствия в литературе достаточно обоснованной и точной методики их синтеза и проектирования.

В данной статье обосновываются основные критерии оптимизации и рациональная постановка задачи оптимизации параметров.

Решены некоторые задачи оптимизации параметров тестовых и реальных кулачковых и кулачково-рычажных механизмов. Проведен анализ полученных результатов и сделаны выводы.

Целью данной статьи является разработка теоретической базы комплексной оптимизации параметров цикловых механизмов технологических машин и автоматов, обеспечивающей их максимальную производительность. Под комплексной подразумевается такая оптимизация параметров механизмов, которая обеспечивает экстремальные показатели работы машины, и прежде всего – максимальную цикловую производительность.

Анализ литературных источников. В развитие общей теории проектирования цикловых механизмов большой вклад внесли русские и советские ученые. Это И.И. Артоболевский, Л.В. Ассур, В.Я. Белецкий, Я.Л. Геронимус, А.А. Грунауэр, У.А. Джолдасбеков и другие. В настоящее время существует не столь много публикаций, посвященных этому вопросу [8–10].

Например, монография [9] посвящена синтезу и разработке новых механизмов прерывистого вращательного движения выходного звена, построенных на базе спаренных коромысловых кулачковых механизмов. Различным размещением на входном валу кулачков получались разные модификации этих механизмов. Соответствующим выбором закона движения выходного звена и геометрических параметров звеньев, их расположением получен оптимальный вариант кинематической схемы по разным кинематическим и динамическим характеристикам.

В работе [10] описан способ образования кулачково-цепочных механизмов прерывчатого вращательного движения и методы их кинематического и динамического синтеза. В работе описан способ проведения твердотельного моделирования, который позволяет осуществлять параметрическую оптимизацию системы.

В статье [11] рассмотрена методика синтеза структур кулачковых механизмов. Приведен алгоритм создания структур кулачковых механизмов. Рассмотрены схемы кулачковых механизмов. В рассмотренных публикациях поставленная в данной работе задача не нашла своего полного решения.

Обоснование выбора критериев оптимизации параметров и ограничений быстроходных кулачковых и кулачково-рычажных механизмов. При проектировании быстроходных кулачковых и кулачково-рычажных механизмов в качестве целевой функции можно принять критерий

$$F_1(X) = \max_{\varphi \in [0, 2\pi]} \sigma_n(X, \varphi) \quad (1)$$

либо

$$F_2(X) = \max_{\varphi \in [0, 2\pi]} \Delta p(X, \varphi). \quad (2)$$

В работе [12] доказывается, что минимизация целевой функции (1) приводит к уменьшению критерия (2), где (1) – максимальные контактные напряжения в высшей паре, (2) – максимальный нормальный износ.

Однако нормальную реакцию при оптимизации быстроходных механизмов

$$\begin{aligned} N &= (M + Re_1 \operatorname{sign} \psi + Ne_2 \alpha) / l \cos \theta, \\ R &= \sqrt{R_x^2 + R_y^2}, \\ R_x &= N \sin(\psi - \theta) - P_x, \\ R_y &= -N \cos(\psi - \theta) - P_y, \end{aligned} \quad (3)$$

от которой зависит критерий, следует определять с учетом упругих колебаний кулачка и ведомой цепи [13]. При этом существует два подхода к определению нормальной реакции – она либо увеличивается на величину, зависящую от коэффициента динамичности, либо определяется в результате решения системы дифференциальных уравнений, описывающих движение приведенных масс принятых динамических моделей. Первый подход прост в реализации, но дает недостоверные результаты. Второй подход более сложен, ибо для определения N необходимо решить, чаще всего численными методами, систему дифференциальных уравнений, но он позволяет более точно определить нормальную реакцию, если правильно выбраны динамическая схема механизма и ее параметры.

Вопросы выбора критериев, из которых формируются целевая функция и функции ограничений, являются одними из самых сложных при оптимизационном синтезе механизмов. Выбор того или иного критерия зависит от существующих представлений о работоспособности механизма, а также от уровня развития математических методов оптимизации и возможностей современных прикладных пакетов расчета механизмов.

Комплексная оптимизация параметров механизмов с кулачком предполагает решение задачи

$$F_1(X^*) = \min_{X \in \Omega} F(X) \quad (4)$$

где $\Omega = \{X | f_j(X) \leq 0, j = 1, \dots, m\}$ – допустимая область варьирования параметров;

$X = \{x_1, \dots, x_n\}$, $x_i (i = 1, \dots, n)$ – варьируемые параметры механизма;

$f_j(X)$ ($j=1, \dots, m$) – функции ограничений;

m – число ограничений.

При этом целевая функция будет иметь вид (5) или (6):

$$F_i(X) = \Delta\varphi_{ij}(X), \quad (5)$$

где $\Delta\varphi_{ij}$ – фазы движения, принадлежащие критическому циклу,

$$F(X) = 1/A_i(X), \quad (6)$$

где $A_i(X)$ – функция работоспособности.

Конкретизацией функции (6) являются функции (1) и (2). Рассмотрим сначала постановку и решение задачи (4) при целевой функции (6), которую будем называть основной. Исходными данными для оптимизации являются: перемещения ведомого звена на всех участках интервала движения ($\Psi_{1\Sigma i} = \Psi_{1i} - \Psi_{1i_0}$, $i=1, \dots, p$, где $\Psi_{1\Sigma i}$ – размах коромысла CD на i -м интервале, p – число интервалов), соответствующие им углы поворота кулачка ($\Delta\varphi_i = \varphi_{1i} - \varphi_{0i}$) и закон изменения внешней нагрузки. Искомыми являются параметры (x_1, x_2, \dots, x_n) передаточного механизма, параметры кулачкового механизма (межцентровое расстояние L (рис. 1), длина l коромысла AB , радиус ролика r , угол ψ_0 , определяющий начальное положение коромысла) и профиль кулачка. Искомыми могут являться и конструктивные параметры, например, ширина линии контакта пары кулачок–ролик, материал, размеры и другие характеристики низших кинематических пар, жесткость и предварительное сжатие замыкающей пружины в случае силового замыкания. Если передаточного механизма нет, то в исходных данных вместо размаха звена CD должен быть задан размах коромысла AB .

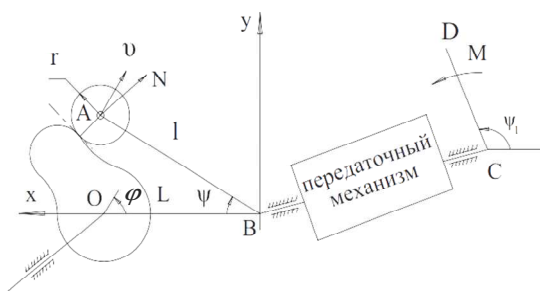


Рисунок 1 – Обобщенная схема механизма с кулачком [11]

В качестве целевой принимается одна из функций (1) или (2), а значение второй может быть ограничено. Следовательно, оптимизация параметров механизма является минимаксной задачей математического программирования. К числу обязательных ограничений, кроме критериальных, следует отнести габаритные, которые позволяют

разместить механизм в отведенном для него пространстве, обеспечивают проворачиваемость кулачка, позволяют разместить в ролике подшипник качения или скольжения [14] и т.п. Кроме того, при проектировании каждого механизма могут встречаться специфические ограничения, отражающие особенности выполняемых технологических операций и условий работы механизма. Например, в ряде случаев необходимо ограничить максимальную скорость коромысла [15], максимальное значение модуля его отрицательного ускорения (для предотвращения отрыва заготовки от ведомого звена за счет сил инерции) и т.д.

В механизмах с кулачком может осуществляться либо силовое, либо кинематическое замыкание высшей пары. В случае кинематического замыкания при вычислении критериев (1) и (2) необходимо предварительно определить, какой профиль взаимодействует с роликом коромысла. Этот профиль легко определяется по знаку реакции N . При силовом замыкании параметры замыкающей пружины могут быть заданы или являются искомыми. В последнем случае приведенный к оси коромысла момент сил замыкающей пружины определяется по формуле

$$M_{np} = J\omega^2(\alpha + \psi) \max_{\varphi} \left(-\frac{d^2\psi}{d\varphi^2} / \psi \right), \quad (7)$$

где J – приведенный к оси коромысла момент инерции ведомых звеньев;

ω – угловая скорость кулачка,

$\alpha = 0,3 \div 0,5$ – коэффициент, определяющий надежность замыкания высшей пары [16, 2].

Параметры замыкающей пружины зависят от закона движения коромысла, который сам может быть искомым при решении задачи оптимизации параметров механизма.

Особенности решения поставленной задачи рассмотрим на примере оптимизации параметров модельного механизма (рис. 2) при следующих исходных данных: $L=200$ мм, $\Psi_{\Sigma} = 30^\circ$; $\Delta\varphi_1 = \Delta\varphi_2 = 90^\circ$ ($\Delta\varphi_1$ и $\Delta\varphi_2$ – фазовые углы поворота кулачка, соответствующие интервалам удаления и сближения коромысла). На каждом интервале осуществляется движение типа “выстой – подъем – выстой”.

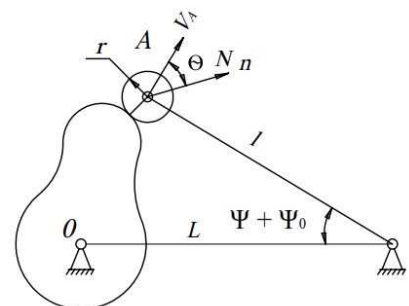


Рисунок 2 – Кинематическая схема плоского кулачкового механизма с роликовым коромыслом

Вместо критериев (1) и (2) введем прямопропорциональные критерии, которые назовем коэффициентом контактных напряжений F_{σ} [17]:

$$F_{\sigma} = N^{0.5} \rho_{np}^{-0.5}, \quad (8)$$

и коэффициентом износа $F_{\Delta\rho}$ [17]:

$$F_{\Delta\rho} = N^{1.5} \rho_{np}^{-0.5}, \quad (9)$$

где $\rho_{np}^{-0.5} = 1/r + 1/\rho_k$ (ρ_k – минимальный радиус кривизны выпуклого участка профиля кулачка).

Исходя из условий выполнения требуемого технологического процесса, при расчетах были приняты следующие габаритные ограничения:

$$\begin{aligned} r_{k1} &\geq 30 \text{ мм}, r_{k2} \leq 140 \text{ мм}, \\ r &\geq 20 \text{ мм}, l \geq 40 \text{ мм}, \end{aligned} \quad (10)$$

где r_{k1} и r_{k2} соответственно минимальное и максимальное значения радиус-вектора рабочего профиля кулачка.

В табл. 1 приведены значения критериев, параметры механизмов и максимальные величины угла давления и модуля коэффициента ускорения исходного механизма и механизмов, получившихся в результате оптимизации. При расчетах было принято, что коромысло кулачкового механизма имеет чисто инерционное нагружение, его момент инерции относительно оси вращения равен $1 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, замыкающей пружины определялся по формуле (7) при $\alpha = 0,5$.

В табл. 1 (здесь U – интервал удаления коромысла; C – интервал сближения коромысла) приведены результаты различных вариантов оптимизации модельного механизма при целевых функциях (8) и (9). Первый вариант связан с варьированием только параметров кулачкового механизма (l, r, r_{k2}). На интервалах удаления и сближения коромысло движется по закону Шуна. Этот же закон принят и для исходного механизма. Во втором варианте оптимизации, кроме параметров механизма, варьировались параметры закона движения коромысла как на интервале его удаления, так и на интервале сближения. Третий

вариант отличается от второго тем, что при минимизации коэффициента износа введено ограничение на коэффициент контактных напряжений: $\max_{\varphi} F_{\sigma}(\varphi) \leq 2$.

Законы движения на каждом интервале движения искались в виде многочленов 9–й степени, удовлетворяющих 6 условиям [18]:

$$\begin{aligned} a(0) = a'(0) = \dots = a^{(m_1)}(0) &= 0, \\ a(1) = a'(1) = \dots = a^{(m_2)}(1) &= 0, \end{aligned} \quad (11)$$

где $m = m_1 + m_2 + 2$ (m – количество условий),

$a(k)$ – коэффициент пути,

$k \in [0,1]$ – безразмерное время.

Многочлены имеют по 4 коэффициента, свободных для варьирования. Таким образом, общее число варьируемых параметров при реализации 2–го и 3–го вариантов равно 11.

В табл. 2 приведены результаты оптимизации рассмотренного механизма при тех же ограничениях, но в предположении, что на коромысло действует постоянный крутящий момент.

Приведенные в табл. 1 и 2 результаты подтверждают сделанные ранее выводы [12] и позволяют сформулировать ряд новых.

1. Оптимизация параметров приводит к существенному (в примере в – 1,5–2,5 раза) уменьшению износа профиля кулачка.

2. Оптимизация является более эффективной, если варьируются не только параметры механизма, но и параметры законов движения.

3. При минимизации одного из критериев (8) или (9) второй критерий может как уменьшаться, так и увеличиваться. Причем минимизация коэффициента износа приводит к увеличению коэффициента контактных напряжений, а при минимизации последнего оба коэффициента уменьшаются. Кроме того, уменьшения обоих коэффициентов можно добиться, если при минимизации одного критерия ограничить величину другого (3–й вариант оптимизации в табл. 1).

4. При совместной оптимизации параметров механизма и параметров законов движения получаются законы движения с несимметричной тахограммой.

Таблица 1 – Результаты расчетов

	Вариант оптимизации	l , мм	r , мм	r_{k2} , мм	$\max F_{\sigma}$		$\max F_{\Delta\rho}$		θ_{\max} , град		$\max_k c(k) $	
					U	C	U	C	U	C	U	C
Исходный механизм		165	30	130	2,48	2,46	345	410	42,2	46,0	5,77	5,77
Минимизация $F_{\Delta\rho}$	1	187	95	140	1,65	5,76	224	224	49,8	34,8	5,77	5,77
	2	188	118	130	1,44	4,16	160	160	49,0	37,6	6,37	7,34
	3	184	106	137	1,46	2,00	167	160	48,2	36,2	6,20	7,06
Минимизация F_{σ}	1	161	82,5	140	1,71	1,71	238	237	43,5	30,0	5,77	5,77
	2	160	115	140	1,44	1,44	194	180	46,6	38,3	6,77	6,77

Таблица 2 – Результаты расчетов

	Вариант оптимизации	l , мм	r , мм	r_{k2} , мм	$\max F_{\Delta p}$		$\max F_{\sigma}$		θ_{\max} , град		$\max c(k)$	
					Y	C	Y	C	Y	C	Y	C
Исходный механизм		165	30	130	165	159	2,02	1,96	42	46	5,77	5,77
Минимизация $F_{\Delta p}$	1	182	68,9	138	125	125	1,57	2,27	48	29	5,77	5,77
	2	212	91	140	101	101	1,57	2,15	52	36	6,52	7,07

5. Несмотря на отсутствие ограничений на углы давления, их экстремальные значения в оптимальных механизмах оказались в общепринятых пределах, причем максимальные значения углов давления могут быть существенно различными на интервалах удаления и сближения коромысла.

Сделанные выводы подтверждаются и результатами оптимизации параметров реального механизма: кулачково-рычажного механизма подъема корпуса кашировальной колодки блокообработывающего агрегата, кинематическая схема которого показана на рис. 3. Этот механизм применяется в полиграфической промышленности.

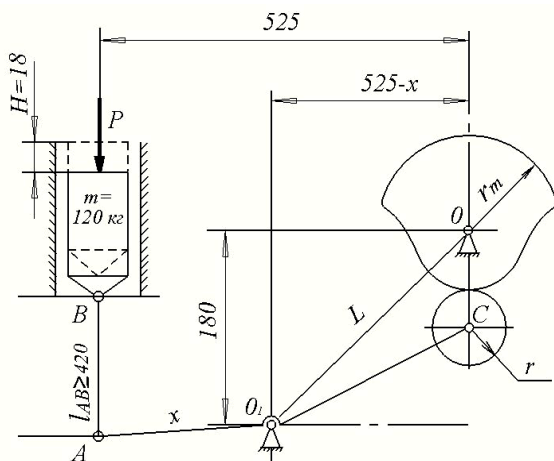


Рис. 3 – Кинематическая схема механизма подъема корпуса кашировальной колодки блокообработывающего агрегата

Ведомый ползун механизма имеет два участка движения типа “выстой – подъем – выстой”, которым соответствуют фазовые углы поворота кулачка $\Delta\varphi_1 = \Delta\varphi_2 = 61^\circ$.

Варьируемыми параметрами при оптимизации являлись: длина коромысла l , длина x рычага AO_1 , радиус ролика r , максимальный радиус-вектор рабочего профиля кулачка r_{k2} и параметры законов движения на интервалах подъема и опускания ползуна. Законы движения, как и в предыдущей задаче, задавались в виде многочленов 9-й степени, четыре коэффициента которых являлись варьируемыми параметрами.

Так как ход ползуна H (рис. 4) намного меньше длины рычага AB и при среднем положении ползуна рычаг AO_1 всегда занимает

горизонтальное положение, приведенная к точке O_1 масса ползуна была принята постоянной. Размах коромысла, межцентровое расстояние $OO_1 = L$ и приведенный к точке O_1 момент инерции ведомых звеньев механизма зависят от длины x рычага AO_1 и определяются формулами: $\psi_{\Sigma} = 2\arcsin(9/x)$, $L = \sqrt{(525 - x)^2 + 180^2}$ мм, $J = 0,015x^2$ кг·м², где x измеряется в мм.

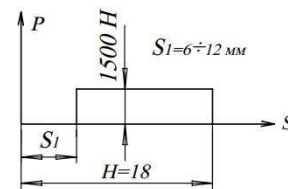


Рис. 4 – Зависимость силы P (см. рис. 3) от перемещения ползуна

На варьируемые параметры были наложены следующие габаритные ограничения:

$$\begin{aligned} l + r &\leq 400, \quad 200 \leq x \leq 300, \\ r &\leq 50, \quad r_{k1} \geq 60, \quad r_{k2} \leq 110, \end{aligned} \quad (12)$$

где все линейные размеры измеряются в мм.

Замыкание высшей пары рассматриваемого кулачково-рычажного механизма осуществляется силой веса звеньев. Для надежного замыкания высшей пары было принято, что модуль отрицательного момента приведенных к оси коромысла сил инерции не должен превышать 40 % приведенного к этой оси момента сил веса звеньев механизма. Этим требованием обусловлено введение функционального ограничения:

$$\max_{\varphi} \left(-J\omega^2 \frac{d^2\psi}{d\varphi^2} \right) - 0,4Gx \leq 0. \quad (13)$$

При оптимизации параметров минимизировалось максимальное значение коэффициента контактных напряжений (8). В результате оптимизации оно уменьшилось с 10,25 до 7,85 (на 23 %), а максимальное значение коэффициента износа (9) автоматически понизилось с 2100 до 1242 (на 40%).

Отметим, что при варьировании только кинематических параметров механизма максимальное значение коэффициента контактных

напряжений уменьшилось с 10,25 до 9,37 (на 8,7 %). Параметры полученного оптимального механизма приведены в табл. 3.

Полученный оптимальный механизм имеет

Таблица 3 – Результаты расчетов

	$\Delta\varphi_1 = \Delta\varphi_2$, град	r_{k2} , мм	r , мм	r_{k2}^* , мм	l , мм	L , мм	x , мм	$\Delta\psi$, град	ψ_0 , град	$\max F_\sigma$		$\max F_{\Delta\rho}$	
										Y	C	Y	C
Исходный механизм	61	94	45	71,5	313,0	328,7	250,0	4,13	20,74	10,11	10,25	2100	1950
Минимизация F_σ	61	110	50	78,3	355,6	340,4	200,1	5,13	20,23	7,85	7,85	1242	1134
Минимизация $\Delta\varphi_1 = \Delta\varphi_2$	54	120	50	88,7	348,3	371,5	200,0	5,06	21,92	7,85	7,85	1230	1150

Задача минимизации $\max F_\sigma$ решалась при разных ограничениях на величину r_{k2} : $r_{k2} \leq r_{k2}^*$, где значение r_{k2}^* изменялось от 94 до 140 мм. Остальные ограничения не изменялись. Во всех случаях максимальный радиус-вектор рабочего профиля принимал максимально возможное значение. Однако скорость уменьшения минимизируемого критерия по мере увеличения r_{k2}^* резко падала. Так, при значениях r_{k2}^* , равных 94, 100, 110, 120 и 140 мм, соответствующие значения $\max F_\sigma$ оказались равными 8,77, 8,36, 7,85, 7,44 и 7,25. При этом получились следующие значения $\max F_{\Delta\rho}$: 1370, 1276, 1242, 1210 и 1200. Эти результаты указывают на то, что при постановке задачи оптимизации следует строго обосновывать ограничение на r_{k2} .

Приведенные результаты подтверждают уже отмеченную выше тенденцию: при минимизации максимальных контактных напряжений одновременно уменьшается и максимальный нормальный износ профиля кулачка. Покажем, что это не случайно. Из (8) и (9) следует, что $F_{\Delta\rho} = N \cdot F_\sigma$, или

$$F_{\Delta\rho}(X, \varphi) = N(X, \varphi) \cdot F_\sigma(X, \varphi). \quad (14)$$

Очевидно, что

$$\begin{aligned} \max_{\varphi} F_{\Delta\rho}(X, \varphi) &= \max_{\varphi} [N(X, \varphi) \cdot F_\sigma(X, \varphi)] \leq \\ &\leq \max_{\varphi} N(X, \varphi) \cdot \max_{\varphi} F_\sigma(X, \varphi). \end{aligned} \quad (15)$$

Это следует из соотношений:

$$\max_{\varphi} [N(X, \varphi) \cdot F_\sigma(X, \varphi)] = N(X, \varphi^*) \cdot F_\sigma(X, \varphi^*),$$

$$0 \leq N(X, \varphi^*) \leq \max_{\varphi} N(X, \varphi),$$

$$0 \leq F_\sigma(X, \varphi^*) \leq \max_{\varphi} F_\sigma(X, \varphi).$$

максимально допустимые ограничения (12) на значения радиуса ролика r и максимального радиус-вектора рабочего профиля кулачка r_{k2} .

Из (14) вытекает, что, если при минимизации максимального значения коэффициента контактных напряжений не увеличивается максимальное значение нормальной реакции, то максимальное значение коэффициента износа уменьшается. В то же время накопленный опыт свидетельствует о том, что при минимизации максимальных контактных напряжений максимальное значение нормальной реакции уменьшается, поэтому обязательно будет уменьшаться и максимальное значение коэффициента износа. Из всего сказанного следует важный практический вывод: если при проектировании кулачкового механизма не известно, из-за чего раньше произойдет потеря работоспособности (из-за контактного выкрашивания профиля кулачка или из-за его износа), то при оптимизации параметров механизма следует минимизировать максимальные контактные напряжения.

При оптимизации параметров механизмов с кулачком с целью оптимизации циклограммы машины необходимо минимизировать фазовый угол $\Delta\varphi$, т.е. найти такой вектор параметров X^* , при котором

$$\Delta\varphi(X^*) = \min_{x \in \Omega} \Delta\varphi(X). \quad (16)$$

Выясним, как связан критерий (16) с критериями (1) и (2). Критерии (1) и (2) зависят от угла давления θ и радиуса кривизны теоретического профиля кулачка ρ :

$$\operatorname{tg} \theta = \frac{l(\alpha \frac{d\psi}{d\varphi} + 1) - L \cos(\psi + \psi_0)}{L \sin(\psi + \psi_0)}, \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \rho &= (L^2 \sin^2(\psi + \psi_0) / \cos \theta) / (L \sin(\psi + \psi_0) + \\ &+ l \cos \theta (\frac{d\psi}{d\varphi} (\alpha + \frac{d\psi}{d\varphi}) \sin \theta - \frac{d^2\psi}{d\varphi^2} \cos \theta)), \end{aligned} \quad (18)$$

где $(\psi + \psi_0)$ – угол, определяющий положение коромысла (см. рис. 2);

ψ_0 – его начальное (минимальное) значение;

$d\psi/d\varphi$ и $d^2\psi/d\varphi^2$ – соответственно аналоги скорости и ускорения коромысла;

L – межцентровое расстояние;

l – длина коромысла;

α – коэффициент ($\alpha = 1$, когда при удалении коромысла кулачок и коромысло вращаются в разные стороны, иначе $\alpha = -1$ и аналог скорости на интервале удаления коромысла принимается положительным).

Подставив в формулы вместо аналогов скорости и ускорения их значения, выраженные через коэффициенты скорости $b(k)$ и ускорения $c(k)$, получим выражения для $tg\theta$ и ρ :

$$tg\theta = \frac{l[\alpha b(k)\psi_{\Sigma}/\Delta\varphi + 1] - L \cos \psi}{L \sin \psi}, \quad (19)$$

$$\rho = (L^2 \sin^2 \psi / \cos \theta) / (L \sin \psi + l\psi_{\Sigma} \cos \theta (\alpha \Delta\varphi + b(k)\psi_{\Sigma}) b(k) \sin \theta - c(k) \cos \theta) / \Delta\varphi^2). \quad (20)$$

Из (19) и (20) видно, что θ и ρ , а следовательно, и критерии (1) и (2), в явном виде зависят от $\Delta\varphi$, т.е. от критерия (16). Формул, позволяющих выразить критерий (16) через критерии (1) или (2) либо через другие критерии, учитываемые при проектировании механизмов с кулачком, нет. Нельзя выразить $\Delta\varphi$ и через искомые параметры механизма. Таким образом, при решении задачи (16) возникает своеобразная ситуация: минимизируемая функция не вычисляется через искомые параметры, а критериальные ограничения зависят от минимизируемой функции. Предлагается следующий итерационный процесс решения этой задачи.

1. Задается фазовый угол $\Delta\varphi$ и решается задача (4) при целевой функции (1).

2. Если получившееся в результате значение минимизируемого критерия меньше допустимого, то значение $\Delta\varphi$ уменьшается, и снова выполняется пункт 1. И так до тех пор, пока минимизируемый критерий не станет равным допустимому значению.

Таким образом, решение задачи (16) предполагает многократное решение основной задачи, т.е. задачи (4) при целевой функции (1).

Задача (16) была решена для рассмотренного выше механизма подъема корпуса кашировальной колодки блокообработывающего агрегата (рис. 3). Минимизация фазовых углов движения $\Delta\varphi_i$ (принималось $\Delta\varphi_1 = \Delta\varphi_2$) производилась при ограничении коэффициента контактных напряжений ($F_{\sigma} \leq 7.85$) и ограничениях (12), (13). Правда, одно из них, а именно (12), было

ослаблено: $r_{k2} \leq 120$ мм. В результате оптимизации параметров механизма фазовые углы $\Delta\varphi_i$ уменьшились с 61° до 54° . Параметры полученного оптимального механизма приведены в табл. 3. В результате оптимизации появилась возможность увеличить цикловую производительность блокообработывающего агрегата на 12%.

Выводы. Таким образом, системный подход к проектированию требует решения задач оптимизации, на порядок более сложных, чем обычные задачи оптимизации параметров механизмов. В указанной постановке решены задачи оптимизации параметров ряда тестовых и реальных кулачковых и кулачково-рычажных механизмов полиграфических и текстильных машин. Анализ полученных результатов позволил сделать следующие выводы:

1. Оптимизация параметров приводит к существенному (в примере в 1,5–2,5 раза) уменьшению износа профиля кулачка.

2. Оптимизация является более эффективной, если варьируются не только параметры механизма, но и параметры законов движения.

3. При совместной оптимизации параметров механизма и параметров законов движения получаются законы движения с несимметричной тахограммой.

4. Несмотря на отсутствие ограничений на углы давления, их экстремальные значения в оптимальных механизмах лежат в общепринятых пределах, причем имеют разные значения на интервалах удаления и сближения ведомого звена.

Полученные результаты позволили сделать основной вывод: комплексная оптимизация параметров механизмов позволяет без дополнительных капитальных затрат повысить производительность технологического оборудования в среднем на 10–15%.

Список литературы

1. Левитский Н. И. *Кулачковые механизмы*. М.: Машиностроение, 1964. 287 с.
2. Ротбарт Г. А. *Кулачковые механизмы*. М.: Судпромгиз, 1960. 336 с.
3. Тир К. В. *Комплексный расчет кулачковых механизмов*. Киев: Mashgiz, 1958. 308 с.
4. Алехина Г. Б., Кузнецов Э. А., Рыбникова Е. В., Рыбников Г. Л., Швецов В. Т. *К синтезу кулачковых механизмов на ЭВМ* / ред. Швецов В. Т. Омск: ОТИИ, 2005. 246 с.
5. Алехина Г. Б., Швецов В. Т. *Критерии синтеза кулачковых механизмов, их согласие и противоречивость*. Деп. в ВИНТИ № 3406–В 99 Деп. Омск, 1999. 19 с.
6. Алехина Г. Б., Швецов В. Т. *Синтез кулачковых механизмов по заданному мгновенному коэффициенту полезного действия*. Омск: Изд-во ОмГТУ, 1999.
7. Шоев А. Н. Некоторые аспекты повышения долговечности кулачковых механизмов. *Доклады Академии наук Республики Таджикистан*. 2010, том 53, № 11. С 846–850.
8. Кіндрацький Б. І. Структурно-параметричний синтез кулачкової запобіжної муфти. *Вісник Нац. ун-ту «Львівська політехніка»*. Серія: Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. 2005. № 509. С.76–85.
9. Кіницький Я. Т., Костогриз С. Г., Підгайчук Я. О. *Кулачково-цівкові механізми переривчастого обертового руху вихідної ланки*. Хмельницький: ХНУ, 2010. 194 с.
10. Кіницький Я. Т., Семенюк М. Ф., Мазур М. П., Підгайчук Я. О.

- Моделювання роботи кулачково-цівкових механізмів з переривчастим обертним рухом вихідної ланки. *Вимірювальна та обчислювальна техніка в технологічних процесах*. 2009. № 1. С. 33–38.
11. Дворников Л.Т., Садиева А.Э., Кокколоева У.У., Душенова М.А. Методика синтеза кулачковых механизмов. *Машиноведение*. Бишкек: Институт машиноведения Национальной академии наук Кыргызской Республики. 2018. №1 (7). С. 10–14.
 12. Зинченко Е.И., Назаренко С.А., Марусенко С.И., Храмова И.Я. Оптимизация параметров кулачковых механизмов. *Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Серія: Машинознавство та САПР*. 2019. № 7 (1332). С. 55–59.
 13. Кулик В.К., Стахив Н.Е. О кинематическом синтезе планетарных и коромысловых кулачковых механизмов с учетом погрешностей их изготовления. В кн.: *Теория механизмов и машин*. Харьков, 1981, вып. 31. С. 23–26.
 14. Тир К.В. *Механика полиграфических автоматов*. М.: Книга, 1965. 496 с.
 15. Кулик В.К., Петраков Ю.В. Расчет на ЭВМ оптимальных параметров механизмов. *Известия вузов. Машиностроение*, 1977. № 5. С. 38–42.
 16. Попов Н.Н. *Расчет и проектирование кулачковых механизмов*. М.: Машиностроение, 1965. 304 с.
 17. Новгородцев В.А. Системный подход к оптимизации параметров механизмов технологических автоматов. *Машиноведение*. 1984. №2. С. 59–64.
 18. Эпштейн Ю.В., Новгородцев В.А. Функции, наименее отклоняющиеся от нуля, в задачах синтеза кулачковых механизмов. В кн.: *Анализ и синтез механизмов*. М.: Наука, 1970. С. 279–287.

References (transliterated):

1. Levitskij N. I. *Kulachkovye mehanizmy* [Cam mechanisms]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1964. 287 p.
2. Rotbart G.A. *Kulachkovye mehanizmy* [Cam mechanisms]. Moscow, Sudpromgiz Publ., 1960. 336 p.
3. Tir K. V. *Kompleksnyj raschet kulachkovih mehanizmov* [Complex calculation of cam mechanisms]. Kiev, Mashgiz Publ., 1958. 308 p.
4. Alehina G. B., Kuznecov Je. A., Rybnikova E. V., Rybnikov G. L., Shvecov V. T. *K sintezu kulachkovih mehanizmov na EVM: monografija* [On the synthesis of cam mechanisms on a computer]. OMSK, OTII Publ., 2005. 246 p.
5. Alehina G. B., Shvecov V. T. *Kriterii sinteza kulachkovih mehanizmov, ih soglasie i protivorechivost'* [Criteria for the synthesis of cam mechanisms, their agreement and inconsistency]. Dep. v VINITI № 3406– V 99 Dep. Omsk, 1999. 19 p.
6. Alehina G. B., Shvecov V. T. *Sintez kulachkovih mehanizmov po zadannomu mgnovennomu koeficientu poleznogo dejstva* [Synthesis of cam mechanisms for a given instantaneous efficiency]. Omsk, OMTU Publ., 1999.
7. Shoev A. N. *Nekotorye aspekty povysheniya dolgovechnosti kulachkovih mehanizmov. Doklady akademii nauk respubliki Tadzhiqistan* [Some aspects of improving the durability of cam mechanisms]. Doklady akademii nauk respubliki Tadzhiqistan. 2010, v. 53, no. 11, pp. 846–850.
8. Kindracz'kyj B. I. *Strukturno-parametrychnyj syntez kulachkovoyi zapobizhnoyi mufty* [Structural and parametric synthesis of the cam follower coupling]. *Visnyk Nats. un-tu «Lviv'ska politexnika». Seriya: Dynamika, miznist' ta proektivannya mashyn i pry'ladiv*. 2005, no. 509, pp.76–85.
9. Kiny'cz'kyj Ya. T., Kostogryz S. G., Pidgajchuk Ya. O. *Kulachkovo-civkovi mexanizmy pereryvchastogo obertovogo ruhu vyxidnoyi lanky* [Camshaft mechanisms of intermittent rotary motion of the original link]. *Khmel'ny'cz'kyj, XNU Publ.*, 2010, 194 p.
10. Kiny'cz'kyj Ya. T., Cemenyuk M. F., Mazur M. P., Pidgajchuk Ya. O. *Modelyuvannya roboty kulachkovo-civkovy'x mexanizmv z pereryvchasty'm obertovy'm ruhom vyxidnoyi lanky* [Modeling of work of cam-tubular mechanisms with intermittent rotating motion of the initial link.]. *Vymiryval'na ta obchy'slyval'na texnika v texnologichny'x processax*. 2009, no 1, pp. 33–38.
11. Dvornikov L. T., Sadieva A. Je., Kokoloeva U. U., Dushenova M. A. *Metodika sinteza kulachkovyih mehanizmov* [Method of synthesis of cam mechanisms]. *Mashinovedenie*. Bishkek: Institut mashinovedeniya Nacional'noj akademii nauk Kyrgyzskoj Respubliki. 2018, no. 1 (7), pp. 10–14.
12. Zinchenko E. I., Nazarenko S. A., Marusenko S. I., Hramcova I. Ja. *Optimizacija parametrov kulachkovyih mehanizmov* [Parameters optimization of cam mechanisms]. *Visnyk NTU "KhPI"* [Bulletin of the National Technical University "KhPI"]. *Kharkov, NTU "KhPI" Publ.*, 2019, no. 7(1332), pp. 55–59.
13. Kulik V. K., Stahniv N. E. *O kinematcheskom sinteze planetarnyih i koromyzlovyih kulachkovyih mehanizmov s uchetom pogreshnostej ih izgotovlenija* [On the kinematic synthesis of planetary and rocker cam mechanisms, taking into account the errors of their manufacture]. V kn.: *Teorija mehanizmov i mashin*. *Khar'kov*, 1981, issue 31, pp. 23–26.
14. Tir K.V. *Mehanika poligraficheskikh avtomatov* [Mechanics of printing machines]. Moscow, Kniga Publ., 1965. 496 p.
15. Kulik V. K., Petrakov Ju. V. *Raschet na EVM optimal'nyh parametrov mehanizmov* [Calculation on a computer of optimal parameters of mechanisms]. *Izvestija vuzov. Mashinostroenie*, 1977, no. 5, pp. 38–42.
16. Popov N. N. *Raschet i proektirovanie kulachkovyih mehanizmov* [Calculation and design of cam mechanisms]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1965, 304 p.
17. Novgorodcev V. A. *Sistemnyj podhod k optimizacii parametrov mehanizmov tehnologicheskix avtomatov* [System approach to the optimization of the parameters of the mechanisms of technological machines]. *Mashinovedenie*. 1984, no.2, pp. 59–64.
18. Jepshtejn Ju. V., Novgorodcev V. A. *Funkcii, naimenee otklonjajushiesja ot nulja, v zadachah sinteza kulachkovyih mehanizmov* [Functions, the least deviating from zero, in problems of the synthesis of cam mechanisms]. In.: *Analiz i sintez mehanizmov*. Moscow, Nauka Publ., 1970, pp. 279–287.

Поступила (received) 06.06.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Зинченко Олена Іванівна (Зинченко Елена Ивановна, Zinchenko Olena) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-2961-5861>; email: zinchenko.zinchenko@gmail.com

Прокопенко Микола Вікторович (Прокопенко Николай Викторович, Prokopenko Mykola) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», email: kola0123@ukr.net

Краснокутський Володимир Миколайович (Краснокутский Владимир Николаевич, Krasnokyt'skiy Volodimir) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Автомобіле- і тракторобудування», email: hvukvn@ukr.net

Крахмальов Олександр Вікторович (Крахмалев Александр Викторович, Krakhmalyov Oleksandr) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Зварювання», ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-3338-9724>; e-mail: krakhmalyov1@gmail.com

О. Є. КОНОВАЛЕНКО, В. О. БРУСЕНЦЕВ

МУЛЬТИАГЕНТНІ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ТА ПІДТРИМКИ ПРИЙНЯТТЯ РІШЕНЬ

Розглядаються питання практичного використання багатоагентних технологій. Наводиться опис специфічних властивостей багатоагентних систем, що визначають області їх практичного застосування, а також приклади успішного використання багатоагентного підходу для вирішення важливих практичних завдань. Основна увага приділяється проблемі взаємодії агентів із зовнішнім середовищем. У зв'язку з цим наводиться опис прикладів зовнішнього середовища декількох багатоагентних систем. Також міститься опис моделі віртуальної реальності та віртуального простору, які відображають повний життєвий цикл прикладних багатоагентних систем. З урахуванням спрямованості статті основна увага при описі середовища також приділяється опису пропонувананих у ній рішень, використаних для реалізації механізмів взаємодії агентів із зовнішнім середовищем.

Ключові слова: багатоагентна технологія; мультиагентна система; агент; мехатроніка; нейронні мережі; віртуальний простір; віртуальна реальність; база знань

О. Е. КОНОВАЛЕНКО, В. А. БРУСЕНЦЕВ

МУЛЬТИАГЕНТНЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ И ПОДДЕРЖКИ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЙ

Рассматриваются вопросы практического использования многоагентных технологий. Приводится описание специфических свойств многоагентных систем, которые определяют области их практического применения, а также примеры успешного использования многоагентного подхода для решения важных практических задач. Основное внимание уделяется проблеме взаимодействия агентов с внешней средой. В связи с этим приводится описание примеров внешней среды нескольких многоагентных систем. Также содержится описание модели виртуальной реальности и виртуального пространства, которые отражают полный жизненный цикл прикладных многоагентных систем. С учетом направленности статьи основное внимание при описании среды также уделяется описанию предлагаемых в ней решений, используемых для реализации механизмов взаимодействия агентов с внешней средой.

Ключевые слова: многоагентная технология; мультиагентная система; агент; мехатроника; нейронные сети; виртуальное пространство; виртуальная реальность; база знаний

O. KONOVALENKO, V. BRUSENCEV

MULTI-AGENT MANAGEMENT AND DECISION SUPPORT SYSTEMS

The questions of practical use of multi-agent technologies are considered. The description of the specific properties of multi-agent systems is presented, which determine the scope of their practical application, as well as examples of successful use of the multi-agent approach for solving important practical problems. The main attention is paid to the problem of agents interaction with an external environment. In this regard, the description of examples is given for the environment of several multi-agent systems. It also contains a description of the virtual reality model and virtual space, which reflect the full life cycle of multi-agent application systems. Taking into account the direction of the paper, the main attention is also paid to the description of the environment to the description of the proposed solutions used to implement the mechanisms of interaction between agents and the environment.

Keywords: multi-agent technology; multi-agent system; agent; mechatronics; neural networks; virtual space; virtual reality; knowledge base

Вступ. Проблема колективної поведінки і групового управління не є новою і досліджується вже протягом кількох десятиліть, починаючи з класичних робіт Дж. Фон Неймана, М. Цейтліна, В. Варшавського і Д. Поспелова та ін. [1]. Її актуальність зростає рік від року, причому в даний час проблема групового управління ставиться вже по-новому, а для її вирішення потрібні нові парадигми концептуалізації, нові моделі формалізації та нові архітектури побудови, що, в свою чергу, вимагає створення нових технологій проектування і програмної реалізації. Зумовлено це, насамперед, особливостями сучасних прикладних задач групового управління, зокрема, значним зростанням їх масштабності, необхідністю забезпечити узгоджене функціонування великої кількості гетерогенних підсистем, організованих в мережу, різні вузли якої можуть працювати в різних операційних середовищах і використовувати різні комунікаційні протоколи. В таких додатках найважчими виявляються два дуже різних завдання, а саме: забезпечення ефективної координації групової поведінки та створення програмної інфраструктури (платформи), що підтримує взаємодію великої кількості різномірних пристроїв і програм.

Особливо важкими є завдання управління групами рухомих об'єктів, коли вони з тих чи інших

причин мають або координувати свою поведінку, наприклад, для уникнення зіткнень, або кооперуватися для спільного вирішення завдань [5]. Характерними прикладами додатків такого типу є управління колективом роботів, групове керування польотом безпілотних літальних апаратів та управління виконанням місії (цільового призначення) групи, автономне керування повітряним рухом у районі аеропорту та ін. Інший великий клас прикладних завдань групового управління пов'язаний з використанням мобільних систем і управлінням ними. Як приклад можна вказати завдання управління силами і засобами при техногенних аваріях, великих пожежах, природних катастрофах і т. п. з метою мінімізації їх шкідливих наслідків. У процес управління тут залучаються мобільні групи різного призначення і динамічного складу (розвідувальні, пожежні, забезпечення евакуації та медичної допомоги, інформаційної підтримки, зв'язку і т. п.), використовуються мобільні канали зв'язку і мобільні пристрої. Іноді може знадобитися оперативно розгортати бездротову комунікаційну інфраструктуру (наприклад, у важкодоступній місцевості) та мережу сенсорів.

В даний час дослідження і розробки в області

систем групового управління ведуться в багатьох країнах, в них залучаються великі колективи людей, дослідження і розробки проводяться в багатьох напрямках. Проте, поки не створено (інформаційної) технології, яка була б в змозі впоратися з реалізацією додатків в області групового управління з зазначеними вище особливостями.

Спільний аналіз можливостей сучасних інформаційних технологій і вимог до них з боку додатків розглянутого типу показує, що найбільші перспективи тут мають інформаційні технології, які інтегрують ідеї розподіленого прийняття рішень (вони зміщують основний обсяг обчислень по обробці даних на рівень джерел даних, окремих підсистем), концепцію багатоагентних систем (вона дуже зручна для концептуалізації та декомпозиції розподілених проблем), архітектури, орієнтованої на сервіс (в ній агенти можуть кооперуватися при мінімумі початкової інформації про топологію мережі, про агентів, присутніх в ній, і про доступні сервіси) і обчислення на основі парних (Peer-to-Peer, P2P) взаємодій (ця технологія підтримує реалізацію властивості відкритості, оскільки вона не вимагає використання централізованого сервера для підтримки взаємодії агентів) [9].

Розвиток авіації, ракетної техніки і багатьох інших технологій призвів до необхідності розробки принципово нових засобів автоматизації, заснованих на штучному інтелекті, нелінійному управлінні та сучасних інформаційних і телекомунікаційних технологіях. Важливу роль грають мехатроніка і робототехніка, нейроінформатика і нейрокомп'ютери, а також мультиагентні системи і технології. Саме ці засоби і технології дозволяють створювати та удосконалювати інтелектуальні автопілоти для літаків і крилатих ракет, космічні роботи з елементами штучного інтелекту, мультиагентні системи навігації і управління рухом космічних апаратів і т.п. Для виробництва і експлуатації цих нових засобів автоматизації усе ширше використовуються робототехнічні системи і мультиагентні технології [4].

Багато задач теорії мультиагентних технічних систем (МАТС) зародилися у зв'язку з розвитком теорії адаптивних та інтелектуальних систем управління і техніки. На практиці рухливі мехатронні об'єкти з елементами штучного інтелекту рідко використовуються як автономні системи, частіше вони працюють разом з іншими автономними машинами [3]. Значний інтерес викликають загальні принципи і конкретні алгоритми інтелектуального і мультиагентного управління, що забезпечують кооперацію машин у процесі рішення спільної задачі, роз'яснення можливих конфліктів (сутичок, тупикових ситуацій і т. ін.) між ними та адаптацію до перешкод в умовах невизначеності на базі моделей віртуальної реальності (ВР).

Метою даної роботи є дослідження особливостей використання багатоагентних технологій та мультиагентних систем для зручності управління та своєчасної підтримки прийняття рішень у моделі віртуального простору з метою проектування та введення в експлуатацію заснованих на використанні мультиагентних технологій планування програмно-

апаратних комплексів нового покоління, здатних взаємодіяти і працювати в групі і застосовуваних для широкого спектру завдань, різноманітних областей.

Постановка проблеми. Завдання координації поведінки агентів є центральною і найбільш складною задачею в області мультиагентних систем і тому привертає велику увагу дослідників і розробників. З точки зору теорії, ця проблема не є новою, як і багато інших, які складають теоретичний базис мультиагентної системи. Її витoki слід пов'язувати з теорією систем, класичною теорією управління та дослідженням операцій, теорією двоїстості, теорією ігор, плануванням та іншими областями математики і кібернетики, становлення і розвиток яких відноситься ще до 1950-60-х років. Саме тоді сформувалися багато ключових ідей, методів і моделей, які в даний час явно або неявно експлуатуються або "відкриваються" заново при побудові формальних моделей і методів координації поведінки агентів мультиагентної системи.

Результати досліджень. Агенти і мультиагентні системи (МАС) – один з напрямків сучасної технології програмування систем управління і зв'язку. Агенти можуть доставляти на віддалені системи код, що розширює функціональність системи, а мультиагентні комплекси дозволяють природним чином розпаралелити рішення складних задач. Агент є направляючою «особистістю» у діях виконавця, його головним помічником і радником [1].

Основною специфічною особливістю мультиагентних технологій є перехід від пасивних сутностей, описуваних у вигляді класів об'єктів в об'єктно-орієнтованому підході, до активних сутностей, які описуються в прикладних системах у вигляді агентів. Агенти прикладних систем відповідно до їх призначення можуть представляти найрізноманітніші сутності предметних областей. Наприклад, такими сутностями можуть бути люди, організації, постачальники, замовники, транспортні засоби, верстати, проекти, замовлення, продукти і т. п. Під активністю сутностей мається на увазі здатність агентів відтворювати в програмних системах поведінку цих сутностей. При цьому під поведінкою матеріальних та віртуальних об'єктів мається на увазі бізнес-логіка, яка визначається метою їх існування або використання. Наприклад, метою використання вантажного транспортного засобу може бути забезпечення рентабельності його використання. У такому випадку поведінка агента транспортного засобу може мати на увазі пошук, аналіз, вибір і укладення вигідних контрактів з виконання вантажоперевезень [8].

Мультиагентні технології дозволяють вирішувати проблеми, для яких характерні часті і непередбачувані зміни і мають місце складні залежності між елементами. На відміну від традиційних систем, в яких рішення знаходиться за допомогою централізованих, послідовних і детермінованих алгоритмів, в мультиагентних системах рішення досягається в результаті розподіленої взаємодії безлічі агентів – автономних програмних об'єктів, націлених на пошук, можливо, не стільки оптимального, скільки найбільш адекватного і актуального рішення на кожен момент

часу.

Новий підхід до вирішення завдання оперативної обробки інформації в процесах прийняття рішень пов'язується із застосуванням мультиагентних технологій, які отримали інтенсивний розвиток в останнє десятиліття, на стику методів штучного інтелекту, об'єктно-орієнтованого програмування, паралельних обчислень і телекомунікацій [2]. В основі цієї технології лежить поняття «агента», програмного об'єкта, здатного сприймати ситуацію, приймати рішення і комунікувати з собі подібними [9]. Ці можливості кардинально відрізняють мультиагентні системи від існуючих «жорстко» організованих систем, забезпечуючи їм таку принципово важливу властивість як здатність до самоорганізації. При цьому агенти можуть діяти від імені та за дорученням осіб, які приймають рішення, та на основі даних їм повноважень в автоматичному режимі вести переговори, знаходити варіанти рішень та узгоджувати свої рішення один з одним.

Аналізуючи дві основні архітектури розподілених обчислень (розподіленого штучного інтелекту) – нейромережі і мультиагентні системи, потрібно сказати наступне. Головне обмеження штучної нейронної мережі полягає в її власній «пасивності» – вона чесно відпрацьовує вхідні сигнали, здійснюючи на них когнітивні функції, яким вона навчена, але вона сама не шукає ніякі дані і не знає для чого їй це потрібно. МАС, навпаки, складаються з активних агентів, які переслідують певні цілі, але і ці цілі та правила взаємодії на шляху до їх досягнення, і самі репрезентації предметної області, на якій задаються цілі і правила – все це закладено програмістом, і навчання, якщо й відбувається, то на рівні системи в цілому, а не на рівні окремих агентів. Таким чином, кожна з розглянутих архітектур має свої обмеження: одна позбавлена власної активності, інша потребує програміста.

У парадигмі багатоагентних систем координація поведінки агентів є невід'ємною функціональністю агентів. Ситуації і причини, які викликають необхідність координації групової поведінки, дуже різноманітні. Вже сама модель агента в МАС припускає, що:

- агенти існують у спільному зовнішньому середовищі, де є, наприклад, просторові обмеження (уникнення зіткнень роботів, дотримання дистанцій безпеки при управлінні повітряним рухом, облік глобального контексту, обмеження на загальний час виконання проекту та ін.);

- агенти мають обмежені загальні ресурси (засоби транспортування в логістиці, комп'ютерні ресурси, доступні програмним агентам, і т. д.);

- агенти існують і приймають рішення в умовах невизначеності, коли кожен агент володіє обмеженою інформацією, що спричиняє необхідність інформаційного обміну між ними;

- агенти володіють обмеженою компетенцією і можливостями, що може бути заповнено шляхом залучення знань і функціональних можливостей інших агентів;

- агенти повинні синхронізувати свої дії при рішенні загальної проблеми, зокрема, в додатках ре-

ального часу (управління повітряним рухом, футбол роботів, проведення гуманітарної операції та ін) [5].

Всі ці особливості моделі автоматично мають на увазі необхідність координації, причому досить різноманітної.

Із змістовної точки зору координація призначена для узгодження індивідуальних цілей і варіантів поведінки агентів, при яких кожен агент покращує або не погіршує значення своєї функції корисності, або система у цілому покращує якість рішення загальної задачі (якщо система має загальну глобальну мету).

Існуючі варіанти архітектур багатоагентних систем і раціональний вибір архітектури окремого агента і багатоагентної системи в цілому істотно залежать від концептуальної моделі агента, прийнятої для її опису формалізму і мови специфікацій, математичної моделі кооперації агентів при спільному функціонуванні в системі, на який додаток або клас додатків орієнтована багатоагентна система, а також від ряду інших факторів.

Під агентом мультиагентної системи прийнято розуміти механізм інкапсуляції та обміну розподіленими знаннями і функціями [7]. Кожен агент – це процес, який володіє певною частиною знань про об'єкт проектування і можливість обмінюватися цими знаннями з іншими агентами. Залежно від типу, агент може підтримувати і інтерфейс з користувачем. Під багатоагентною системою будемо розуміти багатокomпонентну систему, що складається з агентів зі специфікованим інтерфейсом.

У мультиагентній системі кожен агент буде власну модель поточного рішення, ґрунтуючись на своїх даних і даних інших агентів. У таких системах є комунікаційний протокол і формат повідомлень (мова комунікацій), відповідно до якого повинні оформлятися запити і відповіді.

Узагальнено можна сказати, що агенти автономні і гетерогенні, тобто відсутнє єдине управління. Комунікації між агентами можуть бути синхронними і асинхронними, спрямованими (peer-to-peer), загальними (broadcast) або груповими (multicast). Важливо, що семантика повідомлень між агентами повинна бути високого рівня. Це означає не тривіальну пересилку команд на запуск/останов, а повну реалізацію інформаційних потоків між агентами в системі шляхом обміну повідомленнями мовою, аналогічною мові високого рівня в програмуванні.

Теорія агентів, взагалі кажучи, розглядає агента і мультиагентну систему як «інтенціональну систему», вважаючи, що агент найкращим чином описується саме в інтенціональному стилі, для якого потрібен несуперечливий опис з використанням підмножини ментальних понять [6].

При виборі формалізмів для опису ментальних понять потрібно вирішувати два класи проблем: синтаксичну проблему і семантичну, а будь-який формалізм уявлення ментальних понять (як і для подання будь-якої іншої інформації) повинен мати два окремих аспекти: свою мову формалізації і свою семантичну модель.

Розглянемо мультиагентну технічну систему як

колектив інтелектуальних агентів, пов'язаних комп'ютерними каналами зв'язку для досягнення спільної мети. Інтелектуальний агент здатний в процесі самонавчання адаптуватися до конкретних інформаційних потреб користувача та виявляти, зберігати і використовувати релевантні до відповідних задач знання. Інтелектуальний агент може бути реалізований в рамках продукційної, об'єктної, нейромережної парадигми чи їх певного поєднання. Вибір розробника відштовхується від конкретних експлуатаційних вимог. При цьому доцільно максимально відкласти рішення щодо програмно-апаратної реалізації, пов'язаної з обмеженнями у виборі операційної системи чи комп'ютерної архітектури. Кожний агент спроможний самостійно вирішувати деякі локальні задачі і має можливість кооперуватися з іншими агентами в процесі спільного рішення спільної задачі. Машина як агент МАТС являє собою автономну інтелектуальну систему, що складається з таких мехатронних компонентів: рухова система («тіло»), сенсорна система («органи почуттів»), системи управління («мозок»), система комунікації («мови і канали зв'язку»). Характерними рисами інтелектуальних агентів є:

- *колегіальність* – спроможність до колективного цілеспрямованого поведіння в інтересах рішення спільної задачі;
- *автономність* – спроможність самостійно вирішувати локальні задачі;
- *адаптивність* – спроможність автоматично пристосовуватися до невизначених умов у динамічному середовищі;
- *активність* – спроможність до активних дій заради досягнення спільної та локальної мети;
- *інформаційна і рухова мобільність* – спроможність активно переміщатися і цілеспрямовано шукати і знаходити інформацію, енергію та об'єкти, необхідні для кооперативного рішення спільної задачі [1].

Для класифікації агентних програм використовуються дві основні ознаки:

- 1) ступінь розвитку внутрішнього уявлення про навколишній світ;
- 2) спосіб прийняття рішення.

Найпростішим видом агента є простий рефлексивний агент. Подібні агенти обирають дії на основі поточного сприйняття стану середовища, ігноруючи всю історію сприйняття. Прості рефлексивні агенти надзвичайно прості, але володіють обмеженим інтелектом [10].

В умовах часткової спостережливості є необхідним, щоб агент відстежував зміни середовища, тобто агент повинен володіти безліччю внутрішніх станів, зміна яких залежить від історії сприйняття.

Більш складним за структурою є агент, що діє з урахуванням внутрішнього стану. Поточне сприйняття комбінується з колишнім внутрішнім станом, в результаті відбуваються дії і відбувається зміна внутрішнього стану.

Знань про поточний стан середовища не завжди достатньо для прийняття рішення. Тоді агенту потрі-

бно не тільки опис поточного стану, а також інформація про ціль, яка описує бажані ситуації. Тому потрібен агент, який буде стежити за станом середовища, а також за кількістю цілей, яких він намагається досягти, і обирає дію, спрямовану на досягнення цих цілей.

Часто мають місце ситуації, коли для прийняття рішення недостатньо інформації тільки про цілі. По-перше, якщо є конфліктуючі цілі, такі, що можуть бути досягнуті тільки деякі з них (наприклад, швидкість або безпека). По-друге, якщо є кілька цілей, до яких може прагнути агент, але кожна з них може бути досягнута з деякою ймовірністю успіху. В цьому випадку в програму агента вводиться функція корисності, яка ставить у відповідність станам агента дійсне число, що має сенс очікуваної корисності даного стану. Агент вибирає дію, яка веде до кращої очікуваної корисності.

В особливий клас слід виділити агентів, що навчаються. Навчання має важливу перевагу: воно дозволяє агенту функціонувати спочатку в невідомих йому варіантах середовища і ставати більш компетентним у порівнянні з тим, що могли б дозволити тільки його початкові знання. Продуктивним компонентом може бути будь-яка з розглянутих раніше структур агентних програм. Навчальний компонент використовує інформацію зворотного зв'язку з оцінкою того, як діє агент, і визначає, яким чином має бути модифікований продуктивний компонент для того, щоб він успішніше діяв в майбутньому.

Ідея багатоагентності передбачає кооперацію агентів при колективному вирішенні завдань. Агент, який не здатний вирішити деяку задачу самостійно, може звернутися до інших агентів. Інший варіант, коли необхідна кооперація – це використання колективу агентів для вирішення одного загального складного завдання. При цьому агенти можуть будувати плани дій, ґрунтуючись вже не тільки на своїх можливостях, але і «думати» про плани і наміри інших агентів. Відомо, що колективи навіть найпростіших автоматів, в яких кожен автомат переслідує тільки свої примітивні цілі, в цілому здатні вирішувати дуже складні завдання. В якості ілюстрації можна взяти, наприклад, бджолиний вулик або мурашник. Можна сподіватися, що система, в якій агенти можуть враховувати плани і інтереси інших агентів, буде в багатьох випадках ще більш гнучкою.

Однак використання ідеї колективної поведінки призводить до маси проблем. Серед них слід виділити такі проблеми, як формування спільних планів дій, можливість врахування інтересів компаньйонів агента, синхронізація спільних дій, наявність конфліктуючих цілей, наявність конкуренції за спільні ресурси, організацію переговорів про спільні дії, розпізнавання необхідності кооперації, вибір підходящого партнера, навчання поведінці в колективі, декомпозиція задач і поділ обов'язків, правила поведінки в колективі, спільні зобов'язання і т. ін.

В даний час запропоновано безліч різних моделей колективної поведінки агентів. Як правило, кожна з моделей концентрує увагу на декількох аспектах такої поведінки і розглядає проблеми відповідно до

обраної архітектури (моделі) самого агента. Для знань, що відповідають за колективну поведінку, в архітектурі агента, зазвичай, виділяють спеціальний рівень – рівень кооперації (cooperation layer).

Взаємодія між агентами – головна риса МАС, що відрізняє їх від інших інтелектуальних систем. Головними характеристиками будь-якої взаємодії є спрямованість, вибірковість, інтенсивність і динамічність.

Взаємодія агентів обумовлено рядом причин, найважливішими серед яких є такі: сумісність цілей (загальна мета), загальні ресурси, необхідність залучення відсутнього досвіду, взаємні зобов'язання. Перераховані причини в різних поєднаннях можуть призводити до різних форм взаємодії між агентами, наприклад: просте співробітництво, координоване співробітництво, непродуктивне співробітництво.

Особливістю колективної поведінки агентів є те, що їх взаємодія в процесі розв'язання окремих завдань (або однієї загальної) породжує нову якість вирішення цих завдань. Найбільш відомими моделями координації поведінки агентів є: теоретико-ігрові моделі, моделі колективної поведінки автоматів, моделі планування колективної поведінки, моделі на основі BDI-архітектур (Belief – Desire – Intention), моделі координації поведінки на основі конкуренції.

Мобільні агенти спроможні переміщатися з однієї системи до іншої, рухаючись за наміченим маршрутом, що робить їх автономними, що не потребують постійного управління: мобільні агенти можуть контролювати віддалені системи на предмет своєчасного коригування помилок і відсутності ознак шкідливої активності, що виявляють і відбивають розподілені, скоординовані атаки, вносячи в захист елементи динамічності і самоорганізації.

Сутічка роботів або транспортних машин розглядається як конфлікт, що може виникнути при колективному рішенні спільної задачі. Для вирішення подібних конфліктів агенти повинні обмінюватися між собою інформацією через комп'ютерні канали зв'язку.

Застосування класичних методів пошуку рішень не завжди ефективно для вирішення складних багатofакторних задач, особливо в умовах високої динаміки подій, що впливають на результати планування і узгодження окремих планів розподілених пристроїв. Яскравим прикладом такого завдання є завдання управління об'єднаною групою, наприклад, безпілотних літальних апаратів або автономних об'єктів.

Слід, однак відзначити недостатнє опрацювання інструментів планування дій і управління в реальному часі групами об'єктів. Більшість існуючих програмних рішень призначені для планування і управління діями автономних об'єктів, що діють поодиночці. Механізми планування, контролю та управління діями об'єднаної групи дозволили б найбільш ефективно використовувати наявні в розпорядженні ресурси і, при необхідності, оперативно розподіляти у реальному режимі часу нові завдання між окремими об'єктами групи безпосередньо в процесі виконання завдань, що дозволило б виконувати поставлені завдання якісно і в найкоротші терміни.

Для якісного управління розподілом ресурсів необхідно використовувати системи планування реального часу, які розвиваються в наступних напрямках:

- методи традиційної оптимізації та лінійного програмування в області змішаних дійсно-цілочисельних і логічних змінних, удосконалення точних методів розв'язання задач, таких, як «метод гілок і меж», методи нелінійного програмування, методи програмування в обмеженнях;

- жадібні алгоритми, засновані на евристичних бізнес-правилах конкретних предметних областей;

- методи штучного інтелекту, використання нейронних мереж і нечіткої логіки;

- метаевристики (локальний пошук, Tabu Search, GRASP алгоритми);

- імітаційні методи мурашиних алгоритмів (Ant Colony Optimization (ACO)), роя бджіл ((Artificial Bee Colony (ABC)), зграї птахів та аналогічні (Bio Inspired), а також методи імітації відпау (Simulated Annealing (SA)), Монте-Карло та інші;

- методи розподіленого вирішення завдань планування ресурсів із застосуванням мультиагентних технологій і ринкового підходу [7, 9].

Варто відзначити, що більша частина систем планування реального часу залишається централізованою і детермінованою. У напрямку централізованого планування розробляються гібридні евристичні алгоритми, що об'єднують традиційні правила диспетчеризації з генетичними, нейро-мережевими, роевими та іншими підходами.

Найбільш перспективними та адекватними для проектування алгоритмів рішення задач розподілу ресурсів представляються мультиагентні технології, серед яких найбільшими можливостями мають комбіновані методи з ринковим підходом мультиагентної оптимізації. По-перше, ринкове трактування мультиагентних систем дає близький до природного для кожного завдання спосіб побудови об'єктної моделі – поділ між агентами завдань і ресурсів, що дозволяє надалі проводити процедуру визначення відповідності завдання і виконує її ресурс. По-друге, може здійснюватися онтологічна конкретизація властивостей агентів для налаштування на задану предметну область. По-третє, надається можливість завдання логіки вибору дій агента на підставі його задоволеності і віртуального прибутку в системі «торгів» за ресурси.

Розподілений принцип прийняття рішень і підтримка процесів самоорганізації в системі призводить до того, що мультиагентні системи управління ресурсами динамічно стійкі до зовнішніх впливів, до неповноти та перекручування інформації, що надходить.

Для узгодженості дій МАС треба спробувати реалізувати ідею автоматичного самолікування систем (тобто видалення усього шкідливого без втрати доброякісної інформації), умонтувавши у них ремонтних агентів і захистивши їх за допомогою технології віртуальних машин. Загальна схема роботи ремонтного агента полягає в тому, що він запам'ятовує явно безпечний стан виробничої системи, контролює усі

внесені зміни, періодично перевіряє наявність ознак аномального поведіння і несанкціонованих змін і при необхідності повертає систему в безпечний стан. Оскільки виробнича система функціонує в рамках віртуальної машини, вона не може втрутитися в роботу агента, що є довіреним незмінним розширенням ядра. Для роботи ремонтного агента, а також для відкритості і розширення архітектури МАС буде потрібно використання агента-помічника, агента організації пам'яті і агента обслуговування зв'язку.

Мультиагентне управління дозволяє координувати цілеспрямовану діяльність автономних агентів, планувати їхнє поведіння і взаємодію, адаптуватися до середовища, що змінюється, і дозволяти конфлікти між агентами на стратегічному рівні управління і комунікації, тобто за допомогою обміну інформацією через комп'ютерні канали зв'язку. Для проєк-

тування мультиагентних систем управління можуть використовуватися методи колективного поведіння автоматів, теорія ігор, засоби кооперативного рішення проблем на базі розподіленого штучного інтелекту, теорія розкладів, методи оптимального планування та адаптивного управління. При мультиагентному управлінні технічними системами кожен машину можна розглядати як інтелектуальний мехатронний об'єкт із власною базою даних і знань, спроможний адаптуватися до заздалегідь невідомих умов функціонування, що змінюються у середовищі з перешкодами. Тому важливе значення в теорії мультиагентного управління мають методи навчання і адаптації як окремих агентів на тактичному (локальному) рівні управління, так і МАС у цілому на стратегічному рівні управління.

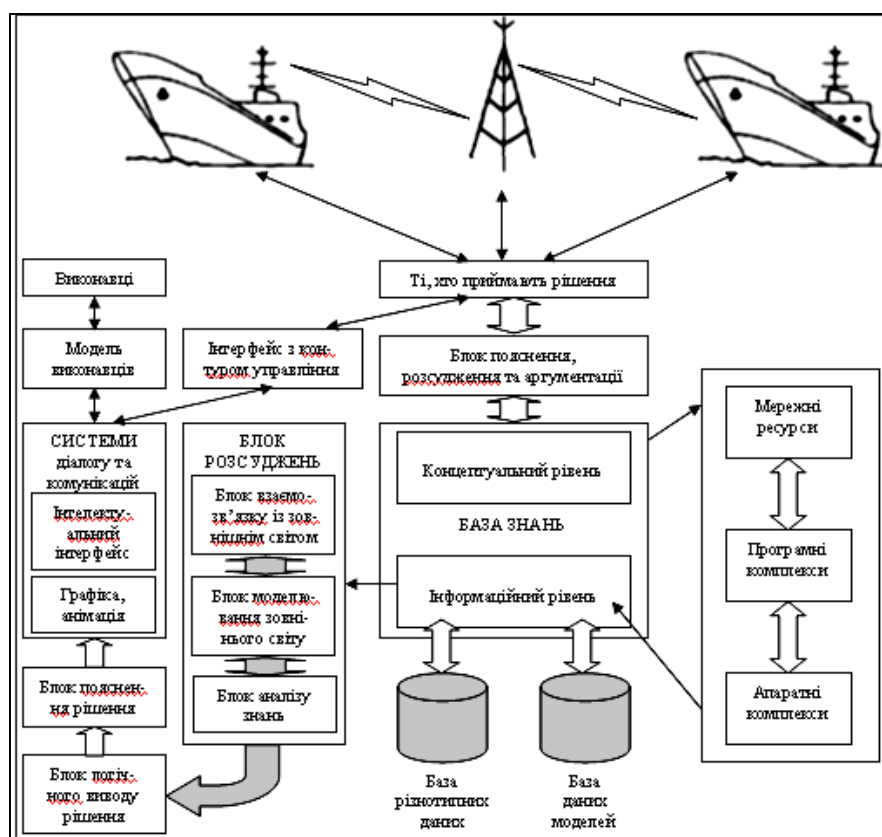


Рисунок 1 – Структура мультиагентної системи управління

Принцип дії мультиагентних систем управління ґрунтується на розподілі спільної задачі, що повинна виконати МАС, на цілий ряд взаємозалежних задач, рішення яких покладається на інтелектуальні системи окремих агентів. Для рішення задачі оптимального розподілу задач між мехатронними агентами доцільно використовувати наближені алгоритми і евристичні процедури. Ці алгоритми ґрунтуються на методі гілок і меж, що дозволяє за кінцеве число кроків побудувати бінарне дерево варіантів розподілу задач.

При проєктуванні мультиагентних систем управління необхідно вирішити на тактичному і стратегічному рівнях такі задачі:

1) синтезувати локальні системи інтелекту-

ального управління автономними агентами, що використовують локальні моделі ВР;

2) синтезувати мультиагентну систему планування, навігації і управління взаємодією (колективним поведінням) інтелектуальних агентів у МАС.

Архітектура систем планування, навігації і управління взаємодією агентів у МАС при рішенні спільної задачі має розподілений (мультиагентний) характер і ієрархічну організацію. Вона заснована на виділенні на верхньому рівні спеціального агента-координатора, пов'язаного комп'ютерними каналами прямого і зворотного зв'язку з усіма локальними системами управління агентів. Агент-координатор на основі мультиагентної моделі ВР

здійснює декомпозицію спільної задачі на локальні задачі, їхній оптимальний розподіл між агентами, організацію колективного поведіння і розв'язання конфліктів при рішенні МАТС спільної задачі. При проектуванні мультиагентних систем повинні використовуватися нейромереві архітектури, що самоорганізуються. Наприклад, у якості маршрутизатору в комп'ютерній мережі, що зв'язує локальні системи управління агентів, можна використовувати нейронні мережі Хопфілда, тому що вони забезпечують найкоротші маршрути «переговорів» між агентами і рівнобіжним опрацюванням інформації при мультиагентному управлінні

Для запобігання сутичок (конфліктів) агент-координатор може передавати по каналах зв'язу команди про тимчасове припинення агентів або про зміну швидкості і прискорення їхнього прямування в залежності від сформованої ситуації. Ця ситуація оцінюється агентом-координатором на основі запитів про поточний стан кожного робота, що характеризується його координатами і швидкістю. У зоні можливої сутички роботів він може змінити швидкість їхнього прямування (наприклад, загальмувати або зупинити робота на якийсь час) за допомогою команд, переданих по каналах прямого зв'язу в локальні системи управління, що є важко реалізованою задачею. Для розв'язання конфліктів необхідно задіяти прямі канали зв'язу (наприклад, радіоканали) і підключити помічника: агента-комунікатора, що грає роль посередника для адресного зв'язу і швидкої передачі даних між агентами. Для спрощення системи управління машинами в рамках такого підходу можна використовувати сенсорну інформацію про близькість машини-агента стосовно інших машин і перешкод, одержувану, наприклад, за допомогою далекомірів, яка фіксується в локальній моделі ВР. Для локального управління прямуванням роботів і машин з урахуванням їхньої нелінійної динаміки і перешкод можна використовувати алгоритми програмного, адаптивного та інтелектуального управління, а також нейромереві алгоритми, що забезпечують навчання і високий паралелізм при опрацюванні інформації в реальному часі.

Мультиагентна технологія моделювання процесів управління і зв'язу повинна базуватися на методиці описи процесу у вигляді інтелектуального агента $U_{MA} = \langle J, Y, D, Z, E \rangle$, де J – бажання агента (мета його діяльності); Y – переконання агента (агентне бачення Світу); D – дії (алгоритм поведінки) агента; Z – знання агента про можливе поведіння інших агентів; E – механізм комунікацій (взаємодії) агента з іншими агентами. Агенти взаємодіють із середовищем (Світом), що подається у вигляді імітаційної моделі об'єкта моделювання.

Віртуальний простір (ВП) агента – це простір геометричних, фізичних і сенсорних координат предметів (об'єктів) реального навколишнього світу. Кожен предмет являє собою геометричне тіло в тривимірному реальному просторі, що характеризується рядом фізичних параметрів (наприклад, маса або пружність) і сенсорних властивостей, по-

в'язаних зі сприйняттям предмета сенсорною системою агента (колір, звук, дальність і т.п.). Геометрична, фізична і сенсорна моделі предметів у ВП формуються і зберігаються в пам'яті інтелектуальної системи управління агента. Геометричну модель середовища можна сформулювати за допомогою заданих геометричних характеристик предметів, або за результатами сенсорних вимірів телевізійної системи технічного зору або лазерного далекоміра агента.

Віртуальний простір агента природно розділити на три простори: геометричний, фізичний і сенсорний. Геометричний віртуальний простір у загальному випадку тривимірний, фізичний віртуальний простір визначається сукупністю фізичних властивостей предметів, а сенсорний віртуальний простір багатомодальний і визначається наявними у агента сенсорами. У свою чергу сенсорний віртуальний простір можна розділити на підпростори, обумовлені типом сенсорів, тобто модальністю вимірюваних сигналів (відеосигнали від навколишніх предметів, акустичні сигнали і т. ін.).

Кожній точці предмета у реальному просторі відповідає її образ у ВП, а саме: точка з декартовими координатами x, y, z у геометричному ВП R^3 ; точка з фізичними координатами p_1, p_2, \dots, p_k у фізичному ВП R^k ; точка з координатами s_1, s_2, \dots, s_n у сенсорному ВП R^n . Реальному предмету ω , як безлічі точок з певною спільністю фізичних і сенсорних властивостей, відповідає геометричний образ $x(\omega), y(\omega), z(\omega)$ у геометричному ВП R^3 , фізичний образ $p_1(\omega), p_2(\omega), \dots, p_k(\omega)$ у фізичному ВП R^k і сенсорний образ $s_1(\omega), s_2(\omega), \dots, s_n(\omega)$ у сенсорному ВП R^n . Сукупність цих образів являє собою модель предмета у ВП агента. Сукупність моделей предметів у ВП агента утворюють одноагентну модель віртуальної реальності (ВР).

Оскільки кожен агент являє собою деякий предмет реальності, то йому відповідає деяка модель (образ) у ВП. Ця модель агента є частиною моделі ВР. Інша частина моделі ВР складається з моделей предметів, що оточують агента. Таким чином, одноагентна модель ВР $M(a, \omega_1, \dots, \omega_m)$ агента в оточенні предметів $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_m$ формально визначається співвідношенням $M(a, \omega_1, \dots, \omega_m) = M(a) \cup M(\omega_1, \dots, \omega_m)$, $M(\omega_i) \cap M(\omega_k) = \emptyset$ для $i \neq k$, де $M(a)$ – модель агента у ВП, а

$$M(\omega_1, \dots, \omega_m) = \bigcup_{i=1}^m M(\omega_i) -$$

модель навколишніх предметів у ВП.

Якщо агентів багато, то мультиагентна модель ВР визначається співвідношенням

$$M(a_1, a_2, \dots, a_N, \omega_1, \dots, \omega_m) = \bigcup_{j=1}^N M(a_j, \omega_1, \omega_2, \dots, \omega_m),$$

де N – кількість агентів.

Кожна точка r_ω предмета ω у геометричному ВП R^3 може змінювати своє положення із часом на

заданому інтервалі $[t_0, t_1]$ у силу діючих на предмет фізичних законів. У цьому випадку вона рухається по деякій траєкторії $r_\omega(t)$, $t \in [t_0, t_1]$ у геометричному ВП. Безліч таких точок утворить модель руху предмета $M(\omega)$ у геометричному ВП. Ця модель визначає в ВП пучок траєкторій, що описують динаміку предмета ω у термінах геометричного ВП, що залежить від законів механіки.

Аналогічні пучки траєкторії можуть виникнути у фізичному і сенсорному ВП агента. Вони також характеризують динаміку предмета, але вже в термінах фізичного або сенсорного ВП агента. Ця динаміка відповідає реальній динаміці предмета, що підкоряється в дійсності законам фізики та обробки сенсорної інформації.

Модель ВР як сукупність моделей агента і навколишніх предметів, що зберігаються в пам'яті, тобто в БД і БЗ агента, доцільно дискретизувати. Це досягається дискретизацією координатних осей ВП із рівним кроком, причому для різних осей величина кроку дискретизації може бути різною. У цьому випадку модель ВР стає точковою, що зручно з погляду комп'ютерного подання цієї моделі в БД і БЗ інтелектуальної системи управління агента.

Двовірна (2D) і тривірнірна (3D) моделі ВП після дискретизації являють собою двовірний або тривірний масиви (матриці) точок. Звичайна відстань між сусідніми точками вибирається рівним мінімальному порозу чутливості сенсорної системи агента. Ці точки визначаються своїми геометричними координатами і є носіями інформації про реальність у вигляді фізичних і сенсорних властивостей точок ВП. Для того, щоб відрізнити точки r_ω ВП, які відносяться до моделі предмету ω , від інших точок ВП, введемо предикат приналежності предмету ω виду

$$s_\omega(r_\omega) = \begin{cases} 1, & \text{при } r_\omega \in M(\omega); \\ 0, & \text{інакше.} \end{cases}$$

Аналогічним чином введемо предикат приналежності агенту виду

$$s_a(r_a) = \begin{cases} 1, & \text{при } r_a \in M(a); \\ 0, & \text{інакше.} \end{cases}$$

Усі точки дискретизованого геометричного ВП, які виділяються предикатами, відповідають реальним (матеріальним) об'єктам і мають певні фізичні та сенсорні властивості. При цьому фізичні властивості точок пов'язані з фізичними законами, що визначають їх динаміку в часі у геометричному ВП, тобто фізичні явища. Сенсорні властивості точок ВП служать для відображення та моделювання фактів і явищ реальності, які безпосередньо спостерігаються (вимірюються) сенсорною системою агентів. До фізичних властивостей предмета відносять масоінерційні характеристики, щільність, пружність, кінетичну і потенційну енергії тощо. Прикладом сенсорних властивостей предметів служать їхні кольори, запах, звук і т.п. Значення цих властивостей звичайно задаються дійсними або цілими числами.

Отже, відкривається можливість єдиним чином закодувати різномірну та багатомодальну інформацію про реальність в БД і БЗ агента у формі моделей ВР.

Математично завдання планування дій колективу агентів може бути сформульоване в такий спосіб. Нехай є дві однакові групи по n агентів у кожній: $P = [P_0, P_1, \dots, P_{i-1}, P_i, P_{i+1}, \dots, P_{n-1}]$ – агенти 1-ї групи та $T = [T_0, T_1, \dots, T_{i-1}, T_i, T_{i+1}, \dots, T_{n-1}]$ – агенти 2-ї групи (супротивника). Кожна група складається з одного агента-захисника P_0 або T_0 і з $n-1$ агентів, що виконують захист/напад залежно від поточної ситуації: $[P_1, \dots, P_{i-1}, P_i, P_{i+1}, \dots, P_{n-1}]$ або $[T_1, \dots, T_{i-1}, T_i, T_{i+1}, \dots, T_{n-1}]$. Робоча зона являє собою прямокутну область розмірами $l_{\text{довжина}}^{\text{поле}} = l_{\text{ширина}}^{\text{поле}}$.

Кожен стратегічний об'єкт, керований агентом, може переміщатися з різною швидкістю. Область дій розподіляється на дві однакові основні зони: зона 1-ї групи та зона 2-ї групи, які розділені границею. У кожній такій зоні перебувають відповідні захисні спорудження з обмежуючою зоною дії. Для визначення місця розташування агентів вводиться декартова система координат. Вся область дій розбита на m квадратних ділянок S_j , що утворює повну безліч ділянок області $S = [S_0, S_1, \dots, S_{j-1}, S_j, S_{j+1}, \dots, S_{m-1}]$ (де $m > 2n$). Кожна ділянка характеризується координатами по осях ОХ, ОУ і приналежністю до однієї із зон. Під час тактичних дій кожному агенту відоме місце розташування агентів обох груп. Дії агентів повинні бути строго синхронізовані за часом. Через певні періоди часу кожен агент приймає рішення про чергову свою дію в складі групи, після чого він виконує її. Час, протягом якого агент приймає рішення, називається часом ухвалення рішення ($T_{\text{пр}}$), а час, затрачений на його виконання – часом виконання рішення ($T_{\text{вр}}$). При взаємодії з агентами своєї групи агент може виконати певні дії або перебувати від них на певній відстані, а при взаємодії із супротивником – перехоплювати ініціативу або створювати перешкоди для переміщення агентів супротивника.

Тактика поведінки i -го агента визначається завданням вибору його чергового цільового положення з безлічі ділянок області $S = [S_0, S_1, \dots, S_{j-1}, S_j, S_{j+1}, \dots, S_{m-1}]$ ($m > 2n$), при влученні агента в яку сукупна величина $\gamma_{i,j}$, що є деяким критерієм ефективності його дій у поточній ситуації, прагнула б до максимального значення.

Проблема полягає у формуванні деяких комплексних оцінок тих або інших цілеспрямованих дій кожного агента з погляду колективної ефективності. Значення такої оцінки кожної можливої j -ї цільової ділянки для кожного i -го агента – $\gamma_{i,j}$ може бути визначена як:

$$\gamma_{i,j} = a_{i,j} (k_1^{\text{cmp}} \gamma_1^{i,j} + k_2^{\text{cmp}} \gamma_2^{i,j} + k_3^{\text{cmp}} \gamma_3^{i,j} + k_4^{\text{cmp}} \gamma_4^{i,j} + k_5^{\text{cmp}} \sum_{v=0, v \neq i}^n \gamma_5^{i,j,v} + k_6^{\text{cmp}} \sum_{w=0, w \neq i}^n \gamma_6^{i,j,w} + k_7^{\text{cmp}} \gamma_7^{i,j})$$

де $a_{i,j}$ – коефіцієнт «агент-зона»;
 $\gamma_1^{i,j}$ – фактор «агент-ціль»;

γ_2^{ij} – фактор «ціль-оборона 2-ї групи»;
 γ_3^{ij} – фактор «ціль-оборона 1-ї групи»;
 γ_4^{ij} – фактор «ціль-елемент атаки»;
 $\gamma_5^{i,j,v}$ – фактор «ціль-агент 1-ї групи»;
 $\gamma_6^{i,j,w}$ – фактор «ціль-агент 2-ї групи»;
 γ_7^{ij} – фактор «ціль-границя»;
 $k_1^{cmp}, \dots, k_2^{cmp}$ – стратегічні коефіцієнти відповідних факторів [3].

Коефіцієнт $a_{i,j}$ дозволяє або забороняє i -му агенту переміщення в j -ту ділянку області. Коефіцієнт приймає нульове значення у випадку заборонених положень агента, а одиничне – у випадку дозволених. Таким чином, цей коефіцієнт визначає тактику дій кожного агента. Фактори $\gamma_1^{ij}, \gamma_2^{ij}, \gamma_3^{ij}, \gamma_4^{ij}, \gamma_5^{i,j,v}, \gamma_6^{i,j,w}, \gamma_7^{ij}$ дозволяють робити оцінку можливого j -го цільового положення i -го агента щодо відстаней до об'єктів і приймають значення в діапазоні від 0 до 1. Коефіцієнти $k_1^{cmp}, \dots, k_2^{cmp}$ встановлюють пріоритети і впливи відповідних факторів залежно від стратегії, обумовленої станом елемента атаки. Своім значенням коефіцієнт визначає пріоритет фактора, а знаком – його позитивний/негативний вплив. Варіюючи ними, можна задавати стратегію дій залежно від поточної ситуації.

Використовувані в системі методи мультиагентного планування порівняно з раніше зазначеними традиційними способами можуть застосовуватися в децентралізованих системах в реальному часі. Їх застосування забезпечує управління процесами планування і виконання завдань, вони можуть бути використані для управління групами об'єктів, що складаються з великої кількості пристроїв і здатні оперативно обробляти завдання великого об'єму.

Висновки. Системи управління групами об'єктів або робототехнічними засобами, у тому числі безпілотними пристроями, активно розвиваються в даний час, при цьому перспективним напрямком їх розвитку є вироблення технічних рішень для використання в них інструментів планування узгоджених групових дій мобільних апаратів при виконанні спільного завдання. Для успішного використання подібних систем їх функціонал повинен, крім планування завдань, дозволяти проводити коректування сформованих планів виконання завдань в умовах, що змінюються, у тому числі реагувати на непередбачені ситуації шляхом перерозподілу підзадач між окремими об'єктами групи. Універсальність і незалежність від контексту завдання пропонує методів рішення дозволить скоротити час на впровадження і знизити витрати на їх створення за рахунок скорочення стадії розробки програмних рішень. Таким чином, у короткі строки можливо проектування та введення в експлуатацію заснованих на використанні мультиагентних технологій планування програмно-апаратних комплексів нового покоління, здатних взаємодіяти і працювати в групі і застосованих для широкого спектру завдань в різноманітних областях.

Створення ефективних реальних додатків вимагає ще чималих зусиль в області методів органі-

зації кооперативного вирішення завдань агентами мультиагентної системи, методів організації переговорів при вирішенні конфліктів і створення відповідних протоколів. У цій області недостатньо використовуються теоретичні досягнення в області розподілених систем і паралельних обчислень. Поки повністю ігноруються відомі результати і досягнення вчених, зокрема, рефлексивні моделі і методи рефлексивного управління, запропоновані Лефевром, моделі колективної поведінки автоматів з лінійною тактикою і пам'яттю.

Роботи в області мультиагентних систем, особливо розробка додатків, вимагають залучення знань і технологій з ряду областей, які раніше були поза увагою фахівців зі штучного інтелекту. Перш за все це стосується паралельних обчислень, технології відкритої розподіленої обробки, забезпечення безпеки і мобільності агентів. Необхідні знання в області мережевих комп'ютерних технологій і, особливо, в області програмування в Інтернет.

З появою агентних технологій стає можливим якісне поліпшення процесу управління, зв'язку і своєчасного оповіщення. Безпека мобільних агентів – болюча точка технології Інтернет/Інтранет. Першопричину проблем інформаційної безпеки варто шукати в складності сучасних систем. Боротися зі складністю – значить робити системи більш безпечними.

Технологія мультиагентних систем не є просто об'єднанням різних результатів в області штучного інтелекту. Інтеграція, яка призводить до парадигми мультиагентних систем, привносить ряд принципово нових властивостей і можливостей в інформаційні технології і по суті являє собою якісно новий, більш високий рівень її розвитку, той рівень, який дозволяє прогнозувати її провідне становище в найближчі десятиліття.

Список літератури

1. Литвин В.В. Мультиагентні системи підтримки прийняття рішень, що базуються на прецедентах та використовують адаптивні онтології. *Радіоелектроніка. Інформатика. Управління*. 2009. № 2 (21). С. 120–126.
2. Рассел С., Норвіг П. *Искусственный интеллект*. Москва; Санкт-Петербург; Киев: Вільямс, 2006. 1408 с.
3. Тимофеев А.В., Экало Ю.В. *Системы цифрового и адаптивного управления роботом*. Санкт-Петербург: Изд-во СПбГУ, 1999. 248 с.
4. Тимофеев А.В., Юсупов Р.М. Принципы построения интегрированных систем мультиагентной навигации и интеллектуального управления мехатронными роботами. *Int. Journal «Information Technologies & Knowledge»*, 2011. Vol. 5, no. 3. P. 237–245.
5. Швецов А.Н., Дианов С. В. Мультиагентная информационная технология решения задач управления и принятия решений в организационных системах. *Вестник Череповецкого государственного университета*. 2015. № 2. С. 49–54.
6. Щедрина А.А. Интеллектуальные агенты как средство автоматизации роли преподавателя. *Educational Technology & Society*. 2002. № 5(2). С. 187–197.
7. Kravari K., Bassiliades N. A Survey of Agent Platforms. *Journal of Artificial Societies and Social Simulation*. 2015. Vol. 18, no. 1. P. 1–18.
8. Naumov L., Shalyto A. Automata Theory for Multi-Agent Systems Implementation. *Proceedings of Integration of Knowledge Intensive Multi-Agent Systems*. MA, Boston. 2003.
9. Skobelev P., Paulo Leitão, Stamatis Karnouskos (Ed.). *Multi-*

Agent Systems for Real Time Adaptive Resource Management. In Industrial Agents: Emerging Applications of Software Agents in Industry. Elsevier, 2015. P. 207–230.

10. Timofeev A.V. *Intelligent Control and Operations Research for Multi-Agent Robot Systems. International Autonomous Systems. International Scientific Issue.* Karlsruhe, Ufa, USATU, 1998. P.119–124.

References (transliterated)

1. Lytvyn V.V. Multyagentni systemy pidtrymky pryjnyattya rishen', shho bazuyutsya na precedentax ta vykorystovuyut` adaptivni ontologiyi [Multi-agent decision support systems based on precedents and use adaptive ontologies]. *Radioelektronika. Informatyka. Upravlinnya [Radionics. Informatics. Management]*. 2009. Vol. 2 (21), pp. 120–126.
2. Rassel S., Norvig P. *Iskusstvennyj intellekt [Artificial intelligence]*. Moscow; SPb.; Kyiv: Vil'yams, 2006. 1408 p.
3. Timofeev A.V., Ekalo Yu.V. *Sistemy cifrovogo i adaptivnogo upravleniya robotov [Digital and adaptive robot control systems]*. SPb.: Izd-vo SPbGU, 1999, 248 p.
4. Timofeev A.V., YUsupov R.M. *Principy postroeniya integrirovannyh sistem mul'tiagentnoj navigacii i intellektual'nogo upravleniya mekhatronnymi robotami [Principles of construction of integrated systems of multi-agent navigation and intelligent control of mechatronic robots]*. *Int. Journal «Information Technologies & Knowledge»*, 2011. Vol. 5, no. 3. P. 237–245.
5. Shvecov A.N., Dianov S. V. *Mul'tiagentnaya informacionnaya tekhnologiya resheniya zadach upravleniya i prinyatiya reshenij v organizacionnyh sistemah [Multi-agent information technology for solving management and decision-making problems in organizational systems]*. *Vestnik Cherepoveckogo gosudarstvennogo universiteta [Herald of Cherepovets State University]*. 2015. Vol. 2. P. 49–54.
6. Shchedrina A.A. *Intellektual'nye agenty kak sredstvo avtomatizacii roli prepodavatelya [Intelligent agents as a means of automating the role of the teacher]*. *Educational Technology & Society*. 2002. Vol. 5(2). P. 187–197.
7. Kravari K., Bassiliades N. *A Survey of Agent Platforms.* *Journal of Artificial Societies and Social Simulation*. 2015. Vol. 18, no. 1. P. 1–18.
8. Naumov L., Shalyto A. *Automata Theory for Multi-Agent Systems Implementation. Proceedings of Integration of Knowledge Intensive Multi-Agent Systems.* MA, Boston. 2003.
9. Skobelev P., Paulo Leitão, Stamatis Karnouskos (Ed.). *Multi-Agent Systems for Real Time Adaptive Resource Management. In Industrial Agents: Emerging Applications of Software Agents in Industry.* Elsevier, 2015. P. 207–230.
10. Timofeev A.V. *Intelligent Control and Operations Research for Multi-Agent Robot Systems. International Autonomous Systems. International Scientific Issue.* Karlsruhe, Ufa, USATU, 1998. P.119–124.

Надійшло (received) 12.06.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Коноваленко Ольга Євгенівна (Коноваленко Ольга Евгеньевна, Konovalenko Olga) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший викладач кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 315-15-84; ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-4653-3139>; e-mail: koe2010@ukr.net.

Брусенцев Віталій Олександрович (Брусенцев Виталий Александрович, Brusentsev Vitalij) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), доцент, Харківська державна академія культури, доцент кафедри інформаційних технологій; тел.: (057) 759-74-73; e-mail: vitalij.brusentsev@ukr.net.

В. М. КРАСНОКУТСЬКИЙ, О. І. ЗІНЧЕНКО, Л. В. РАЗАРЬОНОВ, О. В. ЯРИЖКО

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ПАРАМЕТРІВ ПОВОРОТУ ФРОНТАЛЬНОГО НАВАНТАЖУВАЧА НА БАЗІ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА ТА ВИВЧЕННЯ ВПЛИВУ НАВАНТАЖЕНЬ НА ВТОМНУ ДОВГОВІЧНІСТЬ ЙОГО СТІЛИ

Розглянута вдосконалена методика параметрів розрахунку маневреності колісного фронтального навантажувача на базі колісного трактора, у тому числі з бортовою системою повороту, та вплив навантажень, що виникають в процесі черпання, підйому та навантаження ковшем матеріалу, на втомну міцність стріли навантажувача для виявлення раціонального способу його виконання. Розроблена та проаналізована математична модель фронтального навантажувача в процесі черпання, підйому, навантаження щебеню та піску, в процесі руху та повороту по штучному покриттю та на ґрунті з пустим та наповненим ковшем при різних висотах підйому стріли (опущене, середнє положення, максимальний підйом). Проведена оцінка відповідності розрахункової моделі до умов роботи натурального навантаження. Проведений розрахунок моменту інерції, моменту опору, геометричних характеристик небезпечного перерізу стріли фронтального навантаження, визначено максимальний згинальний момент, максимальне напруження та допустиму межу витривалості.

Ключові слова: фронтальний навантажувач; стріла; поворот; маневреність; втомне руйнування; поворотність; стійкість; ківш; призма зсуву; проходимость; універсальність; коефіцієнт зчеплення

В. М. КРАСНОКУТСКИЙ, Е. И. ЗИНЧЕНКО, Л. В. РАЗАРЕНОВ, А. В. ЯРЫЖКО МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПАРАМЕТРОВ ПОВОРОТА ФРОНТАЛЬНОГО ПОГРУЗЧИКА НА БАЗЕ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА И ИЗУЧЕНИЕ ВЛИЯНИЯ НАГРУЗОК НА УСТАЛОСТНОЕ РАЗРУШЕНИЕ ЕГО СТРЕЛЫ

Рассмотрена усовершенствованная методика параметров расчета маневренности колесного фронтального погрузчика на базе колесного трактора, в том числе с бортовой системой поворота, и влияние нагрузок, возникающих в процессе черпания, подъема и погрузки ковшем материала, на усталостную прочность стрелы погрузчика для выявления рационального способа его исполнения. Разработана и проанализирована математическая модель фронтального погрузчика в процессе черпания, подъема, погрузки щебня и песка в процессе движения и поворота по искусственному покрытию и на почве с пустым и наполненным ковшем при различных высотах подъема стрелы (опущена, среднее положение, максимальный подъем). Проведена оценка соответствия расчетной модели условиям работы натурального нагружения. Проведен расчет момента инерции, момента сопротивления, геометрических характеристик опасного сечения стрелы фронтального нагружения, определены максимальный изгибающий момент, максимальное напряжение и допустимый предел выносливости.

Ключевые слова: фронтальный погрузчик; стрела; поворот; маневренность; усталостное разрушение; поворотливость; устойчивость; ковш; призма сдвига; проходимость; универсальность; коэффициент сцепления

V. KRASNOKUTSKYI, O. ZINCHENKO, L. RAZAREN OV, O. YARYZHKO METHOD OF TURNING PARAMETERS CALCULATION FOR FRONTAL LOADER ON THE BASE OF WHEELED TRACTOR AND STUDYING THE LOADS IMPACT ON THE FATIGUE DESTRUCTION OF ITS JIB

An improved parameters calculation methodology is reviewed for the maneuverability of a wheel loader based on a wheeled tractor, including an onboard steering system. The effect of loads is investigated arising in the process of scooping, lifting and loading the bucket material on the fatigue strength of the loader arm to identify the rational method of its execution. A mathematical model of a front-end loader was developed and analyzed during the process of digging, lifting, rubble and sand loading in the process of moving and turning over the artificial surface and on the soil with an empty and filled bucket at different heights of jib lift (jib is lower, it is in middle position, it is on maximum lift). The conformity assessment is made for the computational model of natural loading work conditions. Calculations made for the moment of inertia, the moment of resistance, the geometric characteristics of the dangerous section of the front-loading jib, the maximum bending moment, the maximum stress and the permissible fatigue limit.

Keywords: front loader; jib; rotation; maneuverability; fatigue destruction; steering; stability; bucket; prism shift; permeability; versatility; clutch ratio

Вступ. Фронтальні навантажувачі на колісних тракторах, у тому числі малогабаритні фронтальні навантажувачі (МФН) з бортовою системою повороту, отримали широке застосування у багатьох галузях промисловості та сільському господарстві. Це обумовлено високими експлуатаційними показниками, великою гамою навісного обладнання, універсальністю застосування, маневреністю, мобільністю, прохідністю. Вони прості в управлінні та обслуговуванні, їх вартість та експлуатаційні витрати порівняно невеликі. Відсутність керованих коліс і забезпечення повороту машини за рахунок розгудження швидкості оборотів рушіїв правого та лівого бортів тягне за собою перехід машини в галопуючий режим руху як наслідок підвищення вірогідності перевертання навантажувача.

Досвід застосування МФН свідчить про те, що

втрата стійкості можлива не тільки у випадках, характерних для машин класичної компоновки, але і при розвороті з одночасним гальмуванням одного з бортів. Загальноприйнята оцінка повздовжньої стійкості ковшових навантажувачів при гальмуванні робочого обладнання це не враховує.

Мета і постановка задачі. Метою дослідження є удосконалення методики розрахунку параметрів процесу повороту і динамічної стійкості фронтальних навантажувачів, в тому числі МФН. До числа основних задач, що розв'язуються, належать: розробка та аналіз математичної моделі поворотів малогабаритного навантажувача, а також оцінка

© В. М. Краснокутський, О. І. Зінченко,
Л. В. Разарьонов, О. В. Ярижко, 2019

відповідності запропонованої розрахункової моделі умовам повороту натурної машини.

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науково-практичними задачами. Джерелом втомного руйнування елементів металокопструкцій робочого обладнання та ходових пристроїв є дія змінних у часі напружень [1, 2], що виникають у робочому процесі фронтального навантажувача під впливом різних навантажень.

Як показали попередні дослідження [3], найбільшій завантаженості фронтальний навантажувач піддається у процесі черпання матеріалу.

Напруження, що виникають під час черпання матеріалу ковшем фронтального навантажувача, залежать від глибини попереднього заглиблення ковша в штабель, характеру руху різальної кромки ковша, тобто від способу черпання матеріалу.

Застосування і реалізація у робочому процесі раціонального способу черпання, тобто здійснення черпання сипучих матеріалів ковшем навантажувача поєднаним способом, дозволяє істотно знизити всі складові опорів, що виникають при черпанні матеріалу, а, отже, значно зменшити амплітуду навантажень, що діють на робоче обладнання та базову машину у процесі роботи. Це дозволить збільшити кількість циклів навантаження і підвищити напрацювання на відмову елементів металокопструкцій робочого обладнання та ходових пристроїв, що призведе до підвищення надійності машини в цілому.

Дослідження кінематики повороту інтегрального трактора з керованими передніми та задніми колесами. Однією з основних характеристик механічного руху, у тому числі руху колісної машини, є траєкторія. Можна розглядати траєкторію руху однієї будь-якої точки (наприклад, центра мас машини) і рух або положення інших точок машини по відношенню до центру мас [4].

Сили, які формують траєкторію руху, доцільно приймати доданими там, де вони дійсно прикладені, або обмовляти і відповідним чином враховувати відступи.

Колісні машини практично весь час рухаються по криволінійних траєкторіях. Це пояснюється не тільки тим, що абсолютно прямолінійних ділянок доріг дуже мало, але, головне, тим, що машині доводиться повертати з однієї дороги або вулиці на іншу, об'їжджати що-небудь, уникати чого-небудь, нарешті, на машину майже завжди діють бічні сили, які змінюють або прагнуть змінити траєкторію руху, а водієві доводиться її коригувати.

Прийнято виділяти умовно прямолінійний рух по траєкторії з кривизною менше $0,001...0,002 \text{ м}^{-1}$ (радіусом кривизни більше $500...1000 \text{ м}$), а всі інші рухи відносити до криволінійних.

Траєкторія руху машини змінюється або за бажанням водія, або в результаті якихось зовнішніх впливів, або, нарешті, внаслідок зміни деяких параметрів самої машини у процесі руху.

Криволінійний рух часто називають поворотом, хоча зазвичай застосовують цей термін у тих

випадках, коли траєкторія руху змінюється за бажанням водія. Властивість машини здійснювати повороти з максимальною кривизною (мінімальним радіусом) на дорозі і місцевості називається повороткістю.

Чим більше кривизна можливої траєкторії, тобто чим менше радіус повороту машини, тим краще її повороткість. Таким чином, основним показником оцінки повороткості є радіус повороту машини. У машини є безліч радіусів повороту. За розрахунковий радіус повороту R_n будемо приймати відстань від миттєвого центру обертання (повороту) до поздовжньої осі машини. Проекція миттєвого центру на поздовжню вісь машини є полюсом повороту. Можна визначити будь-який інший радіус, зокрема, радіус повороту по передньому зовнішньому колесу, який зазвичай наводиться у технічних характеристиках. Оскільки траєкторію руху прийнято характеризувати траєкторією центру мас, радіусом кривизни траєкторії вважається відстань від миттєвого центру повороту до центру мас.

Ознакою криволінійного руху (повороту) є непаралельність переміщення у плані будь-яких двох точок машини. Це можливо, коли дві точки машини мають різні за величиною або напрямком швидкості руху.

Мінімальний радіус повороту служить показником оцінки статистичної повороткості машини. Цей показник найбільш важливий, але не дає вичерпної характеристики повороткості. У ряді випадків важливий не тільки сам факт повороту машини з певним радіусом, а й те, за який час і на який кут зможе повернутися машина або на скільки знизиться її швидкість у процесі повороту порівняно з прямолінійним рухом. Такі дані характеризують вже динамічну повороткість.

Процес повороту машини складається з трьох етапів: перехід від прямолінійного руху до криволінійного, коли кривизна траєкторії збільшується – вхід у поворот; рух з постійною кривизною – рівномірний поворот; повернення до прямолінійного руху – вихід з повороту. У окремому випадку другий етап може бути відсутнім.

На вдосконалених дорогах передбачаються ділянки для поступового переходу від прямолінійного руху до криволінійного з постійною кривизною.

Дослідження криволінійного руху машини ведуться у двох напрямках:

1) визначення та дослідження кінематичних параметрів: траєкторії, швидкості та прискорення руху машини;

2) визначення силових параметрів: крутних моментів, що виникають при повороті.

Кінематичні параметри дають велику, але неповну інформацію про поворот. Повна інформація про можливість руху із заданими кінематичними параметрами не може бути отримана без певних силових параметрів.

Розглянемо способи повороту та умови повороткості.

Колісні машини можуть здійснювати поворот трьома основними способами:

1) зміною кутів між площинами обертання коліс і поздовжньою віссю машини за рахунок повороту керованих коліс;

2) зміною цих же кутів за рахунок зміни положення однієї частини машини відносно іншої (зчленовані машини);

3) зміною величини швидкостей коліс різних сторін (лівої і правої). Так роблять поворот гусеничні машини. Цей спосіб називається бортовим поворотом.

Розглянемо, як здійснюється поворот за першим, найбільш поширеним у колісних машин способом. Для початку будемо вважати, що колеса жорсткі у бічному напрямку, машина рухається з постійною швидкістю, сила інерції відсутня.

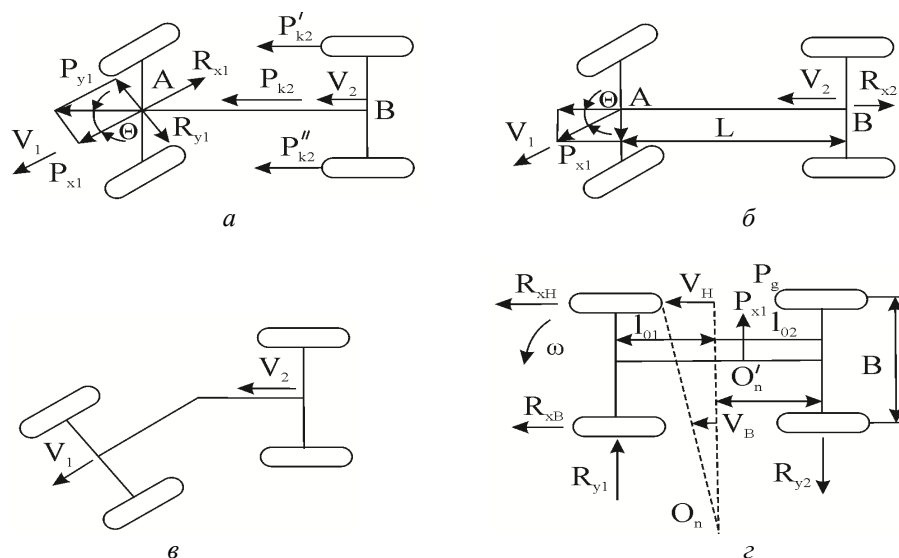


Рис. 1 – Схеми повороту:
 а – задні колеса ведучі та некеровані; б – передні колеса ведучі та керовані; в – поворот зчленованих машин;
 з – бортова схема повороту

Сили тяги задніх коліс змушують переміщатися ці колеса в тому напрямку, у якому вони діють, тобто в площині свого обертання по вектору швидкості \vec{v}_2 точки В середини заднього моста. Складова P_{x1} штовхаючої сили відносно точки В створює момент, який прагне повернути машину проти годинникової стрілки, тобто в тому ж напрямку, в якому повернені колеса. Цей момент назвемо моментом повертання. Друга складова P_{y1} штовхаючої сили створює щодо тієї ж точки В момент, спрямований у бік, протилежний повороту керованих коліс. Його можна назвати моментом опору повороту. При усталеному русі з умов рівноваги ці моменти дорівнюють один одному.

Для того, щоб передня вісь переміщалася в напрямку, паралельному площині обертання коліс, їй слід подолати реакцію, рівну силі опору коченню fR_{z1} передніх коліс, де R_{z1} – нормальна реакція, яка припадає на передню вісь. Але для того,

Припустимо, ведучими і некерованими колесами є задні колеса, керованими – передні ведені (рис. 1, а). Від ведучих коліс на корпус передаються штовхаючі зусилля P'_{k2} і P''_{k2} , які приводимо до рівнодіючої P_{k2} , що додається до корпусу у напрямку поздовжньої осі симетрії машини. Поки вважаємо, $P'_{k2} = P''_{k2}$. Відповідно, до середини переднього моста прикладена від корпусу та ж штовхаюча сила P_{k2} . Цю силу можна розкласти на дві складові: поздовжню, паралельну площині обертання коліс $P_x = P_{k2} \cos \theta$, і бічну, перпендикулярну до площини обертання коліс $P_{y1} = P_{k2} \sin \theta$.

щоб ця вісь могла переміщатися в напрямку складової P_{y1} , їй необхідно подолати силу опору коченню. У переважній більшості випадків коефіцієнт зчеплення істотно більше коефіцієнта опору коченню, а значить, при тій же нормальній реакції сила зчеплення $P_{\phi 1} = \phi R_{z1}$ більше сили опору коченню fR_{z1} . Таким чином, переміщенню в напрямку сили P_{x1} чинить опір сила реакції, істотно менша, ніж в напрямку дії сили P_{y1} . Крім того, при кутах θ повороту керованих коліс, менших 45° (як правило, керовані колеса повертають на кути до $15...20^\circ$, рідко до 30°), складова P_{x1} більше P_{y1} . Таким чином, вектор швидкості \vec{v}_1 середини передньої осі спрямований під кутом θ до поздовжньої осі і вектора \vec{v}_2 середини задньої осі, що і визначає криволінійний рух (поворот) машини.

З огляду на співвідношення між можливими

силами P_{x1} і P_{x2} , отримуємо, що умовою кочення ведених коліс в площині їх обертання при повороті є $\cos \theta > f / \varphi$.

Практично при будь-яких дорожніх умовах кочення в площині свого обертання може бути забезпечено при кутах повороту θ , що досягають 78...88°.

У разі, коли передні керовані колеса ведучі (рис. 1, б), момент повертання, створюється силою тяги передніх коліс, спрямованою у площині обертання цих коліс під кутом θ до поздовжньої осі. Складова $P_{k1} \cos \theta$ сили тяги буде штовхати вперед задню вісь, а складова $P_{k1} \sin \theta$ на плечі L створить момент, що повертає машину в сторону повороту керованих коліс. Відповідним чином визначаються напрями векторів швидкостей центрів мостів. Керовані колеса в цьому випадку можуть бути повернені практично на будь-який кут.

У деяких спеціальних машинах (наприклад, у багатовісних машинах для перевезення великогабаритних вантажів), а останнім часом навіть в окремих легкових машинах, застосовується система повороту, при якій всі колеса повертаються в одну сторону. Це забезпечує можливість як криволінійного руху, так і прямолінійного під будь-яким кутом до поздовжньої осі машини від 0° до 90°, що забезпечує високу маневреність таких машин.

За іншим способом здійснюється поворот зчленованих машин (рис 1, в). У даному випадку поворот відбувається як у машин з керованими колесами, так і з некерованими, але з тією різницею, що одні колеса по відношенню до інших змінюють площину свого обертання одночасно з поворотом однієї частини машини по відношенню до іншої.

При бортовому повороті (рис 1, г) механізми повороту забезпечують різні швидкості зовнішніх v_n і внутрішніх v_e коліс щодо поздовжньої осі симетрії машини. Різниця в цих швидкостях призводить до криволінійного руху, тобто повороту. Цікаво відзначити деякі окремі випадки, яких не буває при перших двох способах повороту. Так, якщо швидкість коліс одного боку машини дорівнює нулю, а швидкість коліс іншого боку відмінна від нуля, миттєвий центр повороту лежить в площині коліс, що не обертаються. Радіус повороту при цьому дорівнює половині колії машини. Якщо швидкості коліс лівого і правого боків однакові за абсолютною величиною, але протилежно спрямовані, то миттєвий центр повороту розташований в середині колії і бази, радіус повороту дорівнює нулю, тобто машина повертається на місці.

Таким чином, бортовим поворотом досягаються істотно менші радіуси повороту, що є його перевагою порівняно з двома першими способами.

Була розглянута лише якісна сторона повороту: яким чином може здійснювати поворот колісна машина. Для того, щоб визначити можливість повороту з заданим радіусом в певних умовах, необхідно врахувати вплив на машину багатьох чинників.

При повороті на машину діють бічні сили і

додаткові моменти, які збільшують поздовжні реакції, а також необхідний для руху крутний момент коліс. Тому, щоб машина повертала з заданим радіусом, потрібно забезпечити дві умови:

1) можливість створення достатньої сили тяги ведучих коліс, здатної подолати зростаючу порівняно з прямолінійним рухом силу опору руху;

2) відсутність ковзання (буксування) коліс не менше двох осей машини, з яких хоча б одна повинна бути віссю з керованими колесами.

Остання умова пояснюється тим, що положення машини на площині дороги визначається двома точками. Разом з тим, якщо колесо або вісь з двома колесами ковзає, то напрямок його переміщення, а значить, і положення у заданий момент часу, не може бути визначено однозначно. Ці дві умови зручніше виразити у безрозмірній формі.

Тоді першою умовою поворотності є:

$$f_{\text{дон}} \leq D - f, \quad (1)$$

де $f_{\text{дон}} = (\sum P_{\text{нов}} - \sum P_{\text{коі}}) / G_M$ ($\sum P_{\text{нов}}$ – сума всіх сил опору руху, що діють на всю машину при її повороті).

Таким чином, збільшення коефіцієнта опору коченню $f_{\text{дон}}$ за рахунок криволінійного руху не повинна перевищувати запас динамічного фактора над коефіцієнтом опору коченню прямолінійних коліс.

Введемо поняття коефіцієнта зчіпної сили осі

$$k_{\varphi 0} = \sqrt{R_{x0}^2 + R_{y0}^2} / (\varphi R_{z0}). \quad (2)$$

Згідно з другою умовою поворотності необхідно, щоб не менше ніж для двох осей, з яких хоча б одна керована, дотримувалася умова

$$k_{\varphi 0} \leq 0. \quad (3)$$

Тобто результуючі реакції в площині дороги у цих двох осей мають бути менше сил зчеплення коліс цих осей.

Бортовий поворот забезпечується моментом різниці поздовжніх сил зовнішніх і внутрішніх коліс. [7]. Для здійснення рівномірного швидкісного повороту цей момент повинен дорівнювати моменту опору повороту M_{nm} . Останній утворюється бічними реакціями, що діють на колеса осей в напрямках, протилежних їх переміщенню. Таким чином, умовами поворотності при цьому способі будуть також умова (1) і

$$(R_{x0} - R_{xn})B/2 \geq M_{nm} = \sum_{i=1}^n R_{yi}l_{oi}, \quad (4)$$

де M_{nm} – момент опору повороту машини;

R_{yi} – бічна реакція i -ої осі;

n – число осей машини;

l_{oi} – відстань від i -ої осі до полюса O_n пово-

роту машини;

B – колія машини.

Основний недолік бортового повороту – істотно велике ковзання коліс по опорній поверхні, тому потрібні великі поздовжні реакції коліс різних бортів. Імовірність того, що ці реакції ($R_{xв}$ і R_{xn}) не будуть досягнуті або за умовами зчеплення або по достатності сил тяги, мала.

Кінематика повороту машини. Отже, при криволінійному русі завжди є бічна сила, бічна деформація або прослизання елементів шини по опо-

рній поверхні, які залежать від великої кількості факторів.

Однак, розглянемо, в яких співвідношеннях повинні бути кути повороту різних коліс в припущенні, що колеса жорсткі в бічному напрямку, тобто відсутнє відведення і колеса котяться в площині свого обертання.

Схема повороту колісної машини з передніми та задніми керованими мостами показана на рис. 2.

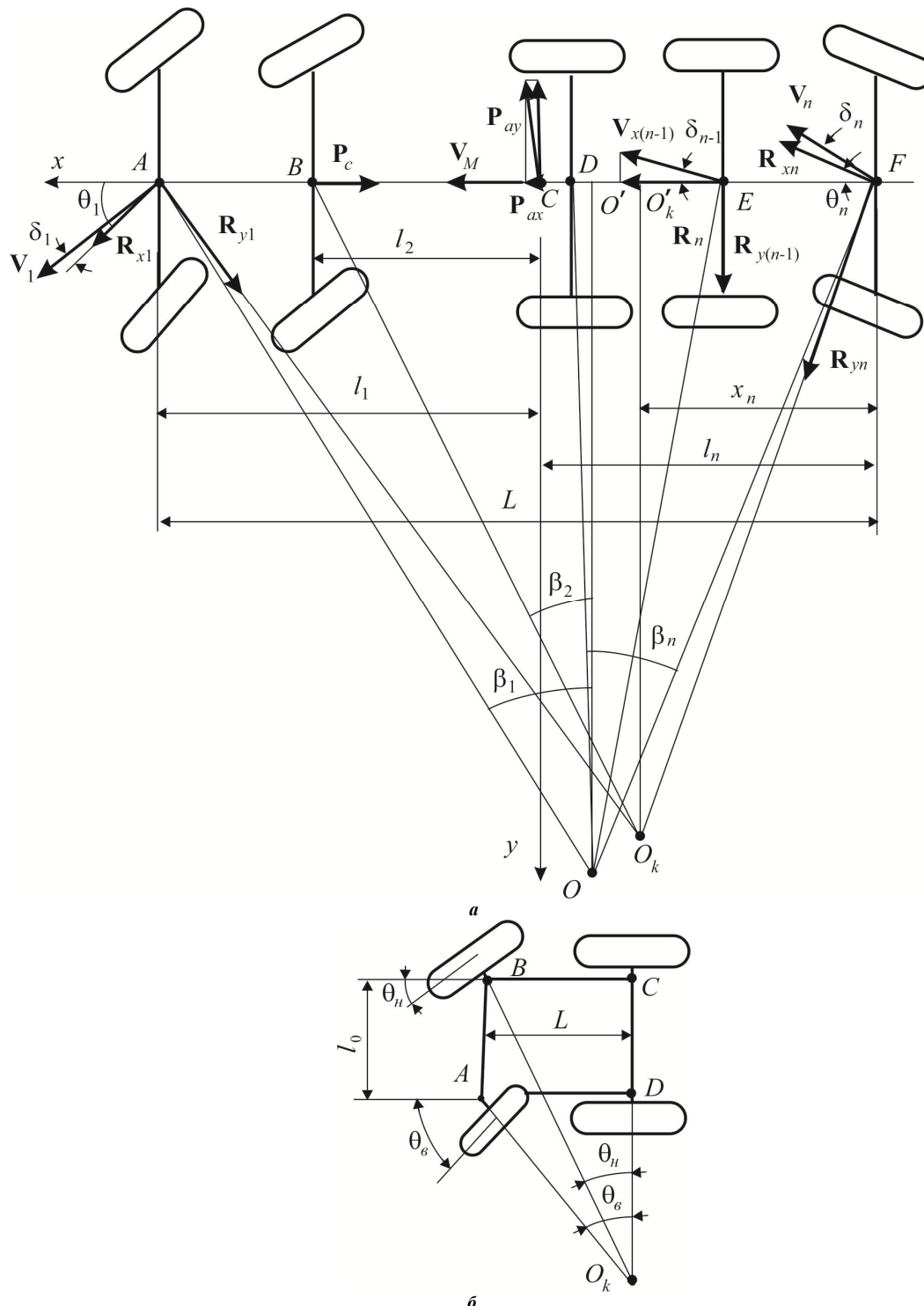


Рисунок 2 – Схема повороту колісної машини:

a – з передніми та задніми керованими мостами; $б$ – з передніми керованими мостами

Для того, щоб жорсткі в бічному напрямку колеса котилися без бокового ковзання, кожне з них треба повернути на такий кут, при якому перпендикулярні до площин обертання коліс перетнуться в одній точці. Ця точка (O_k) називається кінематичним центром, а проекція її (O_k) на поздовжню вісь – полюсом рульового управління.

У найпростішому випадку, коли у двовісній машини керованими є колеса тільки однієї осі (зазвичай передньої), отримуємо

$$\begin{aligned} CO_k / BC &= ctg\theta_n; \\ DO_k / AD &= ctg\theta_e. \end{aligned}$$

Віднімаючи з першої рівності другу і маючи на увазі, що $AD = BC$, отримуємо:

$$ctg\theta_n - ctg\theta_e = l_o / L, \quad (5)$$

де l_o – відстань між осями шкворнів поворотних цапф.

Максимальні кути повороту керованих коліс зазвичай не перевищують $20...30^\circ$, а середні їх значення в експлуатації, як правило, не перевищують $\pm 5...10^\circ$. При наявних реальних співвідношеннях l_o / L різниця кутів повороту внутрішніх і зовнішніх керованих коліс у середньому становить частки градуса, тому в більшості випадків з достатньою для практики точністю можна вести розрахунки, приймаючи середній кут повороту коліс $\theta = (\theta_n + \theta_e) / 2$ і розглядати так звану велосипедну схему повороту, в якій два колеса однієї осі як би об'єднуються в одне. Перевага цієї схеми – скорочення приблизно в 2 рази кількості рівнянь, що описують рух машини. Однак для більш точних розрахунків слід застосовувати повну схему з урахуванням реакцій і кутів кожного з коліс окремо. ЕОМ дозволяє порівняно легко розв'язувати таку задачу.

Радіус повороту, званий кінематичним радіусом, визначається як $R_k = L / tg\theta$.

Якщо керованими є колеса і передньої, і задньої осей, то для того, щоб вони рухалися по одній колії (рис. 3) (з метою зменшення опору на основі, що деформується у ґрунті) і радіус повороту був би найменшим, доцільно, щоб кути повороту передніх і задніх коліс були однаковими. Тоді

$$R_k = L / 2tg\theta \quad ctg\theta_n - ctg\theta_e = 2l_o / L. \quad (6)$$

Траєкторію криволінійного руху колісної машини визначають величина і напрямок швидкості, а оскільки напрямок швидкості коліс залежить від діючих на колеса сил, кінематика повороту колісної машини без урахування сил не може бути визначена.

Слід звернути увагу на визначення знака кутів повороту і відведення коліс. Оскільки кожне колесо може повертати в різні боки, причому можливий поворот не тільки передніх коліс в одну сторону, а

задніх – в іншу, а й поворот всіх коліс в одну сторону, потрібно чітко встановити "правило знаків" для розрахункової схеми. Можна вибирати будь-яке правило, але строго його дотримуватися. Практика показує, що найбільш зручними для використання є такі правила.

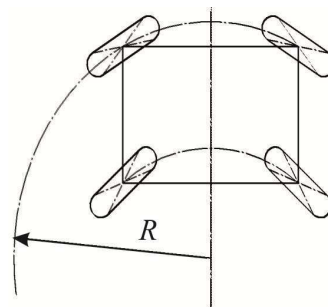


Рисунок 3 – Схема повороту інтегрального трактору

Для коліс, розташованих попереду полюса рульового управління, за додатний напрямок кутів θ приймаємо будь-який напрямок цих кутів передньої осі. Для коліс, розташованих ззаду, за додатний напрямок приймаємо напрям, протилежний напрямку коліс передньої осі. Кути відведення δ додатні, якщо спрямовані у бік дії бічної складової сили інерції, тобто від центру повороту.

При русі по траєкторії з великою кривизною і відповідно з великими кутами повороту керованих коліс, але малою швидкістю, кути бічного відведення, в усякому разі у керованих коліс, істотно менше кутів повороту цих коліс. Звідси випливає, що машина з керованими колесами першої та останньої осей може рухатися з приблизно в 2 рази меншим радіусом повороту, ніж за наявності керованих коліс тільки на одній осі. Введення керованих коліс на проміжних осях не зменшує радіус повороту (не збільшує кривизну траєкторії). Разом з тим, збільшення числа керованих коліс призводить до зменшення ковзання коліс, загального опору руху, а значить, збільшує поворотність машини.

У зв'язку з тим, що при постійних кутах повороту (у тому числі і при нульових із бортовим поворотом) може змінюватися кривизна траєкторії, введено поняття поворотності. Поворотність (статична) є властивістю машини змінювати кривизну траєкторії руху під дією бічної складової сили інерції, аеродинамічної сили або будь-якого іншого збудження, включаючи зміни характеристик шин і підвіски, але при незмінному повороті керованих коліс або, як прийнято говорити, при закріпленому рульовому управлінні.

Залежно від того, як змінюється кривизна траєкторії машини внаслідок бічного відведення коліс, розрізняють три види поворотності (рис. 4):

1) Якщо при наявності відведення кривизна траєкторії машини залишається такою ж, як без бічного відведення, то машина має нейтральну поворотність.

Це можливо тоді, коли кути бічного відведення коліс першої осі (δ_1) дорівнюють кутам бічного відведення коліс останньої осі (δ_n).

У якості найпростішого, але не зовсім точного прикладу, можна вважати, що тоді при зміні швидкості і, відповідно, зміні сили інерції та її складових, що діють на першу і останню осі, кривизна траєкторії не змінюватиметься. Так буде, якщо при цьому не враховувати деякі додаткові фактори.

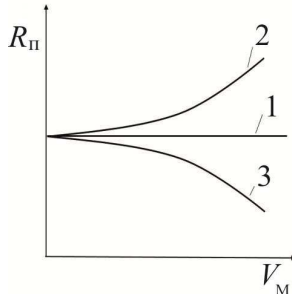


Рисунок 4 – Залежність радіуса повороту від швидкості

2) Якщо за наявності відведення кривизна ($K = \frac{1}{R_n}$) траєкторії руху зменшується (радіус повороту збільшується) і стає меншою, ніж у тієї ж машини в тих же умовах, але без бічного відведення, то має місце недостатня повороткість. При цьо-

му кут відведення передньої осі повинен бути більше кута відведення задньої осі ($\delta_1 > \delta_n$).

При збільшенні швидкості машини і, відповідно, збільшенні сили інерції та її складових кривизна траєкторії буде зменшуватися. Разом з цим буде зменшуватися і сила інерції.

3) Якщо за наявності відведення кривизна траєкторії руху машини стає більше, ніж у тієї ж машини, але з жорсткими колесами (радіус повороту менше), то машина має надлишкову повороткість. Так буде, якщо $\delta_1 < \delta_n$. В цьому випадку зі збільшенням швидкості кривизна траєкторії руху при тих же кутах повороту керованих коліс збільшується, а сила інерції ще більше зростає.

Були проведені експериментальні дослідження на полігоні ХНАДУ, де досліджувалися за допомогою вимірального комплексу сили, які діють на колісний трактор з двома ведучими мостами при агрегуванні з навантажувачем. Дослідження проводились в твердому штучному покритті та піщаній і ґрунтовій дорозі з повним навантаженням ковша. При цьому стріла навантажувача знаходилась в двох розрахункових положеннях. Схема сил наведена на рис. 5.

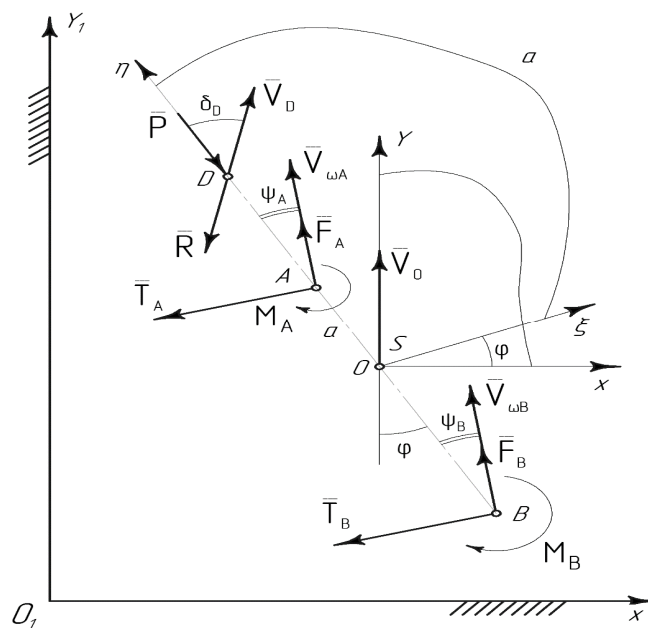


Рисунок 5 – Сили, які діють на колісний трактор з двома ведучими мостами при агрегуванні з навантажувачем

Розв'язання задач. У процесі моделювання динамічних процесів, що відбуваються з МФН, була обрана одномасова нелінійна модель з п'ятьма ступенями свободи. При цьому було прийнято, що у межах одного періоду основної форми коливань навантажувач рухається прямолінійно, процес повороту виконується послідовним з'єднанням лінійно-ламаних відрізків, що утворюють спіраль. У зв'язку з цим у математичному описі розрахункової схеми виключені кутові коливання навантажувача у горизонтальній площині, а сили руху та опору повороту, спрямовані вздовж осі OY , прийняті

рівними один одному.

На підставі рівнянь Лагранжа другого роду були складені аналітичні залежності руху машини [11]:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} &= T_\phi - 4C_\tau(x - \alpha h) - 4\lambda_\tau(\dot{x} - \dot{\alpha}h) - f(R_2 + R_4) - \\ &\quad - \mu_2 R_2 - \mu_4 R_4 + \frac{mj}{2}; \\ m\ddot{y} &= -4C_\lambda(y - \gamma h) - 4\lambda_\lambda(\dot{y} - \dot{\gamma}h) - \\ &\quad - f(R_2 + R_4) + \frac{m(\dot{x} - \dot{\alpha}h)^2}{2}; \end{aligned}$$

$$m\ddot{z} = -2C_p(\alpha a + z) - 2\lambda_p(\dot{\alpha}a + \dot{z}) + 2C_p(ab - z) + 2\lambda_p(\dot{\alpha}b - \dot{z});$$

$$J_\gamma \ddot{\gamma} = 4C_\lambda h(y - \gamma h) + 4\lambda_\lambda h(\dot{y} - \dot{\gamma}h) - C_p \gamma B^2 - \lambda_p \dot{\gamma} B^2 + \frac{m(V_0 - (\dot{x} - \dot{\alpha}h))^2 \cdot h}{\rho};$$

$$J_\alpha \ddot{\alpha} = T\varphi \cdot (-h) = 4C_\tau(x - \alpha h)h + 4\lambda_\tau(\dot{x} - \dot{\alpha}h)h - 2C_p(\alpha a + z)a - 2\lambda_p(\dot{\alpha}a + \dot{z})a - 2C_p(\alpha b - z)b - 2\lambda_p(\dot{\alpha}b - \dot{z})b - f(R_2 + R_4)\frac{B}{2} + \mu_2 \cdot h \cdot \rho_2 + \mu_4 \cdot h \cdot \rho_4 - \frac{mj \cdot h}{2},$$

де J_α і J_γ – моменти інерції навантажувача щодо поперечної горизонтальної та поздовжньої горизонтальної осей;

j – прискорення гальмування;

V_0 – початкова швидкість при вході у поворот;

μ_2, μ_4 – коефіцієнти опору повороту;

h – висота центру мас.

Складові тягових зусиль на ходових колесах визначаються проекціями загального тягового зусилля на вісь OX і пов'язані зі змінними у часі величинами опорних реакцій на кожному колесі наступним чином [9, 11]:

$$T_{cp} = (\varphi_2 R_2 + \varphi_4 R_4)[1 - 0,217 \cdot (V_0 - (\dot{x} - \dot{\alpha}h)) + 0,066 \cdot (V_0 - (\dot{x} - \dot{\alpha}h))^3],$$

де φ_2, φ_4 – граничні коефіцієнти зчеплення коліс з опорною поверхнею забігаючого борту;

\dot{x} і $\dot{\alpha}h$ – поточне значення швидкостей центру мас, спрямованих уздовж осі OX при його кутових зсувах щодо координати α ;

R_2, R_4 – реакції опорних коліс забігаючого борту.

Величини R_2, R_4 визначаються з рівнянь [11]

$$R_4 = R_{4cm} + C_p \left(z - \alpha b + \gamma \frac{B}{2} \right) + \lambda_p \left(\dot{z} - \dot{\alpha}b + \dot{\gamma} \frac{B}{2} \right),$$

$$R_2 = R_{2cm} + C_p \left(z + \alpha a + \gamma \frac{B}{2} \right) + \lambda_p \left(\dot{z} + \dot{\alpha}a + \dot{\gamma} \frac{B}{2} \right),$$

де R_{2cm}, R_{4cm} – статичні навантаження, відповідно, на переднє та заднє колеса забігаючого борту;

C_p, λ_p – відповідно, радіальна жорсткість та коефіцієнт в'язкого опору шини;

z, \dot{z} – відповідно, переміщення та швидкість переміщення центру мас;

$\gamma \frac{B}{2}, \dot{\gamma} \frac{B}{2}$ – поточні значення, відповідно, пере-

рміщення та швидкості кутових переміщень щодо осі y .

При розв'язанні математичної моделі були введені такі обмеження за відривом від опорної поверхні та ковзанням ходових коліс [11]:

$$R_{ni} = \begin{cases} R_{ni}, & \text{при } R_{ni} > 0; \\ 0, & \text{при } R_{ni} \leq 0; \end{cases}$$

$$T(\dot{x}) = \begin{cases} T(\dot{x}), & \text{при } T(\dot{x})\varphi \leq (R_2 + R_4)\varphi \\ 4C_\tau(x - \alpha h), & \text{при } T(\dot{x})\varphi > (R_2 + R_4)\varphi \end{cases};$$

$$C_\tau = \begin{cases} 4C_\tau, & \text{при } R_2 > 0 \text{ и } R_4 > 0 \\ 2C_\tau, & \text{при } R_2 \leq 0 \text{ и } R_4 \leq 0 \end{cases}$$

При розв'язанні диференціальних рівнянь використовувався програмний пакет MATLAB, що містить у своєму складі інструмент візуального моделювання SIMULINK. Як шукані показники були прийняті вертикальні деформації і опорні реакції на ходових колесах, тягове зусилля на колесах забігаючого борту і кутова швидкість.

У процесі моделювання варіювалися наступні основні фактори: маса вантажу, що піднімається, а разом із ним і положення центру мас всієї машини, висота ковша над опорною поверхнею, початкова швидкість навантажувача.

Для розв'язання складеної математичної моделі використовувався чисельний метод Рунге–Кутта 4-го порядку.

Як показало зіставлення розрахункових та експериментальних осцилограм (рис. 6), за основною формою коливань (рис. 6, б) і характером зміни тягового зусилля вони практично збігаються (розбіжність за періодом основної форми коливань навантажувача становить 11%). Однак досвід експлуатації навантажувачів вказує на наявність високочастотних складових коливань з малою амплітудою, які викликані переміщеннями окремих мас навантажувача щодо остова і коливаннями тягового гідроприводу, що не враховує запропонована розрахункова схема та її математичний опис. Але, з точки зору стійкості навантажувача, малі амплітуди високочастотних коливань не відіграють істотної ролі.

При розвороті навантажувача у результаті ковзання ходових коліс по опорній поверхні коливальний процес є незгасаючим та близьким за характером до автоколивань. При цьому спостерігається відрив ходових коліс від опорної поверхні (див. рис. 5). Зі збільшенням вильоту та висоти підйому вантажу інтенсивність коливань зростає, і за певних обставин можлива втрата стійкості машини.

Заміри крутного моменту на передніх та задніх півосях дозволили встановити характер розподілу тягового зусилля між передніми та задніми ходовими колесами забігаючого борту і виявити найбільш навантажене колесо, а також непрямым

чином встановити величини опорних реакцій. Падіння у процесі коливань тягового зусилля на одному ходовому колесі до нуля свідчить про його відрив від опорної поверхні.

Критерієм стійкості навантажувача при виконанні повороту пропонується взяти кут α , який визначається залежністю [9]

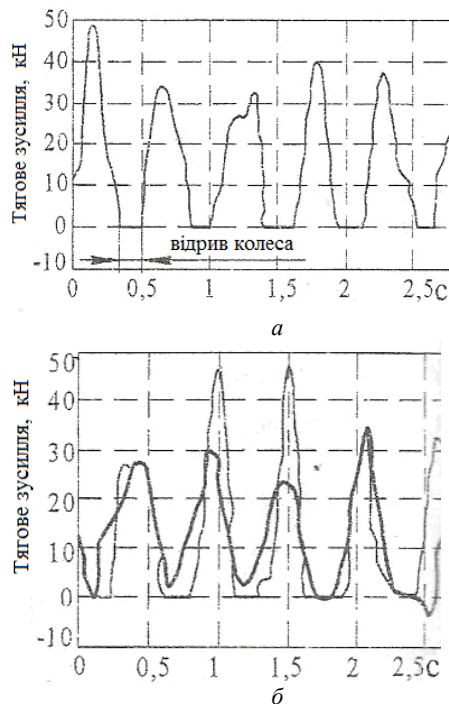


Рисунок 6 – Графіки тягового зусилля на МФН: а – розрахунковий; б – експериментальний

$$\left(\frac{\pi}{2} - \beta - \alpha\right) \rightarrow 0.$$

Коли центр мас навантажувача, відхиляючись вперед, поєднується з вертикаллю, що проходить через вісь ходових коліс, настає нестійка рівновага машини. Цьому відповідає граничний кут відхилення центру мас $[\alpha]$ вперед [9]:

$$\frac{\pi}{2} - \beta = [\alpha],$$

де α – кут відхилення центру мас у вертикальній площині від статичного положення;

β – кут відхилення від горизонталі центру мас навантажувача у статичному положенні.

І, нарешті, якщо кут відхилення центру мас α вперед перевищує допустиме значення $[\alpha]$, то неминуче перекидання машини. Величина кута β [7] – змінна і залежить від вильоту стріли, маси вантажу та висоти розташування ковша над опорною поверхнею. Кут α відхилення центру мас вперед у першому наближенні може бути визначений з умови:

$$\alpha = \omega_{cp} \frac{\pi}{2},$$

де ω_{cp} – середня кутова швидкість руху центру мас навантажувача щодо опорної точки за координатою α .

За умови, що $\omega_{cp} = \omega_{max}$ і $\omega_{max} = \frac{v_0}{h_{cm}}$, при-

йнявши орієнтовно головну форму коливань у вигляді синусоїди, можна записати для півперіоду [11]:

$$\omega_{cp} = 0,64 \frac{v_0}{h_{cm}}$$

і тоді

$$\varphi = 0,64 \frac{v_0 \tau}{h_{cm} 2}, \quad (15)$$

де τ – період основної форми коливань навантажувача;

v_0 – початкова швидкість навантажувача;

h_{cm} – висота центру ваги навантажувача над опорною поверхнею.

Таким чином, при заданій висоті розташування найбільшого вантажу на підставі (14) навантажувач стійкий, якщо $\alpha < [\alpha]$ та знаходиться у межах $0 < \alpha < 17^\circ$, і перекидається, якщо $\alpha \geq [\alpha]$, де $[\alpha]$ – допустимий кут відхилення від статичного положення машини.

Також існує необхідність у вивченні впливу навантажень, які виникають у процесі черпання матеріалу, на втомну довговічність стріли фронтального навантажувача з метою виявлення раціонального способу черпання матеріалу.

Як приклад, розглянемо вплив навантажень, що виникають у процесі черпання матеріалу, на втомну довговічність стріли фронтального навантажувача [1].

Після попереднього заглиблення ковша навантажувача на задану глибину гідроциліндрам підйому стріли і повороту ковша необхідно подолати опір зрушенню матеріалу по лобовій поверхні, зрушенню матеріалу по бокових поверхнях, а також ваги матеріалу у призмі зсуву [9, 10].

Найбільш небезпечним перетином стріли фронтального навантажувача є місце кріплення гідроциліндра підйому стріли. Небезпечний перетин стріли є прямокутником зі сторонами $b = 50$ мм, $h = 220$ мм. Визначимо геометричні характеристики небезпечного перерізу [11]: площа поперечного перерізу $F = b \cdot h = 110 \text{ см}^2$, момент інерції відносно осі x $J_x = \frac{bh^3}{12} = 4437 \text{ см}^4$, мо-

мент опору відносно осі $x - W_x = \frac{bh^2}{6} = 403 \text{ см}^3$.

Стріла навантажувача виготовлена зі сталі марки Ст. 3, що має такі характеристики [12]: межа текучості $\sigma_m = 240 \text{ МПа}$; межа міцності $\sigma_e = 470 \text{ МПа}$; межа витривалості $\sigma_g = 170 \text{ МПа}$; відносне подовження $\psi = 26\%$.

Навантаження, яке сприймає стріла при повороті ковша в штабелі матеріалу, буде складатися з ваги ковша G_K і ваги матеріалу в призмі зсуву G_m .

Для фронтального навантажувача CATERPILLAR 950G $G_K = 0,9 \text{ т}$, $G_{m1} = 3,8 \text{ т}$, $G_{m2} = 2,75 \text{ т}$ (згідно з даними, отриманими в результаті проведення експерименту) [10]. Тоді $P_1 = G_{m1} + G_K = 4,7 \text{ т}$; $P_1 = 46,1 \text{ кН}$; $P_2 = G_{m2} + G_K = 3,65 \text{ т}$; $P_2 = 35,8 \text{ кН}$.

Величина максимального згинного моменту в небезпечному перерізі від дії навантажень P_1 та P_2 відповідно

$$M_{\max 1} = P_1 a = 96,8 \text{ кНм};$$

$$M_{\max 2} = P_2 a = 75,18 \text{ кНм. Максимальне напружен-$$

ня в небезпечному перерізі $\sigma_{\max 1} = \frac{M_{\max 1}}{W_x} =$

$$= 240,2 \text{ МПа}; \sigma_{\max 2} = \frac{M_{\max 2}}{W_x} = 186,5 \text{ МПа.}$$

Таким чином, і в першому, і в другому випадку, максимальні напруження, що виникають у стрілі, перевищують допустиму межу витривалості. Отже, має місце накопичення втомних пошкоджень.

Визначимо допустиму кількість циклів навантажень робочого обладнання навантаженнями P_1 і P_2 .

Рівняння кривої втоми має вигляд [13]:

$$\sigma_a^m \cdot N_k = (1,75 \cdot \sigma_a)^m,$$

де m – показник ступеня, $m = 8,3$, [13];

N_k – число руйнівних циклів;

σ_a – максимальні напруження.

$$\text{Тоді } N_{k1} = 27,5 \cdot 10^3.$$

Як впливає з наведеного розрахунку, число циклів до утворення втомної тріщини при використанні у робочому процесі фронтального навантажувача раціонального сумісного способу черпання, збільшується порівняно зі звичайним способом у 8 разів.

Висновки.

1. Застосування і реалізація у робочому процесі раціонального способу черпання дає можливість підвищити напрацювання на відмову елементів металоконструкцій робочого обладнання та ходо-

вих пристроїв, що веде до підвищення надійності машини в цілому.

2. На основі розв'язання рівнянь руху навантажувача отримані значення коливань та переміщень навантажувача з бортовою системою повороту за п'ятьма координатами [14].

3. При повороті МФН процес його руху носить складний коливальний характер та супроводжується періодичним відривом коліс від опорної поверхні. Порівняння теоретичних та експериментальних даних склало 11% розбіжності результатів.

4. Як критерій стійкості навантажувача при розвороті запропоновано вважати кут відхилення його центра мас від статичного положення. При максимальному вильоті ковша з повним вантажем його величина не повинна перевищувати 17° від статичного положення [15].

5. З метою запобігання мимовільного надмірного розгойдування навантажувача доцільно передбачити блокування важелів системою керування тяговими насосами, яка спрацьовує при досягненні амплітуд коливання кістяка машини до значення допустимого кута перекидання -17° .

Список літератури

1. Хмара Л. А., Кравець С. В., Нічке В. В., Назаров Л. В., Скоблук М. П., Нікітін В. Г. *Машини для земляних робіт: Навчальний посібник. Під загальною редакцією проф. Хмари Л. А. та проф. Кравця С. В.* Рівне – Дніпропетровськ – Харків, 2010, 557 с.
2. Биргер И.А., Шорр Б.Ф. *Расчет на прочность деталей машин.* М.: Машиностроение, 1993. 436 с.
3. Косолапов В.Б., Краснокутський В. М. *Експлуатація будівельних і дорожніх машин: Навчальний посібник.* Харків: ХНАДУ. 2014. 295 с.
4. *Проектирование машин для земляных работ*, под редакцией А.М. Холодова. Харьков, Вища школа, 1986, 272 с.
5. Азюков Н.АП., Алексеев В.Г. Повышение надежности металлоконструкций фронтального погрузчика путем снижения загрузок на рабочее оборудование. *Машины и процессы в строительстве: Сб. научн. тр.* №3 Омск, 2000. с. 128–130.
6. *Справочник по сопротивлению материалов.* Под. Ред. Писаренко Г.С. 2–е изд., перераб. и доп. Киев:Наук. Думка. 1998. 736 с.
7. Назаров Л.В., Разаренов Л.В. Повышение динамической устойчивости малогабаритного погрузчика при выполнении поворота. *Труды международной научно-технической конференции «Интерстроймех–2010».* Белгород: БГТУ. 5–7 октября 2010. С. 65–69.
8. *Акт виробничого експерименту фронтального навантажувача CATERPILLAR 950G на СУ–813 вид 7.11.* Харків. 2011.
9. Назаров Л. В., Разаренов Л.В., Рукавишников Ю.В. Усовершенствование методики расчета параметров поворота малогабаритного погрузчика. *Сб. научн. тр. Интенсификация рабочих процессов строительных и дорожных машин. Серия: Подъемно-транспортные, строительные и дорожные машины и оборудование.* 2010, вып. 57. Днепропетровск: ПГАСА. с. 202-208
10. Краснокутський В.М., Оболенський О.С. Вивчення навантажень, що виникають у процесі черпання матеріалу, на втомну довговічність стріли фронтального навантажувача. *Зб. наук. праць (галузеве машинобудування, будівництво).* Вип. 1(31). Полтава:ПолтНТУ, 2012 с.86-89.
11. Назаров Л.В., Разаренов Л.В. Динамическая устойчивость короткобазового погрузчика с бортовой системой поворота. *Наук. Вісн. Буд. Зб. Наук. Пр.* Харків: ХДТУБА. 2009, вип. 55. С. 217–224.
12. *ГОСТ 16391–80 Погрузчики строительные одноковшовые фронтальные колесные. Правила приемки и методы испытаний.* М., 1980. 120 с.

13. Кириченко І. Г., Назаров Л.В. *Наукові основи створення високоефективних землерійних машин*. Харків: ХНАДУ. 2003, 588с.
14. Разаренов Л. В. Оценка квазистатической устойчивости малогабаритного погрузчика типа ПМТС–1200. *Вестник национального автомобильно-дорожного университета*. 2014, вып. 65–66. С. 107–112.
15. Разаренов Л. В. Математическое моделирование устойчивости малогабаритного погрузчика с гидростатической трансмиссией при переезде единичной неровности. *Вестник национального автомобильно-дорожного университета*. 2015, вып. 68. С. 74–78.
16. Khamra L. A., Kravets S. V., NICHKE V. V., Nazarov L. V., Skoblyuk M. P., Nikitin V. G. *Mashiny dlya zemlyanikh robot: Navchalniy posibnik* [Machines for earthmovers: train aid] Pid zagalnoyu redaktsiyey prof. Khamra L. A. ta prof. Kravetsya S. V. Rivne –Dnipropetrovsk – Kharkiv, 2010. 557 p.
17. Birger I.A., Shorr B.F. *Raschet na prochnost' detalej mashin* [Calculation of the strength of machine parts]. Moscow: Mashinostroenie, 1993. 436 p.
18. Kosolapov V.B., Krasnokuts'kyj V. M. *Ekspluataciya budivelnnykh i dorozhnykh mashyn: Navchalnyj posibnyk* [Exploitation of construction and road vehicles]. Xarkiv: XNADU. 2014. 295 p.
19. *Proektirovanie mashin dlja zemlyanykh robot* [Designing machines for earthworks], pod redaktsiej A.M. Holodova. Har'kov, Vishha shkola, 1986, 272 p.
20. Azjukov N.A.P., Alekseenko V.G. Povyshenie nadezhnosti metallokonstruktsij frontal'nogo pogruchika putem snizhenija zagruzok na rabochee oborudovanie [Improving the reliability of the metal structures of the front loader by reducing the load on the working equipment]. *Mashiny i processy v stroitel'stve: Sb. nauchn. tr.* №3 Omsk, 2000. pp. 128–130.
21. *Spravochnik po soprotivleniju materialov* [Handbook of material resistance]. Pod. Red. Pisarenko G.S. 2–e uzd., pererab. i dop. Kiev: Nauk. Dumka. 1998. 736 p.
22. Nazarov L.V., Razarenov L.V. Povyshenie dinamicheskoy ustojchivosti malogabaritnogo pogruchika pri vypolnenii povorota [Improving the dynamic stability of a small-sized loader when turning]. *Trudy mezhdunarodnoj nauchno-tehnicheskoy konferencii «Interstrojmeh-2010»*. Belgorod: BG TU. 5–7 oktjabrja 2010, pp. 65–69.
23. *Akt vy`robny`chogo ekspery`mentu frontal'nogo navantazhuvacha CATERPILLAR 950G na SU–813* [The act of the production experiment of the CATERPILLAR 950G front loader on the SU–813] vy`d 7.11.Xarkiv. 2011.
24. Nazarov L. V., Razarenov L.V., Rukavishnikov Ju.V. Usovershenstvovanie metodiki rascheta parametrov povorota malogabaritnogo pogruchika [Improving the method of calculating the parameters of rotation of a small-sized loader. Sat scientific Tr. Intensification of work processes of construction and road machines]. Sb. *nauchn. Tr. Intensifikacija rabochih processov stroitel'nyh i dorozhnyh mashin. Serija: Pod'emno-transportnye, stroitel'nye i dorozhnye mashiny i oborudovanie*. Dnepropetrovsk: PGASA. 2010, vyp. 57, pp. 202–208.
25. Krasnokuts'kyj V.M., Obolens'kyj O.S. Vy`vchennya navantazhen`, shho vy`ny`kayut` u procesi cherpannya materialu, na vtomnu dovgovichnist` strily` frontal'nogo navantazhuvacha [Study of the loads arising in the process of drawing the material on the fatigue durability of the arrows of the front loader]. *Zb. nauk. pracz` (galuzeve mashynobuduvannya, budivny`ctvo)*. Poltava: PoltNTU, 2012, vyp. 1(31), pp. 86–89.
26. Nazarov L.V., Razarenov L.V. Dinamicheskaja ustojchivost' korotkobazovogo pogruchika s bortovoj sistemoy povorota [Dynamic stability of a short-base loader with an onboard steering system]. *Nauk. Visn. Bud. Zb. Nauk. Pr.* Harkiv: HDTUBA. 2009, vip. 55. S. 217–224.
27. *GOST 16391–80 Pogruzchiki stroitel'nye odnokovshovye frontal'nye kolesnye. Pravila priemki i metody ispytanj* [1. GOST 16391–80 Construction loaders single-bucket frontal wheel. Acceptance Rules and Test Methods]. Moscow, 1980. 120 p.
28. Ky`ry`chenko I. G., Nazarov L.V. *Naukovi osnovy` stvorenniya vy`sokoeffekty`vny`x zemlerijny`x mashyn* [Scientific fundamentals of creation of high-performance earthmoving machines]. Xarkiv: XNADU. 2003, 588 p.
29. Razarenov L. V. Ocenka kvazistaticheskoy ustojchivosti malogabaritnogo pogruchika tipa PMTS–1200 [Assessment of the quasistatic stability of the PMTS – 1200 compact loader]. *Vestnik nacional'nogo avtomobil'no-dorozhnogo universiteta*. 2014, vyp. 65–66, pp. 107–112.
30. Razarenov L. V. Matematicheskoe modelirovanie ustojchivosti malogabaritnogo pogruchika s gidrostaticheskoy transmissiej pri pereezde edinichnoj nerovnosti [Mathematical modeling of the stability of a small-sized loader with a hydrostatic transmission when moving a single unevenness]. *Vestnik nacional'nogo avtomobil'no-dorozhnogo universiteta*. 2015, vyp. 68, pp. 74–78.

Надійшла (received) 28.05.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Краснокутський Володимир Миколайович (Краснокутский Владимир Николаевич, Krasnokutskiy Volodymir Mykolayovych) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автомобіле– і тракторобудування»; e-mail: hvukvn@ukr.net

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

Разарьонов Леонід Володимирович (Разаренок Леонид Владимирович, Razarenov Leonid Vladimirovich) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри будівельних та дорожніх машин ім. А. М. Холодова, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-7597-2053>; e-mail: lrazarenof@gmail.com

Яришко Олександр Володимирович (Ярышко Александр Владимирович, Yaryzhko Alexander Vladimirovich) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри будівельних та дорожніх машин ім. А. М. Холодова, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-6398-8472>; e-mail: yaryzko@gmail.com

О. В. КРАХМАЛЬОВ, О. І. ЗІНЧЕНКО, С. Г. КОВАЛЕВСЬКИЙ, О. В. КОРНІЄНКО

ВПЛИВ УМОВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ НА МІЦНІСТЬ ПАЯНИХ З'ЄДНАНЬ

Робота присвячена термодинамічним дослідженням відносної міцності паяних з'єднань при низьких температурах. Встановлено, що при наявності електроліту паяне з'єднання схильне до руйнування від реакції окислення, як по основному металу, так і по припою. З метою збільшення терміну експлуатації паяних з'єднань необхідно після закінчення процесу паяння деталей ретельно видаляти залишки флюсів. Термодинамічні розрахунки доводять відносну міцність паяних з'єднань при від'ємних температурах. Складність проблеми міцності паяних з'єднань пояснюється наявністю комплексу фізико-механічних, хімічних і конструктивно-технологічних факторів, що відповідають за формування паяних з'єднань та їх умов експлуатації. За будь-якою додатною температурою ізобарний потенціал має від'ємне значення. Якщо рівновага хімічної реакції зміщена вліво і має від'ємний знак, то вона активно протікає. Чим далі у ряду електрохімічної активності перебувають один від одного основний метал (або метали) і компоненти припою, тим активніше протікають процеси та окислення.

Ключові слова: технологія паяння; припій; електроліт; паяне з'єднання; міцність; ізобарний потенціал; температура

A. V. KRAKHMALYOV, E. I. ZINCHENKO, S. G. KOVALEVSKYI, O. V. KORNIENKO ВЛИЯНИЕ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ НА ПРОЧНОСТЬ ПАЯНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Работа посвящена термодинамическим исследованиям относительной прочности паяных соединений при отрицательных температурах. Установлено, что при наличии электролита паяное соединение склонно к разрушению от реакции окисления, как по основному металлу, так и по припою. С целью увеличения срока службы паяных соединений необходимо после окончания процесса пайки деталей тщательно удалять остатки флюсов. Термодинамические расчеты доказывают относительную прочность паяных соединений при отрицательных температурах. Сложность проблемы прочности паяных соединений объясняется наличием комплекса физико-механических, химических и конструктивно-технологических факторов, отвечающих за формирование паяных соединений и их условий эксплуатации. При любой положительной температуре изобарный потенциал имеет отрицательное значение. Если равновесие химической реакции смещено влево и имеет отрицательный знак, то она активно протекает. Чем дальше в ряду электрохимической активности находятся друг от друга основной металл (или металлы) и компоненты припоя, тем более активно протекают процессы и окисления.

Ключевые слова: технология пайки; припой; электролит; паяное соединение; прочность; изобарный потенциал; температура

O. KRAKHMALYOV, O. ZINCHENKO, S. KOVALEVSKYI, O. KORNIENKO INFLUENCE OF OPERATING CONDITIONS ON SOLDERED JOINTS STRENGTH

The work is devoted to thermodynamic studies of the relative strength of soldered joints at negative temperatures. It has been established that in the presence of electrolyte, the soldered joint is prone to destruction from oxidation reactions, both in the base metal and in solder. In order to increase the service life of soldered joints, it is necessary to remove residual fluxes carefully after the end of the soldering process. Thermodynamic calculations prove the relative strength of soldered joints at low temperatures. The complexity of the problem of soldered joints strength is explained by the presence of a complex of physico-mechanical, chemical, and structural-technological factors responsible for the formation of soldered joints and their operating conditions. At any positive temperature, the isobaric potential has a negative value. If the equilibrium of a chemical reaction is shifted to the left and has a negative sign, then it is actively flowing. The further the base metal (or metals) and soldered components are from each other in the series of electrochemical activity, the more actively processes and oxidations proceed.

Keywords: soldering technology; solder; electrolyte; soldered joint; strength; isobaric potential; temperature

Вступ. Проблема міцності паяних з'єднань є досить складною, що пояснюється наявністю цілого комплексу фізико-механічних, хімічних і конструктивно-технологічних чинників, що відповідають за формування паяних з'єднань та їх умов експлуатації.

Необхідною умовою для отримання міцного з'єднання деталей є здатність поверхні металу змочуватися рідким припоєм. Якщо розплавлений припой добре змочує поверхню основного металу і розтікається по ній рівномірним шаром, то і в затверділому стані припій матиме хороше зчеплення з металом і паяне з'єднання буде досить міцним.

Аналіз літератури. Метал змочується припоєм лише за умови, що його поверхня абсолютно чиста. За наявності на поверхні металу плівки оксидів або інших забруднень припій не розтікається, а утворює окремі краплі, які після твердіння легко відділяються від металу. Тому необхідно або заздалегідь очистити поверхню і запобігти її окисленню при нагріві металу, або видалити окисну плівку під час самого процесу паяння [1, 2].

У роботі [3] розглянуто контактні та капілярні процеси взаємодії евтектичних Nb-розплавів, що містять Co, Ni та Fe, з твердими підкладками сис-

тем $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-SiO}_2$ та AlN-TiN при $1400\text{--}1450\text{ }^\circ\text{C}$ у вакуумі 10^{-3} Па; досліджено мікроструктуру та фазовий склад продуктів взаємодії в зонах контакту та виконано термодинамічний аналіз імовірних реакцій; виявлено вплив ніобію на ці процеси та запропоновано пояснення різної змочуваності однотипних підкладок, яке базується на властивостях твердої фази, що утворюється на межі з розплавом.

Отримання активною пайкою у вакуумі адгезійно-механічних з'єднань, здатних працювати при підвищених температурах з одночасним навантаженням на кручення в різних середовищах (вакуумі, відновлюючому, окислювальному) досліджено в роботі [4].

Присутність Ni в Cu суттєво змінює мікроструктуру паяного шва: на межі з ніобієм з'являється новий прошарок з мікротвердістю 7,1–7,3 ГПа і зникають глобули, які спостерігалися в системі Cu–Nb [5].

В роботах [6, 7–10] встановлено, що міцність паяних з'єднань є практично на рівні основного металу та залежить від форми підготовки кромок.

© О. В. Крахмальов, О. І. Зінченко,
С. Г. Ковалевський, О. В. Корнієнко, 2019

Так міцність зразків з обробленням кромки V-подібними є на 50% більшою від зразків із прямими кромками.

У роботі [8] методом лежачої краплі з використанням способу капілярного очищення розплаву краплі у процесі експерименту вивчено змочування компактних матеріалів на основі міді (олово, берилієвої, алюмінієвої бронзи) і чистої міді низькотемпературними припайними розплавами на основі олова. Припої системи Sn–Ag–Cu виявляють більшу активність при змочуванні у порівнянні зі сплавами Sn–Pb, Sn, Sn–Bi.

Аналіз розглянутих матеріалів дає підстави для висновку про необхідність подальших досліджень у зазначеному напрямку.

Мета роботи – розрахунок ізобарного потенціалу окислення припою і основного металу для паяного з'єднання.

Методологія досліджень. Як відомо, при будь-яких видах навантаження матеріали зазнають два види напружень: нормальні (залежно від прикладання сил – що розтягують або стискають) і тангенціальні (спрямовані по дотичній).

При осьовому розтягуванні паяного з'єднання з нанесеним припоєм довільної довжини силою P нормальні напруження розтягування перпендикулярні поперечному перерізу стержня і дорівнюють:

$$\sigma = P / F, \quad (1)$$

а максимальні дотичні напруження спрямовані під кутом 45° до осі розтягування і дорівнюють половині нормальних напружень:

$$\tau = 0,5\sigma. \quad (2)$$

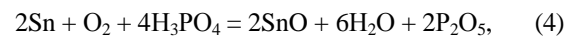
Подібні умови навантаження розглянуті у роботах [1, 2, 11, 12]. Проте ці умови не враховують умов експлуатації паяних з'єднань. За наявності розчину електроліту у будь-яких умовах експлуатації відбувається хімічна реакція окислення припою або основного металу, що призводить до послаблення паяного з'єднання.

Методи рішення задачі. Метали, маючи мале число електронів на зовнішніх енергетичних рівнях, легко віддають їх атомам елементів з високою електронегативністю. Не обов'язково, щоб метали утворювали тільки оксиди; з'єднуючись з галогенами або сіркою, метал теж окислюється, переходячи в стан позитивно зарядженого іона.

Розрахуємо за методикою [7, 8] ізобарний потенціал окислення припою і основного металу для паяного з'єднання: 1) мідь – припій – мідь; 2) сталь – припій – мідь. В якості припою розглянемо чисте олово, флюс – ортофосфорну кислоту і припої ПОС–40, ГОСТ 21930–76. Ізобарний потенціал – величина, що показує зміну енергії під час хімічної реакції і можливість її протікання. Його зміни виражають корисну роботу при постійних температурі і тиску.

У наведених паяних з'єднаннях можливі проходження наступних реакцій.

Для першого випадку:



Для другого випадку додається ще одна реакція:



Метод ентропії заснований на рівнянні Гіббса – Гельмгольца:

$$A = Q + T \frac{dA}{dT}, \quad (7)$$

однією з форм якого є рівняння

$$\Delta Z^0 = \Delta H^0 - T\Delta S^0. \quad (8)$$

Для стандартних умов воно дає:

$$\Delta Z_{298}^0 = \Delta H_{298}^0 - T\Delta S_{298}^0. \quad (9)$$

З рівняння ізотерми хімічної реакції і рівняння (9) отримаємо:

$$\Delta Z^0 = -R \cdot T \cdot \ln K, \quad (10)$$

$$\ln K = -\frac{\Delta \cdot H^0}{R \cdot T} + \frac{\Delta \cdot S}{R}. \quad (11)$$

Цей розрахунок можна вести у калоріях і у джоулях. При розрахунку у калоріях, підставивши замість R його значення (1,986 кал), отримаємо:

$$\ln K = -\frac{\Delta \cdot H^0}{4,575 \cdot T} + \frac{\Delta \cdot S}{4,575}, \quad (12)$$

де ΔH – зміна ентальпії, Дж/моль (кал/моль);

T – температура процесу, К ($^\circ\text{C}$);

ΔS^0 – зміна ентропії, Дж/моль·К (кал/моль·К).

Рівняння (12) дає точний розрахунок тільки за стандартних умов – $T = 298$ К і $P = 1,013 \cdot 10^5$ Па. Для усіх інших випадків результат буде наближеним, оскільки не враховуються зміни величин теплоємностей, і, відповідно, ентальпій і ентропій учасників реакції.

Для спрощення розрахунків рівняння (12) можна представити у вигляді, вважаючи, що $\frac{\Delta \cdot S}{4,575} = N$ та

$$\frac{\Delta \cdot H^0}{4,575 \cdot T} = M;$$

$$\ln K = -\frac{M}{T} + N. \quad (13)$$

Для розрахунків не в калоріях, а в джоулях рівняння (12) має вигляд:

$$\ln K = -\frac{\Delta \cdot H^0}{19,15 \cdot T} + \frac{\Delta \cdot S}{19,15}. \quad (14)$$

Якість паяного виробу істотно залежить не лише від властивостей паяних з'єднань, але і від того, як змінюються властивості паяного (основного) матеріалу під дією нагріву при паянні і матеріалу деталей зібраного виробу, що не піддаються безпосередньо паянню, але нагріваються в технологічному процесі. Погіршення властивостей конструкційного матеріалу, передусім механічних і корозійних, під дією нагріву у процесі паяння пов'язане з його структурними змінами, що відбуваються при цьому: зняттям ефектів наклепу або нагартовування і термічної обробки, зростанням зерна і зміни стану сплаву по межах зерен, старінням або відпуском, перепадом.

При нагріві холоднодеформованого металу до температури $0,2 t_{nl}$ йде перша стадія зняття наклепу або нагартовування – повернення або відпуску; при цьому вакансії переміщуються до границь зерен з міжвузельними атомами, що призводить до зменшення кількості дислокацій і зниження мікронапружень у металі і, отже, до пониження міцності та підвищення пластичності металу [12].

При нагріві слабодетформованих заліза, алюмінію та їх сплавів до температури $\sim 0,3 t_{nl}$ настає друга стадія повернення – полігонізація; при цьому формується комірчаста структура, що є наслідком утворення субзерен з кутовими межами, і пластичність металу ще більше підвищується.

При нагріві слабо холоднодеформованих металів у інтервалі температур $(0,3 \div 0,5) t_{nl}$ у місцях найбільшої концентрації дислокацій (на межах старих деформованих зерен) зароджуються і ростуть нові рівноважні зерна (первинна рекристалізація). При достатній витримці або при подальшому підвищенні температури текстурована структура металу замінюється рівноосними зернами рекристалізованої структури. Усе це призводить до зниження міцності і до подальшого підвищення пластичності металу.

Величина рекристалізованого зерна залежить від ступеню деформації, температури і часу рекристалізації зерна початкового розміру. Максимальний розмір зерна характерний для рекристалізації металу, підданого деформації з критичною мірою 3–15%. При цьому в металі при рекристалізації утворюється обмежене число зародків рекристалізованих зерен.

Подальше підвищення ступеню деформації призводить до зростання числа центрів рекристалізованих зерен за ступеневим, а підвищення температури нагріву – за експоненціальним законом. При подальшому підвищенні температури зростання зерен внаслідок посилення дифузійних процесів швидко прискорюється.

Температура рекристалізації сильно деформо-

ваних чистих металів, за правилом А. А. Бочвара, складає $(0,3 \div 0,4) t_{nl}$, а у сплавів і сталей вона істотно вища $(0,4 \div 0,5) t_{nl}$. Дані про таку температуру для сплавів можуть бути визначені за їх діаграмами рекристалізації, що показують залежність температури початку і кінця цього процесу від ступеню деформації при заданій тривалості нагріву, або по тривимірних діаграмах рекристалізації, що зображують залежність середньої площі зерна від ступеню деформації і температури.

Температурний інтервал паяння повинен знаходитися в температурному інтервалі активності флюсу при контакті його з металом, що паяється, і припоєм, або в інтервалі температур, при якому можливе активування поверхні, що паяється, у вакуумі, інертних або активних газових середовищах.

Вже після первинної рекристалізації змінюються також електричний опір, питомий об'єм, термо ЕРС та інші фізичні властивості металів і сплавів, наближаючись до відпаленого стану.

Збиральна рекристалізація характеризується подальшим зростанням зерен, що виникають в результаті первинної рекристалізації. При цьому відбувається аномальне зростання великих зерен, зменшення загальної довжини границь зерен, пониження поверхневої енергії металу, утворення потрійних стиків зерен під кутом 120° . Збиральна рекристалізація відбувається тим інтенсивніше, чим вище температура нагріву. Включення дисперсних фаз гальмує первинну і збиральну рекристалізацію. При ще більш високій температурі нагріву металів і сплавів може розвинути вторинна рекристалізація, при якій відбувається аномальне зростання деяких великих зерен і утворення різнозерної грубої структури металу.

Зміна корозійної стійкості та зменшення міцності постарених або загартованих сплавів при нагріві відбуваються в результаті штучного ($>20^\circ\text{C}$) або природного ($\sim 20^\circ\text{C}$) розпаду пересичених твердих розчинів. Такий розпад здійснюється переривчасто (локально) або безперервно (однорідно).

Зміна стану металів і сплавів по межах зерен може бути наслідком перегрівання або перепаду. При перегріванні в металах і сплавах утворюється великокристалічна структура, внаслідок чого погіршуються їх механічні, особливо динамічні властивості. До перегрівання не схильні спадково дрібнозернисті сталі, такі, що містять 0,03–0,04 % Al або 0,1–0,4 % Ti, але схильні сталі із спадково великим зерном. Структурні зміни матеріалу при перегріванні можуть бути усунені подальшою нормалізацією в сплавах без фазового наклепу.

Перепад сплавів незалежно від їх початкового стану настає внаслідок оплавлення або окислення границь зерен при нагріві їх поблизу температури солідусу, що істотно знижує їх міцність, пластичність і в'язкість.

Перепад у сталях і сплавах протікає в три стадії. На першій стадії відбувається збагачення границь зерен легуючими елементами. На другій стадії на границях зерен виникають порожнечі без

ознак окислення металу. На третій стадії відбувається окислення границь зерен. Виправлення структури конструкційних матеріалів після перепалу можливе тільки після першої стадії шляхом подальшої гомогенізації та відпалу. Структурні зміни на другій і третій стадіях перепалу – неусувний дефект.

Нетехнологічними вважаються температурні інтервали при досить тривалому нагріві або повільному охолодженні, в яких паяний метал зазнає структурних або фазових змін, неприпустимо погіршуючі властивості паяного з'єднання або виробу у цілому.

Окрім того, температурний інтервал паяння повинен знаходитися поза температурними інтервалами розвитку дифузійної пористості, окрихчування паяного металу у контакт з рідким припоєм і нижче температури початку неприпустимого розвитку хімічної ерозії.

Внаслідок розвитку фізико-хімічних процесів взаємодії паяного металу з припоєм, флюсом, газовим середовищем, що відбувається в часі, температурний інтервал паяння залежить від тривалості контакту конструкційного матеріалу і припою: при малій тривалості контакту цей інтервал може зміщуватися в зону більш високих температур, а при збільшенні часу контакту – в зону нижчих температур. Отже, температурний інтервал залежить від часу паяння.

Часовий режим паяння характеризується тривалістю нагріву до температури паяння, тривалістю паяння, тривалістю охолодження, тривалістю нагріву вище температури ліквідусу припою.

Результати чисельного моделювання. Фізичний зміст моделювання полягає в тому, що при температурі T рівноважний тиск кисню над оксидом дорівнюватиме зовнішньому тиску чистого кисню, тобто навіть у чистому кисні метал окислюватиметься не буде. Для активних металів ця температура дуже висока і знаходиться вище температури кипіння метала, а метали менш активні (тобто мідь) задовольняють цій умові при нижчих температурах.

Існує правило: коефіцієнти M і N тієї речовини, яку відновлюють, розкладають або піддають іншим перетворенням, приймають зі знаком "мінус", а результат реакції – зі знаком "плюс". Якщо є декілька молекул речовини (у нашому випадку – 2, 4 і 6), то коефіцієнти M і N теж збільшують у відповідне число разів.

Складемо відповідну таблицю (табл. 1) для першого варіанту. Алгебраїчне складання коефіцієнтів M і N призводить до наступних рівнянь:

- для міді –

$$\ln K = -\frac{59700,6}{T} - 571,606,$$

$$\Delta Z^0 = -59700,6 - 571,606T;$$

- для олова –

$$\ln K = -\frac{2428,72}{T} - 573,472,$$

$$\Delta Z^0 = -2428,72 - 573,472T;$$

- для свинцю –

$$\ln K = -\frac{31702,1}{T} - 572,99,$$

$$\Delta Z^0 = -31702,1 - 572,99T.$$

На рис. 1 показано окислення міді.

Таблиця 1 – Результати розрахунку для першого варіанту

Речовина	M	N
4H ₃ PO ₄	-1856712,86	96,3216
6H ₂ O	374956,8	-219,996
4PO ₃	1354164,4	-407,16
2CuO	67891,06	-40,7716
f	-59700,6	-571,606
4H ₃ PO ₄	-1856712,86	96,3216
6H ₂ O	374956,8	-219,996
4PO ₃	1354164,4	-407,16
2SnO	125162,94	-42,638
f	-2428,72	-573,472
4H ₃ PO ₄	-1856712,86	96,3216
6H ₂ O	374956,8	-219,996
4PO ₃	1354164,4	-407,16
2PbO	95889,54	-42,1552
f	-31702,1	-572,99

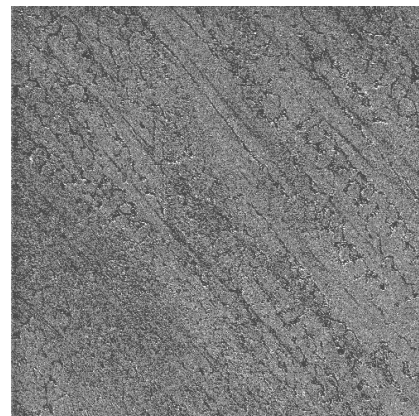


Рисунок 1 – Окислення міді: сірий фон – мідь; рядкова структура – оксид міді; не травлено (× 200)

З рівнянь видно, що при будь-якій плюсовій температурі ізобарний потенціал має від'ємне значення. Якщо рівновага хімічної реакції зміщена вліво і має від'ємний знак, то вона активно протікає.

Складемо відповідну таблицю (табл. 2) для другого варіанту. Алгебраїчне складання коефіцієнтів M і N призводить до наступних рівнянь:

- для міді –

$$\ln K = -\frac{59700,6}{T} - 571,606,$$

$$\Delta Z^0 = -59700,6 - 571,606T;$$

- для олова –

$$\ln K = -\frac{2428,72}{T} - 573,472,$$

$$\Delta Z^0 = -2428,72 - 573,472T;$$

- для свинцю –

$$\ln K = -\frac{31702,1}{T} - 572,99;$$

$$\Delta Z^0 = -31702,1 - 572,99T;$$
- для заліза –

$$\ln K = -\frac{9925,72}{T} - 563,06,$$

$$\Delta Z^0 = -9925,72 - 563,06T.$$

На рис. 2 показано окислення олова.

Таблиця 2 – Результати розрахунку для другого варіанту

Речовина	M	N
4H ₃ PO ₄	-1856712,86	96,3216
6H ₂ O	374956,8	-219,996
4PO ₃	1354164,4	-407,16
CuO	67891,06	-40,7716
f	-59700,6	-571,606
4H ₃ PO ₄	-1856712,86	96,3216
6H ₂ O	374956,8	-219,996
4PO ₃	1354164,4	-407,16
SnO	125162,94	-42,638
f	-2428,72	-573,472
4H ₃ PO ₄	-1856712,86	96,3216
6H ₂ O	374956,8	-219,996
4PO ₃	1354164,4	-407,16
PbO	95889,54	-42,1552
f	-31702,1	-572,99
4H ₃ PO ₄	-1856712,86	96,3216
6H ₂ O	374956,8	-219,996
4PO ₃	1354164,4	-407,16
FeO	117665,94	-32,226
f	-9925,72	-563,06

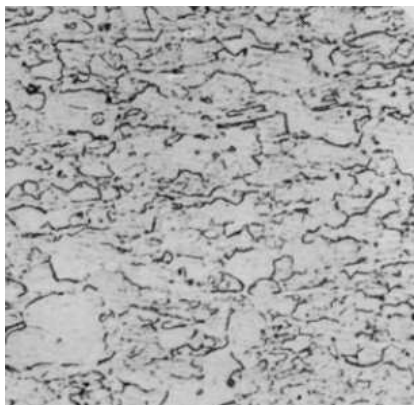


Рисунок 2 – Окислення олова:
сірий фон – олово; рядкова структура – оксид олова;
не травлено (× 200)

З рівнянь видно, що при будь-якій плюсовій температурі ізобарний потенціал має від'ємне значення. А оскільки рівновага хімічної реакції зміщена вліво та має від'ємний знак, то вона активно протікає і у другому випадку.

Висновки.

1. За наявності електроліту паяне з'єднання схильне до руйнування від реакцій окислення як по

основному металу, так і по припою. Очевидно, чим далі у ряді електрохімічної активності знаходяться один від одного основний метал (чи метали) і компоненти припою, тим активніше протікають процеси їх окислення.

2. З метою збільшення терміну служби паяних з'єднань необхідно після закінчення процесу паяння деталей ретельно видаляти залишки флюсів, у першу чергу, рідких.

3. Термодинамічні розрахунки доводять відносну міцність паяних з'єднань при від'ємних температурах.

Список літератури

1. Парфенова Л. В., Парфенов А. Н. і др. Прочность соединений при пайке двухфазными припоями. *Сварочное производство*. 1976. № 1. С. 8–15.
2. Николаев Г. А., Киселев А. И. Работа мягкой прослойки паяных соединений. *Сварочное производство*. 1960. № 12. С. 23–30.
3. Журавльов В. С., Сидоренко Т. В., Карпец М. В., Коваль О. Ю. Контактні та капілярні процеси в перспективних для паяння системах “евтектичні розплави ніобію з кобальтом, нікелем і залізом – неметалеві матеріали систем Al₂O₃–SiO₂ та AlN–TiN”. *Порошкова металургія*. Київ: ІПМ ім. І. М. Францевича НАН України. 2018. № 09/10. С. 94–104.
4. Габ І. І., Стешок Т. В., Костюк Б. Д., Мартинюк С. І., Найдіч Ю. В. Адгезійно-механічне з'єднання оксидних матеріалів з металами. *Адгезія розплавів і пайка матеріалів*. Київ: ІПМ ім. І. М. Францевича НАН України. 2015. № 48. С. 117–124.
5. Журавльов В. С. Про можливість паяння ніобію з алюмооксидною керамікою ВК94–1 міддю і мідно–нікелевими припоями без використання тиску. *Адгезія розплавів і пайка матеріалів*. Київ: ІПМ ім. І. М. Францевича НАН України. 2015. № 48. С. 94–102.
6. Матвієнків О. М. *Удосконалення технології ремонту польових магістральних трубопроводів: дис. ... канд. техн. наук: 05.15.13*. Івано-Франківськ, 2017.
7. Матвієнків О. М., Шлапак Л. С. Вплив підготовки кромок на напруженодеформований стан паяних з'єднань оцинкованих труб польових магістральних трубопроводів. *Науковий вісник ІФНТУНГ*. Івано-Франківськ. 2017. № 1 (42). С. 80–87.
8. Красовський В. П., Вишняков Л. Р., Красовська Н. О., Коханний В. О. Визначення змочуваності компактних матеріалів на основі міді оловомісними сплавами. *Адгезія розплавів і пайка матеріалів*. Київ: ІПМ ім. І. М. Францевича НАН України. 2015. № 48. С. 3–10.
9. Парфенов А. Н. *Низкотемпературные припои и флюсы. Справочник по пайке под ред. И. Е. Петрунина*. Изд. 3–е, М.: Машиностроение, 2003. 179 с.
10. Парфенов А. Н. Феноменологическая теория смачивания и растекания расплавов. В сб. *международного семинара: «Пайка. Современные технологии, материалы, конструкции»*. М.: ЦРДЗ. 2001. № 2. С. 134–142.
11. Єрмолаєв Г. В., Квасніцький В. В., Квасніцький В. Ф., Максимова С. В., Харунов В. Ф., Чигарьов В. В. *Паяння металів. Підручник*. Миколаїв.: НУК, 2015. 337 с.
12. Мальцев М. В. *Металлографія цветных металлов и сплавов*. М.: Металлургия, 1976. 125 с.

References (transliterated)

1. Parfenova L. V., Parfenov A. N. i dr. Prochnost' soedinenij pri pajke dvuhfaznymi pripojami [The strength of the compounds when soldering two-phase solders]. *Svarochnoe proizvodstvo*. 1976, no. 1, pp. 8–15.
2. Nikolaev G. A., Kiselev A. I. Rabota mjagkoj proslojki pajanyh soedinenij [Work of solder joints soft layer]. *Svarochnoe proizvodstvo*. 1960, no. 12, pp. 23–30.
3. Zhuravl'ov V. S., Sy'dorenko T. V., Karpecz' M. V., Koval' O. Yu. Kontaktni ta kapilyarni procesy' v perspekty' vny'x dlya

- payannya sy'stemax "evtektyn'chni rozplavy` niobiyu z koba'l'tom, nikelom i zalizom – nemetalevi materialy` sy'stem $Al_2O_3-SiO_2$ ta $AlN-TiN$ " [Contact and capillary processes in prospective systems for soldering "eutectic molybdenum of nickel with cobalt, nickel and iron - nonmetallic materials of systems $Al_2O_3-SiO_2$ and $AlN-TiN$]. *Poroshkova metalurgiya*. Ky`yiv: IPM im. I. M. Francevy`cha NAN Ukrainy`. 2018, no. 09/10, pp. 94–04.
4. Gab I. I., Stecyuk T. V., Kostyuk B. D., Marty`nyuk S. I., Najdich Yu. V. Adgezijno-mexanichne z'yednannya oksy`dny`x materialiv z metalamy` [Adhesion-mechanical connection of oxide materials with metals]. *Adgezija rozplaviv i pajka materialiv*. Ky`yiv: IPM im. I. M. Francevy`cha NAN Ukrainy` 2015, no. 48, pp. 117–124.
 5. Zhuravl`ov V. S. Pro mozhy`vist` payannya niobiyu z alyumook-sy`dnoyu keramikoyu VK94–1 middyu i midno-nikelevy`my` pry`poyamy` bez vy`kory`stannya ty`sku [About the possibility of soldering of niobium with aluminum oxide ceramics VK94-1 copper and copper-nickel solder without pressure]. *Adgezija rozplaviv i pajka materialiv*. Ky`yiv: IPM im. I. M. Francevy`cha NAN Ukrainy`. 2015, no. 48, pp. 94–102.
 6. Matviyenko O. M. Udoskonalennya tekhnologiyi remontu pol`ovy`x magistral`ny`x truboprovodiv: dy`s. ... kand. techn. nauk: 05.15.13 [Improving the technology of repair of field trunk pipelines. Candidate eng. sci. diss. (Ph.D.)]. Ivano-Frankivsk, 2017.
 7. Matviyenko O. M., Shlapak L. S. Vply`v pidgotovky` kromok na napruzhenodeformovany`j stan payany`x z'yednan`ocyn`kovany`x trub pol`ovy`x magistral`ny`x truboprovodiv [Influence of preparation of edges on tensely deformed state of soldered joints of galvanized pipes of field main pipelines]. *Naukovy`j visny`k IFNTUNG*. Ivano-Frankivsk. 2017, no. 1(42), pp. 80–87.
 8. Krasovs`ky`j V. P., Vy`shnyakov L. R., Krasovs`ka N. O., Koxany`j V. O. Vy`znachennya zmochuvannosti kompaktny`x materialiv na osnovi midi olovovmisny`my` splavamy` [Determination of the wettability of compact materials based on copper-based tin-alloys]. *Adgezija rozplaviv i pajka materialiv*. Ky`yiv: IPM im. I. M. Francevy`cha NAN Ukrainy`. 2015, no. 48, pp. 3–10.
 9. Parfenov A. N. *Nizkotemperaturnye pripoi i fljusy* [Low temperature solders and fluxes]. Spravochnik po pajke pod red. I. E. Petrunina. Izd. 3–e, Moscow, Mashinostroenie, 2003. 179 p.
 10. Parfenov A. N. Fenomenologicheskaja teorija smachivaniya i rastekaniya rasplavov [Phenomenological theory of wetting and spreading of melts]. *V sb. mezhdunarodnogo seminaru: «Pajka. Sovremennye tekhnologii, materialy, konstrukcii»*. Moscow: CRDZ. 2001, no. 2, pp. 134–142.
 11. Yermolayev G. V., Kvasnicz`ky`j V. V., Kvasnicz`ky`j V. F., Maksimova S. V., Xarunov V. F., Chy`gar`ov V. V. *Payannya metaliv* [Soldering of metals]. Pidruchny`k. Mykolaiv. NUK, 2015. 337 p.
 12. Mal'cev M. V. *Metallografija cvetnyh metallov i splavov* [Metallography of non-ferrous metals and alloys]. Moscow, Metallurgija, 1976. 125 p.

Надійшла (received) 21.06.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Крахмальов Олександр Вікторович (Крахмалев Александр Викторович, Krakhmalov Oleksandr Viktorovich) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Зварювання», ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-3338-9724>; e-mail: krakhmalov1@gmail.com

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

Ковалевський Сергій Германович (Ковалевский Сергей Германович, Kovalevskiy Sergei Germanovich) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри будівельних та дорожніх машин ім. А. М. Холодова, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-6299-2223>; e-mail: kov1.serg@gmail.com

Корнієнко Олег Вікторович (Корниенко Олег Викторович, Korniienko Oleh Viktorovich) – Національна академія Національної гвардії України, старший викладач кафедри вогневої підготовки, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-9722-4374>; e-mail: KOV1976@gmail.com

М.В. ПРОКОПЕНКО, О.І. ЗІНЧЕНКО

АНАЛІЗ І ВИБІР МЕТОДІВ ОПИСУ ПРОЦЕСІВ УТОМИ, ПОВЗУЧОСТІ І ПРОГНОЗУВАННЯ ТРИВАЛОЇ МІЦНОСТІ ПОРШНІВ ШВИДКОХІДНИХ ФОРСОВАНИХ ДИЗЕЛІВ

Робота присвячена аналізу та вибору методів опису процесів втоми, повзучості та прогнозування тривалої міцності поршнів швидкохідних форсованих дизелів на початкових стадіях проектування. Проаналізовані існуючі методи опису процесу втоми деталей камери згоряння швидкохідного дизеля з точки зору ефективності їх використання, особливо на початкових стадіях проектування. Також розглянуто методи для опису процесу повзучості в матеріалі деталей камери згоряння швидкохідного двигуна. Запропоновано метод оцінки накопичених пошкоджень у матеріалі поршня в умовах дії низькочастотної циклічної повзучості. Наведено методіку прогнозування тривалої міцності кромки камери згоряння поршня з урахуванням моделі експлуатації швидкохідного дизеля, яка враховує спільний вплив низькочастотної втоми і повзучості на процес накопичення пошкоджень. Доведено, що для прогнозування довговічності в області малоциклової втоми доцільно використовувати деформаційні критерії втомної міцності.

Ключові слова: температурний стан; граничні умови; швидкохідний дизель; камера згоряння; коефіцієнт теплопровідності; поршень; тривала міцність

Н.В. ПРОКОПЕНКО, Е.І. ЗІНЧЕНКО

АНАЛИЗ И ВЫБОР МЕТОДОВ ОПИСАНИЯ ПРОЦЕССОВ УСТАЛОСТИ, ПОЛЗУЧЕСТИ И ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ДЛИТЕЛЬНОЙ ПРОЧНОСТИ ПОРШНЕЙ БЫСТРОХОДНЫХ ФОРСИРОВАННЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Работа посвящена анализу и выбору методов описания процессов усталости, ползучести и прогнозирования длительной прочности поршней быстроходных форсированных дизелей на начальных стадиях проектирования. Проанализированы существующие методы описания процесса усталости деталей камеры сгорания быстроходного дизеля с точки зрения эффективности их использования особенно на начальных стадиях проектирования. Также рассмотрены методы для описания процесса ползучести в материале деталей камеры сгорания быстроходного двигателя. Предложен метод оценки накопленных повреждений в материале поршня в условиях действия низкочастотной циклической ползучести. Приведена методика прогнозирования длительной прочности кромки камеры сгорания поршня на основе модели эксплуатации быстроходного дизеля, которая учитывает совместное влияние низкочастотной усталости и ползучести на процесс накопления повреждений. Доказано, что для прогнозирования долговечности в области малоциклового усталости целесообразно использовать деформационные критерии усталостной прочности.

Ключевые слова: температурное состояние; граничные условия; быстроходный дизель; камера сгорания; коэффициент теплопроводности; поршень; длительная прочность

М. ПРОКОПЕНКО, О. ЗІНЧЕНКО

ANALYSIS AND CHOICE OF DESCRIPTION METHODS FOR PROCESSES OF FATIGUE, CREEP AND LONG TERM STRENGTH FORECASTING FOR HIGH-SPEED FORCED DIESELS PISTONS

The work is devoted to the analysis and choice of description methods for processes of fatigue, creep and long-term strength forecasting of high-speed forced diesel pistons at the initial design stages. The existing description methods for the process of the combustion chamber parts fatigue of high-speed diesel engine are analyzed from the point of view of their use efficiency, especially at the initial design stages. The description methods are also considered for creep process in the material of high-speed engine combustion chamber parts. A method is proposed for estimating of accumulated damage in a piston material under conditions of low-frequency cyclic creep action. The forecasting method is presented for the long-term strength of the piston combustion chamber edge based on the operating model of a high-speed diesel engine, which takes into account the combined effect of low-frequency fatigue and creep on the damage accumulation process. It is proved that it is advisable to use the deformation criteria of fatigue strength to predict durability in the field of low-cycle fatigue.

Keywords: temperature condition; boundary conditions; high-speed diesel; combustion chamber; thermal conductivity coefficient; piston; long-term strength

Актуальність урахування опору пружного і пластичного руйнування поршнів швидкохідних форсованих дизелів на ранніх стадіях їх проектування. Структуру процесу проектування двигуна внутрішнього згоряння (ДВЗ), як складної технічної системи, можна представити у вигляді логічної схеми [1, 2], заснованої на окремих послідовних етапах його розробки. Тут під етапом проектування розуміється умовно виділений фрагмент, за результатами реалізації якого має бути прийняте рішення про продовження проектування.

В укрупненому вигляді процес проектування двигуна передбачає наступний порядок виконання етапів проектних робіт:

1. формування технічного завдання на проектування елементів двигуна або двигуна в цілому;

2. пошук прототипів, тобто здійснення пошуку серед існуючих конструкцій таких, які корисно враховувати при формуванні вимог технічного

завдання;

3. розробка технічної пропозиції з метою прийняття принципових рішень про реалізацію нових елементів конструкції двигуна або модернізації існуючих;

4. вибір, розробка або уточнення математичних моделей для прогнозування ефектів від поновлення або модернізації конструкцій;

5. аналіз варіантів проектних рішень на основі оцінки очікуваних ефектів;

6. оптимізація рішення для встановлення максимального ефекту від упровадження рекомендованих конструкцій;

7. розробка конструкції двигуна (виконується конструкторське опрацювання відібраних рішень, остаточний вибір конструктивних варіантів реалізації двигуна і його елементів, випуск проектно-конструкторської документації);

© М. В. Прокопенко, О. І. Зінченко, 2019

8. розробка технологічного процесу виготовлення дослідних зразків і підготовка технологічної документації;

9. виготовлення дослідної партії.

10. проведення випробувань (в тому числі прискорених) і доведення двигунів.

У період проектування в залежності від одержуваних проміжних результатів переходять до наступного етапу або здійснюють повернення на один з пройдених, вносять зміни в проект, здійснюють уточнення математичних моделей і продовжують процес проектування з цього етапу. Кількість таких ітерацій визначається ступенем досконалості тих розрахункових методів, які були використані при аналізі конструкції.

Природно, що для скорочення тривалості циклу проектних робіт необхідні зміни в конструкцію необхідно вносити на якомога більш ранніх етапах проектування, в будь-якому випадку - до здійснення етапу випробувань.

Під ранніми (початковими) стадіями проектування будемо розуміти ітераційний цикл проходження етапів проектування від моменту розробки технічної пропозиції до моменту випробування і доведення двигунів.

Очевидно, що якщо етапи проектування, на яких відбувається аналіз роботи конструкції, досить точно відображають фізичну суть процесів, то вже на ранніх стадіях проектування, тобто до стадії експериментальної перевірки, можна виключити явно помилкові рішення, тим самим істотно скоротивши складний і дорогий процес створення двигуна.

При проектуванні високофорсованих перспективних дизелів важливе місце займають етапи проектування поршня, як однієї з теплонапружених деталей камери згоряння (КЗ). При цьому типовим і попереднім стоїть завдання відпрацювання конструкції поршня в наступній постановці: забезпечення необхідної тривалої міцності кромки КЗ при використанні таких типів камер, які дозволяють отримати найкращі економічні та екологічні показники роботи двигуна [3–6].

Численні дослідження в області оцінки забезпечення працездатності поршня [7–14] свідчать, що основними факторами, що визначають руйнування кромки КЗ, є процеси втоми і повзучості. Нижче виконується аналіз методів опису цих процесів у швидкохідних дизелях з точки зору можливості їх застосування на ранніх стадіях проектування поршня.

Аналіз і вибір методів опису процесу втоми деталей камери згоряння швидкохідного дизеля. Для прогнозування довговічності, зумовленої низьким показником циклової втоми матеріалів, пропонується ряд критеріїв. Наприклад, виходячи з енергетичної теорії втоми руйнування, критерії

пов'язують з енергією, що розсіюється в процесі циклічного деформування матеріалу [12].

Відповідно до гіпотези Пальмгрен-Майєра (рис. 1) передбачається, що протягом одного циклу навантаження на накопичення пошкоджень витрачається U/N_{p_i} кількості енергії, якщо на руйнування всієї деталі витрачається енергія U . Нехай навантаження матеріалу відбувається на різних рівнях, тоді руйнування настане за умови

$$\sum_{i=1}^q \frac{n_i U}{N_{p_i}} = U \quad (1)$$

Розділивши обидві частини рівності (1) на U , маємо:

$$\sum_{i=1}^q \frac{n_i}{N_{p_i}} = 1 \quad (2)$$

де q – число рівнів навантаження;

n_i – кількість циклів навантаження на рівні i ;

N_{p_i} – граничне число циклів навантаження на цьому рівні.

Гіпотеза Кортена-Долана (рис. 1,б) передбачає, що генерування мікротріщин має місце на всіх рівнях напружень, в тому числі і нижче σ_{ac} (межі витривалості).

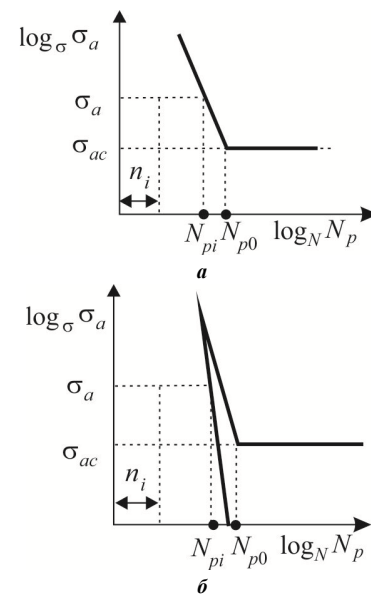


Рисунок 1 – Залежності амплітуди напруг від кількості циклів навантаження до руйнування: а – за гіпотезою Пальмгрен-Майєра; б – за гіпотезою Кортена-Долана

Для опису процесу втоми в деталях КЗ дизелів певний інтерес представляє метод [12], який би

розглядав час до руйнування як результат одночасної дії циклічних, механічних і термічних навантажень, тобто у вигляді

$$\tau_p = \tau_p [\sigma_a \cdot \sigma_t(\tau) T(\tau)] \quad (3)$$

Тут σ_a і σ_t – амплітуди механічних і термічних напружень відповідно; T – температура.

Запропоновано гіпотезу лінійного підсумовування відносних довговічностей, яка описується співвідношенням:

$$d_f = N_p \sum_{i=1}^q \frac{\tau_{ib}}{\tau_i^*} = 1, \quad (4)$$

де N_p – число навантажувальних теплових змін (циклів) до руйнування;

τ_{ib} – напрацювання при i -й температурі циклу;

τ_i^* – тривала міцність при заданих σ_a та σ_t ;

q – число ступенів температурного навантаження.

Деформаційні критерії втомної міцності засновані на припущенні, що критерієм руйнування є вичерпання ресурсу пластичності матеріалу. Для області помірних температур Менсон запропонував критерій

$$\epsilon_n \cdot N_p^n = C, \quad (5)$$

де N і C – константи матеріалу;

N_p^n – число циклів до руйнування.

Коффін пропонує значення коефіцієнтів в цій залежності прийняти наступними $n = 0,5$, $C = 0,5 \ln 1 / (1 - \psi)$, де $\psi(T, \tau)$ – характеристика тривалої пластичної деформації матеріалу.

У разі циклічно нестабільних матеріалів критерій видозмінюється і записується у вигляді:

$$\Delta \epsilon = C \cdot N_p^k + \frac{B}{E} \cdot N_p^{-\gamma}, \quad (6)$$

де C, B, k і γ – характеристики матеріалу.

Коли амплітуда пластичної деформації стає сумірною з амплітудою пружних деформацій, а область тривалої міцності лежить в межах 10^4 циклів навантаження, він же запропонував критерій, що враховує і вплив пружної складової деформації:

$$\epsilon_a = \frac{1}{2} \left(\ln \frac{1}{1 - \psi} \right)^{0.6} \cdot N_p^{-0.6} + 1,75 \frac{\sigma}{E} N_p^{-0.12}. \quad (7)$$

При неізотермічному цикловому навантаженні, окремим випадком якого є термічна втома, пропонується модифікація цієї залежності:

$$\epsilon_a = \frac{1}{2} \left(\ln \frac{1}{1 - \psi(T, \tau)} \right)^{0.6} \cdot N_p^{-0.6} + B \frac{\sigma(T, \tau)}{E} N_p^{-0.12}, \quad (8)$$

де $\sigma(T, \tau)$ – характеристика тривалої міцності;

$\psi(T, \tau)$ – характеристика довготривалої пластичності.

В цілому при виборі критерію оцінки тривалої міцності матеріалу доцільно враховувати конкретні чинники: умови експлуатації або випробувань, допустимі похибки і наявні бази даних за коефіцієнтами, що характеризує властивості матеріалу, а також наявність розрахункової бази даних про напружено-деформований і тепловий стан досліджуваних деталей.

При цьому найбільш поширеним для оцінки тривалої міцності деталей КЗ двигунів є деформаційний критерій міцності. Цей критерій використаний у роботах Бачевського А.М., Абрамчука Ф.І. та ін. [13, 14]. При цьому кількість циклів до руйнування визначають за рівнянням Б. Поспішила:

$$\sigma_{a.лин} = \frac{1}{a} \left\{ \sigma_f' \left[(2N_{pi})^c + \frac{\epsilon_{пл.н.}}{\epsilon_f} \right]^{b/c} \right\}^m \times \left\{ \sigma_f' \left[(2N_{pi})^c + \frac{\epsilon_{пл.н.}}{\epsilon_f} \right]^{b/c} + E \left[\epsilon_f' (2N_{pi})^c + \epsilon_{пл.н.} \right] \right\}^{1-m}, \quad (9)$$

де $\sigma_{a.лин}$ – амплітуда напружень, розрахована за законом Гука;

$\sigma_f', \epsilon_f', c, b$ – константи матеріалу;

$\epsilon_{пл.н.}$ – амплітуда неруйнуючої пластичної деформації;

$a = \sqrt{\sigma_{max} / \sigma_a}$ – коефіцієнт асиметрії циклу;

σ_{max} – дійсне максимальне напруження циклу;

σ_a – дійсна амплітуда напружень циклу.

Пластична деформація в місцях локальних екстремумів напружень (наприклад, в зоні кромки КЗ поршня) визначалася на основі напружено-деформованого стану (НДС) поршня у пружній постановці з використанням принципу Нейбера.

Аналіз і вибір методів для опису процесу повзучості в матеріалі деталей камери згоряння швидкохідного дизеля. Останнім часом у ряді робіт [6, 12] показано, що руйнування деталей КЗ ДВЗ не обмежено пружними процесами у деформованому матеріалі. Це пов'язано з іншою специфічною особливістю нестационарних експлуатаційних навантажень і деформацій, властивою теплонапруженим деталям КЗ форсованих швидкохідних дизелів. Йдеться про їх можливе і істотне пластичне розміцнення. Тому з урахуванням можливих перегрівів деталей КЗ перспективних дизелів значний інтерес представляє вивчення процесу нестационарної повзучості конструкційних матеріалів, лімітує тривалу міцність деталей КЗ ДВЗ в умовах циклічно змінюваних температур і напружень не тільки за параметром руйнування, але і за параметром формозміни.

Залежність тривалої міцності матеріалу від накопичених пластичних ушкоджень (у процесі повзучості) до моменту руйнування підтверджується даними обробки результатів великого обсягу експериментів [12]. Більшість цих даних відноситься до стаціонарної повзучості конструкційних матеріалів.

Реакцією матеріалу на прикладання зовнішнього навантаження є його деформація - або пружна (оборотна), або пластична (необоротна). Остання виникає, якщо прикладене навантаження перевищує межу текучості матеріалу.

Пластична деформація, обумовлена тривалою дією навантаження, іменується деформацією повзучості або просто повзучістю.

Необхідно відзначити, що процес повзучості інтенсивніше протікає при підвищеній температурі. Для сталевих і чавунних деталей явище повзучості істотне вже при температурі вище 300 °С. Для ряду матеріалів, наприклад, для металів з низькою температурою плавлення (алюміній, дюралюміній тощо) або для високополімерних матеріалів, явище повзучості досить помітне і при $t = 300$ °С.

Таким чином, процес повзучості є характерним для елементів конструкцій КЗ форсованих перспективних швидкохідних дизелів [12]; він може привести до руйнування (появи тріщин) або формозміни деталей навіть при напруженнях нижче межі пружності.

Процес повзучості умовно розділяється на три стадії (рис. 2). Тут I – ділянка АВ, що характеризується спадною швидкістю накопичення деформації повзучості, який має назву несталої

повзучості; II – ділянка ВС характеризується постійною швидкістю накопичення деформації повзучості і називається сталою повзучістю; III – ділянка СД, що характеризується збільшенням швидкості деформації і наступним потім руйнуванням і називається прискореною повзучістю.

Зауважимо, що ділянка ОА відповідає початковій деформації, що виникає в момент навантаження і визначається температурою, навантаженням і швидкістю прикладання навантаження.

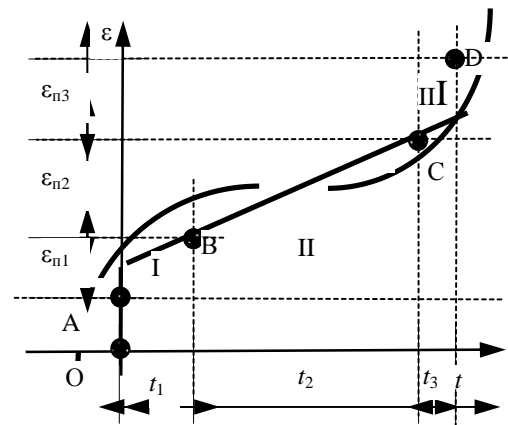


Рисунок 2 – Крива повзучості матеріалу при постійних діючих напруженнях і температурі

Для опису швидкості повзучості набули поширення феноменологічні залежності, побудовані на апроксимації експериментальних даних. Для випадку стаціонарної (постійної) температури такими можуть бути:

ступенева

$$\dot{\epsilon}_n = B \cdot \sigma^n ; \quad (10)$$

експоненціальна

$$\dot{\epsilon}_n = k \cdot \exp \frac{\sigma}{\sigma_{\%}} ; \quad (11)$$

гіперболічного синуса

$$\dot{\epsilon}_n = k \cdot s h \frac{\sigma}{s} , \quad (12)$$

де B, n, k і s – постійні матеріалу при заданій температурі.

Для матеріалу із зміцненням при постійній температурі і навантаженні процес повзучості можна описати співвідношенням :

$$\dot{\epsilon}_n = A \left[\frac{\sigma}{1 - \omega^n} \right]^n \cdot (1 + C p^{-\alpha}) ; \quad \epsilon_n(0) = 0 ; \quad (13)$$

$$\dot{\omega} = B \cdot \left[\frac{\sigma}{1 - \omega^{r_2}} \right]^k ; \quad \omega(0) = 0 . \quad (14)$$

Тут параметр $\omega(t)$ характеризує ступінь пошкодження матеріалу, причому $0 \leq \omega(t) \leq 1$.

Коефіцієнти C і α характеризують стадію несталості повзучості, A і n – стадію усталеної повзучості, B, r_1, r_2 і k описують процес наростання пошкодження. Всі ці коефіцієнти можна визначити методом найменших квадратів, маючи в своєму розпорядженні експериментальні криві повзучості.

Застосування наведених рівнянь обмежується випадком стаціонарно (постійно діючого) навантаження. Специфіка експлуатації двигуна пов'язана з нестационарними (змінними) температурою і напруженням, тому для розрахунку тривалої міцності його деталей при довільному законі зміни навантаження необхідно застосовувати теорії нестационарної повзучості, засновані на концепціях механіки деформованого твердого тіла, що встановлюють зв'язок між деформацією, напруженнями, часом та іншими параметрами навантаження.

Одна з таких теорій старіння заснована на гіпотезі про існування залежності між деформацією, напруженнями і часом при фіксованій температурі:

$$f(\varepsilon_n, \sigma, t) = 0 \text{ або } \varepsilon_n = f(\sigma, t). \quad (15)$$

Особливість цієї теорії полягає в можливості її використання для розрахунку кривих процесу повзучості за даними експерименту, а недолік пов'язаний з тим, що у рівняння повзучості, засновані на теорії старіння, фактор часу входить в явному вигляді, і вони виявляються не інваріантні до початку відліку часу. У зв'язку з цим у разі різкої зміни навантаження розрахунки можуть виявитися недостовірними.

Інша теорія – течії передбачає існування функціональної залежності між швидкістю деформації повзучості, напругою і часом при фіксованій температурі:

$$f(\dot{\varepsilon}_n, \sigma, t) = 0 \text{ або } \dot{\varepsilon}_n = f(\sigma, t). \quad (16)$$

Така теорія має ті ж вади, що й теорія старіння.

І, нарешті, теорія зміцнення передбачає функціональну залежність між деформацією повзучості, швидкістю деформації і напруженням:

$$f(\varepsilon_n, \dot{\varepsilon}_n, \sigma) = 0 \text{ або } \dot{\varepsilon}_n = f(\varepsilon_n, \sigma). \quad (17)$$

При цьому передбачається, що мірою зміцнення матеріалу є накопичена деформація повзучості, причому час в явному вигляді у рівняння теорії зміцнення не входить. Для структурно стійких матеріалів теорія дає можливість отримати цілком

надійні результати. Існують і інші теорії повзучості. Майже всі вони свій розвиток отримали в роботах Работнова Ю.Н.

У результаті узагальненої гіпотези про пластичні деформації матеріалу можна надати залежністю швидкості повзучості від напружень, температури і кінцевого числа структурних параметрів, що відслідковують структурні зміни в матеріалі:

$$\dot{\varepsilon}_n = f(\sigma, T, q_1, q_2, \dots, q_n) \cdot i=1, n. \quad (18)$$

Як структурні параметри можуть розглядатися різні величини. У теорії зміцнення, наприклад, – це накопичена деформація повзучості ε_n . Структурним параметром може виступати і ступінь пошкодження ω , який у процесі розвитку повзучості змінюється від 0 у вихідному стані до 1 при руйнуванні.

Для достовірного опису процесу нестационарної повзучості в матеріалах поршнів швидкохідних дизелів необхідне проведення спеціальних досліджень в умовах нестационарних термомеханічних навантажень з характеристиками, адекватними моделі експлуатації дизеля.

Відповідно до цього на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП» виконано дослідження процесу повзучості поршневого сплаву АЛ25 [12] в умовах циклічно змінюваних температур і напружень для двох найбільш характерних інтервалів зміни останніх (температури в межах $200 \leftrightarrow 300$ °С; напружень у межах $25 \leftrightarrow 6,4$ МПа і $50 \leftrightarrow 30$ МПа), що відповідає інтервалах зміни теплонапруженого стану різних конструкцій поршнів при роботі форсованих швидкохідних дизелів за циклом: холостий хід \leftrightarrow режим номінальної потужності [12]. Зміна температури (зразка) здійснювалося за пилкоподібним законом, а навантаження – за законом, близьким до прямокутного, що дало можливість імітувати найбільш важкі режими роботи дизелів в експлуатації [3]. Всього перевірено 6 варіантів поєднань інтервалів змін температур, напружень і тривалості циклу (див. табл. 1), причому кожному варіанту відповідали випробування трьох зразків.

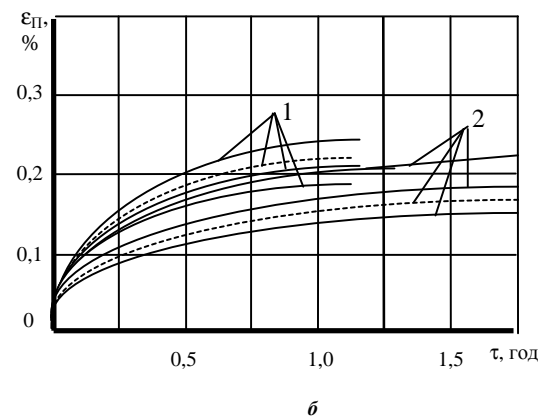
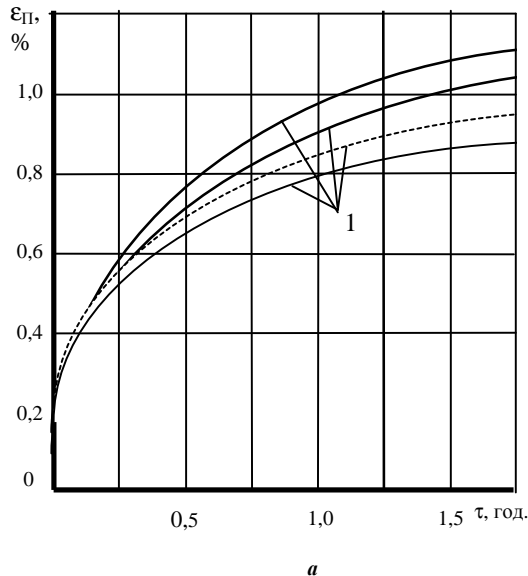
Таблиця 1 – Інтервали змін температур, напруг і тривалості циклу при експериментальному дослідженні повзучості сплаву АЛ25

№ варіанта	$t, ^\circ\text{C}$	$\sigma, \text{МПа}$	$\tau_{\text{ц}}, \text{хв}$
1	200 \leftrightarrow 300	25 \leftrightarrow 6,4	6
2			12
3		50 \leftrightarrow 30	6
4	230 \leftrightarrow 330	25 \leftrightarrow 6,4	7
5			7
6		50 \leftrightarrow 30	18

Випробування проводилися на модернізованій машині АІМА5-2 [12] в умовах нестационарного стиснення за допомогою описаного в [19] реверсивного

пристрою. Робоча довжина випробовуваних зразків становила 20 мм, діаметр – 10 мм. Оцінка деформації зразків проводилася за допомогою тензометра машини АІМА5-2 стрілочними індикаторами переміщень з ціною поділки 0,001 мм.

Отримані експериментальні криві повзучості поршневого сплаву АЛ25 представлені на рис. 3, 4 [12]. Як видно з рисунків, істотний вплив на процес повзучості, поряд з діючими температурами і напруженнями, здійснює і тривалість циклу.



1 – $\tau_{ц} = 6$ хв; 2 – $\tau_{ц} = 12$ хв.

Рисунок 3 – Криві повзучості поршневого сплаву АЛ25 при нестаціонарній циклічній зміні температури в межах $200 \leftrightarrow 300^\circ\text{C}$, ступеневу зміні напружень і різних тривалостях циклу:
а – $\sigma = 50 \leftrightarrow 30$ МПа; б – $\sigma = 25 \leftrightarrow 6,4$ МПа;

На основі наведених результатів В.А. Пильовим було висунуто припущення, що в інтервалах зміни робочих температур і напружень, характерних для поршнів швидкохідних дизелів, коефіцієнти

співвідношень, що описують процес циклічної повзучості, практично не залежать від рівня діючих температур і напружень, а залежать тільки від тривалості циклу. Тоді відповідно до теорії зміцнення, процес повзучості в умовах циклічного термомеханічного навантаження можна представити таким виразом [12]:

$$\dot{\epsilon}_{п} = A_{д} \sigma^n (1 + D_{д} \cdot \epsilon_{п}^{-\alpha_{д}}), \quad \epsilon_{п}(0) = 0, \quad (19)$$

або з урахуванням залежності коефіцієнта від температури [18]:

$$\epsilon_{п} = A_{од} \cdot \exp\left(-\frac{k}{T}\right) \sigma^n (1 + D_{д} \cdot \epsilon_{п}^{-\alpha_{д}}), \quad \epsilon_{п}(0) = 0. \quad (20)$$

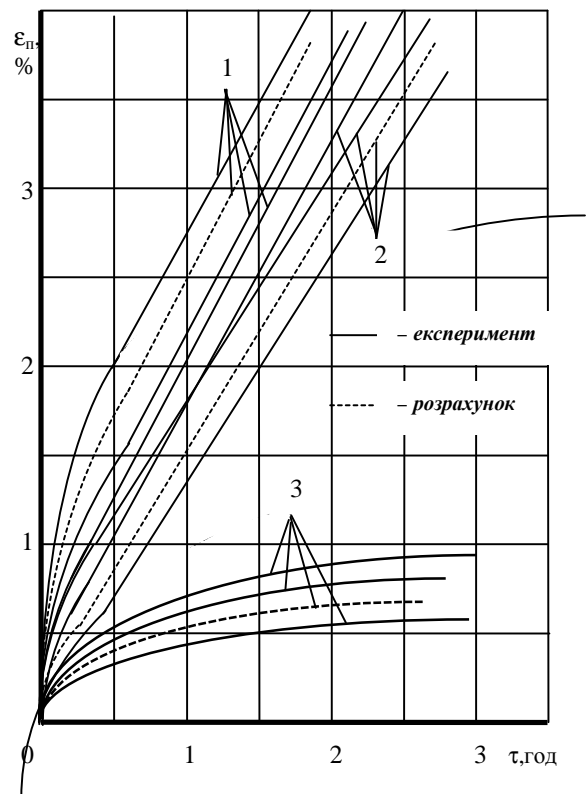


Рисунок 4 – Криві повзучості поршневого сплаву АЛ25 при нестаціонарному циклічному зміні температури в межах $230 \leftrightarrow 330^\circ\text{C}$, ступеневу зміні напружень і різних тривалостях циклу:

1 – $\sigma = 50 \leftrightarrow 30$ МПа, $\tau_{ц} = 7$ хв.;

2 – $\sigma = 50 \leftrightarrow 30$ МПа, $\tau_{ц} = 18$ хв.;

3 – $\sigma = 25 \leftrightarrow 6,4$ МПа, $\tau_{ц} = 7$ хв.

Тут усі коефіцієнти з індексом «д» є функціями, залежними від тривалості циклу термомеханічного навантаження матеріалу.

Вихідні криві повзучості, наведені на рис. 3 і 4,

оброблені з використанням методу найменших квадратів; значення отриманих коефіцієнтів представлені в табл. 2.

При цьому виявлено, що коефіцієнти не залежать від параметрів циклу навантаження і можуть бути ідентифіковані на основі результатів обробки експериментальних даних в умовах статичної повзучості.

Таблиця 2 – Коефіцієнти статичної та циклічної повзучості сплаву АЛ25

Час циклу, хв.	Коефіцієнти повзучості				
	$A_{од}$	n	k	D_d	α_d
Стационарний режим *)	$2,43 \cdot 10^9$	5,68	26580	0,256	1,05
6	$6,53 \cdot 10^{10}$	5,68	26580	1,6	1,61
7	$5,59 \cdot 10^{10}$				1,59
12	$3,84 \cdot 10^{10}$				1,5
18	$3,23 \cdot 10^{10}$				1,64

* – дані роботи [12].

З табл. 2 видно, що значення коефіцієнта в умовах циклічного навантаження більш, ніж у 6 разів перевищує значення цього коефіцієнта, отримане при статичному навантаженні матеріалу.

У досліджених інтервалах зміни температур, напружень і тривалості циклу, його значення можна приймати практично незмінним. Це означає, що цей коефіцієнт для сплаву АЛ25 чутливий до виду навантаження, але мало чутливий до зміни тривалості циклу навантаження. Для коефіцієнта, який спільно з коефіцієнтом визначає процес зміцнення матеріалу на першій стадії повзучості, характерна лінійна залежність від тривалості циклу. Його значення порівняно зі стаціонарними умовами навантаження матеріалу зростає в 1,5 і більше разів.

Коефіцієнт (що характеризує неусталену стадію повзучості) при великих тривалостях циклу термомеханічного навантаження (12–18 хв.) слабо залежить від тривалості аналізованого циклу, а зі зменшенням тривалості цього циклу з 12 до 6 хв. його значення зростає більш, ніж в 1,6 рази.

Таким чином, тривалість циклу нестационарного навантаження поршневого сплаву АЛ25 чинить істотний вплив як на першу, так і на другу стадію повзучості.

Емпіричні залежності значень коефіцієнтів і від часу циклу :

$$A_{од} = \frac{\tau_u + 4,358}{4,453 \cdot e^{-11} \cdot \tau_u - 1,084 \cdot e^{-10}}, \quad \alpha_d = 1,713 - 0,0174 \cdot \tau_d \quad (21)$$

Розрахункові криві повзучості, отримані на

основі виразів (20), (21) і даних табл. 2, наведені на рис. 3, 4. З рисунків видно, що теоретичні криві повзучості досить добре описують протікання реального процесу.

На підставі поданих результатів можна зробити висновок, що запропонована методика розрахунку повзучості в умовах термомеханічного циклічного навантаження матеріалу може використовуватися для оцінки впливу параметрів перехідних процесів роботи двигуна на даний процес, а також може бути покладена в основу розрахунків тривалої міцності поршнів швидкохідних дизелів з урахуванням моделі експлуатації двигуна, в тому числі і включає відомості про частоту змін режимів роботи останніх.

Метод оцінки накопичених ушкоджень в матеріалі поршня в умовах дії низькочастотної циклічної повзучості. Умови експлуатації швидкохідних дизелів характеризуються наявністю спектра характерних режимів роботи, що відрізняються величинами навантажень, частот обертання колінчастого вала, а, отже, рівнями температур і напружень [3].

Питання вичерпання міцності матеріалу в подібних випадках зазвичай пов'язують з уявленнями про накопичення пошкоджень. Урахування впливу кожного з режимів навантаження деталі на її тривалу міцність здійснюють на основі принципу підсумовування пошкоджень, накопичених на відповідних режимах роботи. При цьому для урахування частки накопичених пошкоджень повзучості найбільшого поширення набули часовий, деформаційний і енергетичний критерії.

Відповідно до часового критерію міцності величина накопичених пошкоджень може бути визначена виходячи з виразу [12]:

$$d_s = \int_0^{\tau_q^*} \frac{d\tau}{\tau_q^*}, \quad (22)$$

де τ_q^* – час до руйнування при заданих температурі і напруженнях, що діють на q-тому режимі навантаження;

τ^* – шукане час до руйнування.

Згідно виразу (22) передбачається, що руйнування матеріалу настає в момент часу τ^* , відповідний умові $d_s = 1$, а розрахунок накопичення ушкоджень є нескладним завданням [12].

Однак, лінійне підсумовування викликаних повзучістю пошкоджень у ряді випадків виявляється неправомірним – величина в момент руйнування може змінюватися у великому інтервалі і не дорівнювати одиниці. Цього недоліку позбавлений критерій, запропонований В.В. Москвітіним:

$$d_s = \int_0^{\tau_q^*} (\tau_q^* - \tau)^m \frac{d\tau}{(\tau_q^*)^{(1+m)}}, \quad (23)$$

де m – константа матеріалу, уточнювана за результатами експерименту. Його використання стосовно матеріалів деталей КЗ ДВЗ вимагає проведення спеціальних експериментальних досліджень з метою визначення коефіцієнта. У разі рівності зазначеного коефіцієнта нулю правомірно повернутися до виразу (22).

Поряд з часовим критерієм урахування тривалості міцності використовується і деформаційний критерій:

$$d_s = \int_0^{e_f} \frac{de}{\epsilon_f}, \quad (24)$$

де e – одностороннє накопичення деформації у процесі навантаження;

e_f – одностороннє накопичення деформації у момент руйнування;

ϵ_f – характеризує пластичність матеріалу, що отримується з випробувань на тривалу міцність.

Відповідно до рівняння (24), критичне значення параметра $d_s = 1$ визначається з умови вичерпання існуючої пластичності.

Деформаційний критерій при експериментальній перевірці задовільно підтверджується лише в певних інтервалах зміни температур і напружень, а також в разі відсутності невідновлених стадій повзучості. Для більшості матеріалів і сплавів результати оцінки часу до руйнування за цим критерієм завищені. Тому в розрахунках перевага віддається часовому критерію.

Крім перерахованих вище, на практиці також використовують енергетичний критерій, де за міру пошкодження приймають розсіяну енергію внутрішніх напружень на деформаціях повзучості. Її величина визначається з виразу:

$$u = \int_0^{\tau} \dot{\epsilon}_m \cdot \sigma \cdot d\tau, \quad (25)$$

де σ – напруження.

Згідно енергетичного критерію, частка накопичених пошкоджень визначається як

$$d_s = \int_0^{\tau^*} \frac{du}{U^*}. \quad (26)$$

Тут U^* – розсіяна енергія при руйнуванні.

Енергетичний критерій заснований на твердженні, що руйнування внаслідок повзучості починається після досягнення критичного значення величини даної енергії, властивої даному матеріалу і

не залежить від виду навантаження, значень діючих напружень і температур.

Рівняння (26) досить добре узгоджується з експериментальними даними, отриманими для різних матеріалів в умовах постійних температур і напружень при досить широкому діапазоні зміни навантажень.

Подібні дослідження матеріалів деталей КЗ ДВЗ проведені на кафедрі ДВЗ НТУ «ХП» та підтверджена можливість використання критерію виду:

$$d_\tau = \frac{1}{U^*} \int_0^{\tau^*} \dot{\epsilon} \sigma d\tau. \quad (27)$$

Особливо підкреслимо, що робота автомобільних і тракторних дизелів характеризується частими і різкими змінами експлуатаційних режимів.

Оцінка накопичення пошкоджень від повзучості при цьому припускає розбивку представленого циклу на окремі інтервали, з визначенням частки накопичених пошкоджень на кожному з них.

Використання часового критерію при цьому призводить до необхідності вирішення завдання в квазістаціонарній постановці:

$$d_s = \sum_i \tau_i / \tau_i^*, \quad (28)$$

де i – загальна кількість інтервалів розбиття всіх температурних циклів роботи двигуна у прийнятій моделі експлуатації;

τ_i – тривалість одного інтервалу розбивки температурного циклу;

τ_i^* – час до руйнування матеріалу на даному розрахунковому інтервалі (при конкретному теплонапруженому стані).

Ясно, що такий підхід вимагає додаткових експериментальних досліджень із підтвердження правомірності його використання в разі дії нестационарних (змінних) температур і напружень.

Розглядаючи енергетичний критерій, слід зазначити, що в роботах О.В. Сосніна неодноразово вказується на те, що критична величина питомої енергії розсіювання не залежить від виду навантаження і може бути визначена на основі кривих повзучості, отриманих в умовах постійно діючих температур і напружень. Тоді стосовно до досліджуваних умов навантаження, енергетичний критерій можна подати у вигляді:

$$d_s = \frac{\sum_k \dot{\epsilon}_k \cdot \sigma_k \cdot \tau_k}{U^*}. \quad (29)$$

У літературі є відомості про правомірність використання принципу лінійного підсумовування

пошкоджень на основі розглянутого критерію для цілого ряду матеріалів. При цьому, лінійне підсумовування пошкоджень справедливо в разі виконання умови подібності діаграм розсіювання енергії в процесі повзучості, отриманих при різних температурах, напруженнях і видах навантаження.

Таким чином, можна стверджувати, що використання енергетичного критерію для оцінки накопичених ушкоджень повзучості в умовах дії змінних температур і напружень може виявитися кращим. Однак, його використання для матеріалів деталей КЗ вимагає визначення критичного значення питомої енергії розсіювання і перевірки умови подібності діаграм розсіювання енергії в процесі повзучості, отриманих для розглянутих матеріалів при різних температурах, напруженнях і видах навантаження.

Для цих цілей в [12] оброблені дані на повзучість поршневого сплаву АЛ25 в умовах постійної дії температур і напружень як при розтягуванні, так і при стисканні.

Критичне значення величини питомої енергії розсіювання у процесі повзучості визначалося, виходячи з чисельника співвідношення (29), а швидкість повзучості і входять до її рівняння коефіцієнти – з (19) [12]. Дослідження проводилися для рівнів температур 250° С, 300° С і 330° С в інтервалі напружень від 30 до 100 МПа (табл. 3, 4). В умовах розтягування дослідження проводилося до руйнування матеріалу, а при стисненні – до появи перших тріщин [12].

Таблиця 3 – Результати розрахунків часу до руйнування поршневого сплаву АЛ25 (розтягування)

$t, ^\circ\text{C}$	σ , МПа	τ^* , год	τ^{85} , год	δ_τ^{85} , %	τ^{950} , год	δ_τ^{950} , %
250	100	14,33	11,0	17,56	14,89	3,91
	90	26,08	21,5	23,24	27,08	3,83
	70	108,7	110	1,21	114,9	5,75
300	60	5,48	4,4	19,66	5,69	3,93
	50	15,43	14,1	8,61	16,03	3,87
	45	28,07	27,6	1,67	29,15	3,85
	40	54,8	56,3	2,74	56,91	3,85
330	50	2,07	1,55	24,98	2,15	4,02
	40	7,34	6,7	8,69	7,63	3,91
	30	37,6	38,8	3,19	39,06	3,88

На підставі твердження, що критичне значення розсіяної в процесі повзучості енергії не залежить від виду навантаження, стосовно до поршневого сплаву АЛ25 як граничне значення шуканої енергії була прийнята величина $U^* = 950$ МПа. При обраному значенні похибки визначення часу до руйнування при розтягуванні не перевищують 6%, а при стисненні – 24%.

Таблиця 4 – Результати розрахунків часу до руйнування поршневого сплаву АЛ25 (стиснення)

τ^* , час	τ^{950} , час	δ_τ^{950} , %
8	9	10
140,4	118	7,8
255,4	235	16,01
1064	1180	10,28
53,6	44,5	18,35
151,0	145	4,6
274,9	283	1,8
536,6	604	11,1
20,23	15,5	23,64
71,86	65,5	9,03
368,3	414,8	11,2

Таким чином, на основі проведеного аналізу можна зробити висновок про допустимість використання енергетичного критерію при врахуванні впливу процесу нестационарної повзучості на тривалу міцність поршнів швидкохідних дизелів, виконаних з алюмінієвого сплаву АЛ25. При цьому, як критерій оцінки граничного з точки зору повзучості стану досліджуваного матеріалу слід приймати величину питомої енергії розсіювання, рівну 950 МПа [12].

Методика прогнозування тривалої міцності кромки КЗ поршня з урахуванням моделі експлуатації швидкохідного дизеля. В роботі Тимохіна А.В. представлена методика оцінки міцності і довговічності, що базується на результатах розрахунку НДС методом скінчених елементів і на використанні принципу Нейбера, який дає можливість врахувати вплив пластичної деформації на окремі граничні стани при використанні результатів розрахунків у пружній постановці. При цьому, реальна модель експлуатації дизеля не враховується. Оцінка часу до руйнування кромки КЗ поршня здійснюється за кількістю циклів до появи магістральної тріщини. Розглядається цикл навантаження холостий хід – режим номінальної потужності двигуна.

У роботах Белова В.П. і Лизунова А.А. теоретична основа розробки методики розрахункової оцінки термостійкості крайок КЗ поршнів включає два етапи.

На першому етапі обґрунтовується підхід до оцінки граничного стану кромки КЗ з використанням лінійного закону підсумовування пошкоджень.

Накопичене сумарне пошкодження складається з пошкоджень на режимі номінальної потужності, перехідних режимах і режимі холостого ходу відповідно, тобто

$$d = d_n + d_n + d_x \quad (30)$$

Пошкодження на режимах холостого ходу і

номінальної потужності викликані високочастотними змінами тиску і температури в КЗ і залежать від параметрів робочого циклу двигуна.

Пошкодження на перехідних режимах виникають в умовах розвинених циклічних пластичних деформацій в зоні кромки КЗ. Тому для оцінки пошкоджень від малоциклової втоми найбільш універсальним (на думку авторів) можна вважати деформаційно-кінетичний критерій, розроблений колективом Інституту машинознавства. Цей критерій базується на лінійному підсумовуванні втомних і квазістатических ушкоджень, які можна визначати з виразу

$$d_n = d_f + d_s . \quad (31)$$

Вважається, що руйнування настає, якщо сумарне пошкодження досягає граничного значення.

Втомне малоциклове пошкодження за N циклів визначається за формулою

$$d_f = \frac{N}{N_p} , \quad (32)$$

де N_p – число циклів до руйнування.

Число циклів до руйнування в залежності від розмаху пластичної деформації визначається за рівнянням малоциклової втоми Коффина:

$$N_p = \left(\frac{\epsilon_s(T)}{2\Delta\epsilon^p} \right) , \quad (33)$$

де $\epsilon_s(T)$ – гранична пластичність матеріалу (відносне подовження при розриві);

$2\Delta\epsilon^p$ – ширина петлі пружного гістерезиса.

Квазістатичне пошкодження внаслідок однобічно накопиченої деформації може бути визначена наступним чином:

$$d_s = \frac{\Delta e^p N}{\epsilon_s(T)} , \quad (34)$$

де Δe^p – односторонній зсув петлі пружного гістерезиса за один цикл.

Тоді число циклів до руйнування (поява макротріщини) визначається за формулою:

$$N = \left[\left(\frac{2\Delta\epsilon^p}{\epsilon_s(T)} \right)^2 + \frac{\Delta e^p}{\epsilon_s(T)} \right]^{-1} . \quad (35)$$

Попередній розрахунок за цим критерієм при мініальному і максимальному значеннях граничної пластичності (ϵ_s) матеріалу показав, що число

циклів до руйнування складало відповідно – 400 і 4900. Така відмінність обумовлена неізотермічністю процесу і суттєвою залежністю від температури.

У зв'язку з цим для проведення коректного розрахунку далі запропоновано критерій, узагальнений на неізотермічне навантаження, що враховує число перехідних процесів і температуру на конкретних напівциклах нестационарних навантажень.

Недоліком цієї методики є використання в розрахунковій моделі пружно-пластичного поведінки матеріалу без урахування його повзучості, що не призводить до зміни діаметра кромки КЗ, що спостерігається в ряді експериментів [12]. Аналогічно роботам Тимохіна А.В. модель експлуатації двигуна не враховується.

Розроблена Іванченком О.Б. методика оцінки термоусталеної міцності поршнів форсованих дизелів заснована на розв'язанні нестационарної задачі теплопровідності і термпружності в осесиметричній постановці. Використовуються принцип Нейбера і модифіковане рівняння Морроу. Модель експлуатації дизеля не враховується.

У роботі Пилова В.А. [12] розглянуті питання оцінки тривалої міцності деталей КЗ з урахуванням моделі експлуатації двигуна. За основу взята методика оцінки тривалої міцності поршнів, розроблена А.Ф. Шеховцовим. Доповнення методики виконано в частині урахування накопичених пошкоджень від повзучості. До недоліків методики відноситься врахування процесу повзучості лише на стаціонарних режимах роботи двигуна.

В роботі Абрамчука Ф.І. [13, 14] пропонується методика розрахункової оцінки втомної і тривалої міцності деталей камер згорання швидкохідних дизелів для конкретних моделей експлуатації тракторних і комбайнових дизелів. Фізичне моделювання процесу накопичення пошкоджень на реальному поршні з метою підвищення достовірності експериментальних даних проведено на оригінальному стенді для термоциклювання натурних поршнів.

Оцінка накопичених пошкоджень від термовтоми і повзучості проводилася за допомогою критерію, що базується на лінійному підсумовуванні втомної і квазістатичої (від повзучості) складових

$$d_f + d_{\tau} = \int_1^{N_f} \frac{dN}{N_{pi}} + \int_0^{\tau^*} \frac{d\tau}{\tau_i^*} = 1 , \quad (36)$$

де N_f – число циклів до появи тріщини;

N_{pi} – число циклів до руйнування, яке визначається по кривій втомної міцності при розгляді форми циклу навантаження;

τ^* – час до появи тріщини;

τ_i^* – час до руйнування, яке визначається за кривою тривалої міцності при заданих температурі і напруженнях (при розрахунку використовувалося рівняння Б. Поспішила).

Розрахунок накопичених пошкоджень від повзучості найбільш навантажених зон поршнів в [13, 14] виконаний в такий спосіб. Цикл зміни температури (і напружень) розбивався на 30 рівних ділянок. На кожній ділянці приймалися середні значення температур і напружень. Дійсні окружні напруження за даними пружного розрахунку поршня уточнювалися, виходячи з принципу Нейбера. Знаючи дійсні напруження і температуру на кожній ділянці циклу, можна розрахувати деформацію повзучості. Напруження в кінці останньої ділянки розбиття за відомою деформацією повзучості визначається з принципу Нейбера. Гранична довговічність встановлюється за рівнянням Б. Поспішила з урахуванням спільного впливу нестационарних низькочастотних і високочастотних навантажень.

Недоліком цієї методики є урахування накопичених пошкоджень повзучості в (36) на основі часового критерію міцності, що вимагає додаткової експериментальної перевірки і використання рівняння Москвітін (23).

У роботах Левтерова А.М. уточнення (36) виконано шляхом використання при розрахунку другого додатку енергетичного критерію міцності (27):

$$d_f + d_\tau = \int_1^{N_f} \frac{dN}{N_{pi}} + \frac{1}{U^*} \int_0^{\tau^*} \dot{\epsilon} \sigma d\tau = 1 \quad (37)$$

Особливо підкреслимо, що у всіх представлених роботах питання про порядок чергування експлуатаційних режимів роботи дизеля (історії його навантаження) не розглядається. Це в загальному випадку може впливати на час до руйнування кромки

Таким чином, з урахуванням проведеного аналізу, за основу методики оцінки тривалої міцності кромки КЗ поршня може бути прийнято вираз виду (37) з урахуванням впливу історії нестационарного навантаження двигуна на процес руйнування цієї кромки.

При цьому для прогнозування опору пружного і пластичного руйнування поршнів може бути прийнята методика, розроблена А.Ф. Шеховцовим і уточнена Ф.І. Абрамчуком, В.А. Пиловим, яка враховує спільне вплив низькочастотної втоми і повзучості на процес накопичення пошкоджень, а також конкретну модель експлуатації двигуна. Вихідним рівнянням зазначеної методики є вираз (37).

Слід зауважити, що до теперішнього часу питань прогнозування ресурсу роботи кромки КЗ поршнів з урахуванням прийнятої моделі експлуатації двигуна, тобто при нестационарних

навантаженнях, приділялася недостатня увага. Тут відкритими є питання врахування впливу історії навантаження двигуна на тривалу міцність кромки КЗ поршня, а також оцінки впливу різних перехідних процесів в загальній моделі експлуатації дизеля на накопичення пошкоджень в зоні зазначеної кромки.

За умови вирішення цих двох проблем можна говорити про можливість оцінки опору пружного і пластичного руйнування кромки КЗ на початкових стадіях проектування поршня.

Для використання зазначеної методики необхідно реалізувати ряд попередніх етапів прогнозування тривалої міцності КЗ поршнів:

- визначити тепловий стан поршня на всіх експлуатаційних режимах роботи двигуна у прийнятій моделі експлуатації;
- визначити напружено-деформований стан поршня на цих режимах;
- встановити закидання і просадки термпружних напружень, які виникають в особливо теплонапружених зонах поршнів внаслідок різких переходів роботи двигуна з одного експлуатаційного режиму на інший;
- ідентифікувати коефіцієнти в залежності для визначення частки накопичених пошкоджень від втоми та повзучості.

Очевидно, що на ранніх стадіях проектування поршня в ході пошуку конструкції, що задовольняє вимогам технічного завдання, виникає необхідність в багаторазовій перебудові вихідної інформації і проведенні повторних (варіантних) обчислень. Крім того, оскільки розрахунки ведуться з урахуванням конкретної моделі експлуатації, то необхідно отримувати дані про тепловий і напружено-деформований стан поршня не для конкретного стаціонарного режиму, а для всіх режимів роботи двигуна в прийнятій моделі експлуатації. Ясно, що такі розрахунки можуть бути досить ефективно і раціонально виконані тільки при використанні методів і засобів САПР.

В першу чергу вирішення зазначеного комплексу питань пов'язано з визначенням граничних умов (ГУ) в задачі теплопровідності. У загальному випадку задача теплопровідності і термпружності має вирішуватися у нестационарній постановці. Така задача вирішена в роботі А.М. Левтерова при відомих ГУ на стаціонарних режимах роботи двигуна. Достовірна зміна граничних умов в перехідному процесі досягнуто відповідним вибором керуючих функцій. Однак аналіз, виконаний в [3], свідчить, що при використанні існуючих методик оцінки ГУ 3-го роду для поршнів дизелів з турбонадувом, розбіжність експериментальних і розрахункових температур на стаціонарних режимах досягає 12-20% в залежності від рівня форсування дизеля. Ясно, що така похибка є неприпустимою; тому необхідно вживати заходів

щодо уточнення прийнятих ГУ. Останнє зазвичай досягається шляхом розв'язання оберненої задачі теплопровідності, тобто передбачає проведення експериментальних досліджень.

Отже, актуальною є задача достовірної оцінки ГУ 3-го роду на початкових стадіях проектування двигуна, ще до проведення експериментів.

Для встановлення напружено-деформованого стану поршня крім його теплового стану, в якості вихідних даних необхідно додатково знати характеристики міцності матеріалу. Такі характеристики представлені, наприклад, в [4, 9–14].

Розрахунок нестационарного напружено-деформованого стану (НДС) поршня методом скінченних елементів займає значний розрахунковий час навіть для сучасних ЕОМ. Тому при визначенні НДС в роботі Левтерова А.А. пропонується визначати закидання і зкидання напружень, використовуючи критерій Предводітелева з подальшою апроксимацією залежності напружень від часу сплайном 3-го порядку.

При дослідженні напружено-деформованого стану поршнів в умовах нестационарного навантаження дизеля для апроксимації закону зміни температур в зоні КЗ поршня зазвичай використовують експонентну залежність виду [13, 14]:

$$T = T_{\max} - (T_{\max} - T_{\min}) \cdot e^{-k\tau}, \quad (38)$$

де T_{\max} , T_{\min} – максимальна і мінімальна температури циклу;

k – показник експоненти зміни температури елемента деталі, визначається при обробці розрахункової кривої зміни температури;

τ – час.

Були отримані апроксимуючі залежності, що дають можливість визначати показник експоненти для кромки камер згоряння поршнів з різними типами КЗ:

$$k = a_1 + b_1 \Delta T, \quad (39)$$

де $\Delta T = T_{\max} - T_{\min}$ – перепад температур,

a_1 , b_1 – коефіцієнти, що залежать від форми КЗ і розмірів поршня і визначаються шляхом розв'язання нестационарної задачі теплопровідності.

Результати розрахункових і експериментальних досліджень [13, 14] дають можливість зробити висновок про суттєвий вплив на накопичення пошкоджень від втоми та повзучості наявності закидів і скидів напружень на перехідних режимах роботи двигуна. Визначення зазначених закидів і просядок пропонується виконувати, використовуючи число (критерій) Предводітелева Pd . Причому, чим більше значення, тим швидше досягається максимум термопружних напружень і тим більше величина

закидів (осідань) напружень, що виникають при набиранні (скиданні) навантаження дизеля.

Число Предводітелева характеризує темп прогрівання (охолодження) елемента деталі і залежить від теплофізичних властивостей матеріалу, конструкції деталі, умов теплообміну і визначається залежністю

$$Pd = \frac{kr^2}{a}, \quad (40)$$

де k – показник експоненти зміни температури елемента деталі;

r – характерний геометричний розмір деталі;

a – коефіцієнт теплопровідності матеріалу деталі.

Отримано лінійні залежності між значеннями закидів термічних напружень і числом Предводітелева для кромки різних типів КЗ:

$$\Delta\sigma = a_2 + b_2 \cdot Pd. \quad (41)$$

Таким чином, маючи значення числа Предводітелева для конкретного елемента конструкції і конкретного перехідного (експлуатаційного) режиму двигуна, можна визначити відповідний йому закид термопружних напружень. Величини r і a для будь-якої конкретної конструкції постійні і значення критерію Pd згідно (40) залежить тільки від показника експоненти k . У свою чергу, показник експоненти залежить від закону зміни температури при переході елементів конструкції з одного теплового стану в інше. Отже, можна стверджувати, що темп прогрівання визначається величиною показника експоненти і перепадом температур між початковим і кінцевим усталеними тепловими режимами.

Виходячи з вищесказаного, послідовність визначення закидів (осідань) термопружних напружень при набиранні (скиданні) навантаження двигуна наступна:

- 1) відшукується перепад температур між кінцевими усталеними тепловими режимами;
- 2) розраховується показник експоненти з (39);
- 3) відповідно до (40) визначається число Предводітелева;
- 4) обчислюється закид напружень з (41).

Коефіцієнти, що входять в залежності для визначення частки накопичених пошкоджень від втоми та повзучості, можуть бути визначені відповідно до робіт Пильова В.А., Абрамчука Ф.І., Раміреса Міттани А. та ін.

У зв'язку з вищевикладеним, метою цієї роботи є створення комплексу методик, що дають можливість здійснювати оцінку опору пружного і пластичного руйнування кромки камер згоряння поршнів на початкових стадіях проектування

форсованих швидкохідних дизелів.

Для досягнення поставленої мети вирішені наступні завдання:

1. Вибраний метод і розроблена методика розв'язання за допомогою САПР задач теплопровідності та термопружності з точки зору використання їх результатів на початкових стадіях проектування форсованих швидкохідних дизелів.

2. Розроблено комплекс методик прогнозування опору пружного і пластичного руйнування кромки камер згоряння поршнів з урахуванням моделі експлуатації та ступеня форсування швидкохідних дизелів.

3. Розроблено методику оцінки ефективності застосування різних заходів, спрямованих на підвищення тривалості міцності крайок камер згоряння поршнів, на початкових стадіях проектування швидкохідних дизелів.

4. Оцінено вплив різних конструктивних і режимних факторів на тривалу міцність кромки камер згоряння поршнів швидкохідних дизелів.

Висновки. Таким чином, можна зробити наступні висновки.

1. При проектуванні високофорсованих перспективних дизелів однією з актуальних є завдання забезпечення необхідної міцності кромки камер згоряння поршнів. Для скорочення тривалості проектних робіт необхідно вносити основні зміни в конструкцію двигуна на більш ранніх етапах проектування.

2. Для прогнозування довговічності в області малоциклової втоми доцільно використовувати деформаційні критерії втоми міцності. При неізотермічному циклічному навантаженні, окремим випадком якого є термічна втома, доцільним можна вважати використання рівняння Б. Поспішила спільно з принципом Нейбера.

3. Методика розрахунку нестационарної циклічної повзучості в умовах термомеханічного циклічного навантаження матеріалу, заснована на теорії зміцнення і уточнена стосовно кромки КЗ алюмінієвого поршня А.Ф. Шеховцовим, В.А. Пильовим та ін., може бути покладена в основу розрахунків тривалості міцності поршнів швидкохідних дизелів з урахуванням конкретної моделі експлуатації двигуна.

4. На основі проведеного аналізу можна зробити висновок про допустимість використання енергетичного критерію при врахуванні впливу процесу повзучості на тривалу міцність поршнів форсованих дизелів. При цьому, як критерій оцінки граничного з точки зору повзучості стану досліджуваного матеріалу слід приймати критичну величину питомої енергії розсіювання.

5. До теперішнього часу питань прогнозування ресурсу роботи кромки КЗ з урахуванням прийнятої моделі експлуатації двигуна приділялася недостатня

увага. Тут відкритими є питання впливу історії навантаження двигуна на тривалу міцність кромки КЗ поршня, а також оцінки впливу різних перехідних процесів в загальній моделі експлуатації дизеля на накопичення пошкоджень в цій зоні.

6. При прогнозуванні тривалої міцності крайок КЗ в якості вихідної інформації необхідно мати дані про температурний і напружено-деформований стан поршня на всіх режимах роботи двигуна в прийнятій моделі експлуатації. Такі розрахунки можуть бути досить ефективно і раціонально виконані тільки при використанні методів і засобів САПР.

Список літератури

1. *Системы автоматизированного проектирования изделий и технологических процессов в машиностроении.* Л.: Машиностроение, 1986. 319с.
2. Исеркис Ю.Э., Мирошников В.В. *Системное проектирование двигателей внутреннего сгорания.* Л.: Машиностроение, 1981. 255с.
3. Коваль И.А., Вахтель В.Ю., Диденко А.М. Ускоренные испытания двигателей. *Тракторы и сельхозмашины.* 1974. №12. С.3-5.
4. Rakopoulos, Mavropoulos Study of the steady and transient temperature fields and heat flow in the combustion chamber components of a medium speed diesel engine using finite element analyses. *Int. J. Energy Res.* 1996. No 5. P. 437-464.
5. Winship Michael, Morgan William J. *Piston design.* 1993. 101. P.43-47.
6. Bents Henry W., Whitacre Sohu Piston for 90s. *Automot. Eng.* 1992. No 8. P.13-16.
7. Чайнов Н.Д., Заренбин В.Г., Иващенко Н.А. *Тепломеханическая напряженность деталей двигателя.* М.: Машиностроение, 1975. 147с.
8. Лазарев Е.А., Иващенко Н.А., Перлов М.Л. Особенности теплового и напряженно-деформированного состояния поршней тракторного дизеля. *Двигателестроение.* 1988. №7. С.3-5.
9. Лазарев Е.А., Иващенко Н.А., Перлов М.Л. и др. Тепловое и напряженно-деформированное состояние поршня дизеля 4ЧН14,5/20,5 при различной ориентации поперечного сечения полости охлаждения. *Двигателестроение.* 1989. №12. С.40-42.
10. Шеховцов А.Ф. Метод расчетной оценки термоусталостной прочности поршней ДВС. *Двигателестроение.* 1979. №11. С.15-19
11. Донченко А.С., Морганюк В.С., Аверченко Е.А. и др. Расчет напряженно-деформированного состояния поршня тракторного дизеля при циклическом напряжении. *Проблемы прочности.* 1983. №3. С.39-44.
12. Пильов В.О. *Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів заданим рівнем тривалої міцності* Харків: Видавничий центр НТУ «ХПІ», 2001. 330с.
13. Абрамчук Ф.І., Гутаревич Ю.Ф., Долганов К.С., Тимченко І.І. *Автомобільні двигуни.. Підручник.* 3-тє видання. Київ: Арістей, 2006. 476 с.
14. Глинкин С.А. Гоц А.Н. Иванченко А.Б. Экспериментальное исследование развития трещин в поршне тракторного дизеля. *Современные наукоемкие технологии.* 2009. № 10. С. 26-30

References (transliterated)

1. *Sistemy avtomatizirovannogo proektirovaniya izdeliy i tehnologicheskikh processov v mashinostroenii.* Leningrad: Mashinostroenie, 1986. 319 p.
2. Iserkis Yu.E., Miroshnikov V.V. *Sistemnoe proektirovanie*

- dvigatelej vnutrennego sgoraniya.* Leningrad: Mashinostroenie, 1981. 255 p.
3. Koval I.A., Vahtel V.Yu., Didenko A.M. Uskorennyye ispytaniya dvigatelej. *Traktory i selhozmashiny.* 1974. No 12. Pp. 3-5.
 4. Study of the steady and transient temperature fields and heat flow in the combustion chamber components of a medium speed diesel engine using finite element analyses / Rakoponlos, Mavroponlos // *Int. J. Energy Res.* 1996. No 5. Pp. 437-464.
 5. Winship Michael, Morgan William J. *Piston design.* 1993. No 101. Pp. 43-47.
 6. Bents Henry W., Whitacre Sohu Piston for 90s. *Automot. Eng.* 1992. No 8. Pp. 13-16.
 7. Chajnov N.D., Zarenbin V.G., Ivashenko N.A. *Teplomehanicheskaya napryazhennost detalej dvigatelya.* - Moscow: Mashinostroenie, 1975. 147 p.
 8. Lazarev E.A., Ivashenko N.A., Perlov M.L. Osobennosti teplovogo i napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya porshnej traktornogo dizelya. *Dvigatellestroenie.* 1988. No 7. Pp. 3-5.
 9. Lazarev E.A., Ivashenko N.A., Perlov M.L. i dr. Teplovoe i napryazhenno-deformirovannoe sostoyanie porshnya dizelya 4ChN14,5/20,5 pri razlichnoj orientacii poperechnogo secheniya polosti ohlazhdeniya. *Dvigatellestroenie.* 1989. No 12. Pp. 40-42.
 10. Shehovcov A.F. Metod raschetnoj ocenki termoustalostnoj prochnosti porshnej DVS. *Dvigatellestroenie.* 1979. No 11. Pp. 15-19.
 11. Donchenko A.S., Morganyuk V.S., Averchenko E.A. i dr. Raschet napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya porshnya traktornogo dizelya pri ciklicheskom napryazhenii. *Problemy prochnosti.* 1983. No 3. Pp. 39-44.
 12. Py`gov V.O. Avtomaty`zovane proektuvannya porshniv shvy`dkoxidny`x dy`zelivz zadany`m rivnem try`valoyi micznosti Kharkiv: Vy`davny`chy`j centr NTU "KhPI", 2001. 330 p.
 13. Abramchuk F.I., Gutarevy`ch Yu.F., Dolganov K.Ye., Ty`mchenko I.I. *Avtomobil`ni dvy`guny`.. Pidruchny`k. 3-tye vy`dannya.* Kyiv: Aristej, 2006. 476 p.
 14. Glinkin S.A. Goc A.N. Ivanchenko A.B. Jeksperimental'noe issledovanie razvitija treshhin v porshne traktornogo dizelja. *Sovremennye naukoemkie tehnologii.* 2009. No 10. Pp. 26-30.

Надійшла (received) 12.06.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Прокопенко Микола Вікторович (Прокопенко Николай Викторович, Prokopenko Mykola) – кандидат технічних наук (PhD), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; тел.: (057) 707-69-02; e-mail: kola0123@ukr.net.

Зінченко Олена Іванівна (Зинченко Елена Ивановна, Zinchenko Olena) – кандидат технічних наук (PhD), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-2961-5861>; тел.: (057) 707-69-02; e-mail: zinchenko.zinchenko@gmail.com.

*М. А. ТКАЧУК, А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, М. М. ТКАЧУК, А. О. ЗАРУБИНА, М. С. САВЕРСЬКА,
Д. С. МУХІН, С. В. КУЦЕНКО*

КОНТАКТНА ВЗАЄМОДІЯ ЕЛЕМЕНТІВ ПРЕС-ФОРМ ТА ПРОЕКТНО-ТЕХНОЛОГІЧНЕ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ЇХ ТЕХНІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Для аналізу функціональних властивостей прес-форм необхідно визначити напружено-деформований стан їхніх елементів. Це пояснюється тим, що прес-форми є сукупністю багатьох деталей, які перебувають одна із одною у контактній та силовій взаємодії. Для цього розроблена математична модель напружено-деформованого стану елементів прес-форм. Ця модель ураховує дію зусиль запирання прес-форм та дію внутрішнього тиску робочого матеріалу, який перебуває у рідкому стані, на поверхню напівматриць. Крім того, на поверхні деталей, які перебувають у сполученні, діють умови контактної взаємодії. Ця математична модель реалізована у вигляді сукупності параметричних моделей та програмних модулів. Із використанням цих засобів визначені характерні особливості поведінки прес-форм при здійсненні технологічних операцій пресування деталей із пластмас. Визначені особливості деформування основних деталей, які забезпечують міцність, жорсткість, точність роботи та якість деталей, що виготовляються на цих прес-формах. Здійснено аналіз одержаних результатів. Сформовані відповідні рекомендації.

Ключові слова: прес-форма; напружено-деформований стан; контактна взаємодія; міцність; жорсткість; параметрична модель; метод скінченних елементів

*Н. А. ТКАЧУК, А. В. ГРАБОВСКИЙ, Н. Н. ТКАЧУК, А. А. ЗАРУБИНА, М. С. САВЕРСКАЯ,
Д. С. МУХИН, С. В. КУЦЕНКО*

КОНТАКТНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ПРЕСС-ФОРМ И ПРОЕКТНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ИХ ТЕХНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК

Для анализа функциональных свойств пресс-форм необходимо определять напряженно-деформированное состояние их элементов. Это объясняется тем, что пресс-формы представляет собой совокупность многих деталей, которые находятся друг с другом в контактном и силовом взаимодействии. Для этого разработана математическая модель напряженно-деформированного состояния элементов пресс-форм. Эта модель учитывает действие усилий запирання пресс-форм и действие внутреннего давления рабочего материала, который находится в жидком состоянии, на поверхности полуматриц. Кроме того, на поверхности деталей, находящихся в контакте, действуют условия контактного взаимодействия. Эта математическая модель реализована в виде совокупности параметрических моделей и программных модулей. С использованием этих средств определены характерные особенности поведения пресс-форм при осуществлении технологических операций прессования деталей из пластмасс. Определены особенности деформирования основных деталей, которые обеспечивают прочность, жесткость, точность работы и качество изготавливаемых деталей на этих пресс-формах. Осуществлен анализ полученных результатов. Сформированы соответствующие рекомендации.

Ключевые слова: пресс-форма; напряженно-деформированное состояние; прочность; жесткость; параметрическая модель; метод конечных элементов

*М. А. ТКАЧУК, А. ГРАБОВСКИЙ, М. М. ТКАЧУК, А. ЗАРУБИНА, М. САВЕРСКА, Д. МУХИН,
С. КУТЕНКО*

CONTACT INTERACTION OF MOLDS ELEMENTS AND PROJECT-TECHNOLOGICAL PROVISION OF THEIR TECHNICAL

To analyze the functional properties of molds, it is necessary to determine the stress-strain state of their elements. This is due to the fact that the molds are a set of many parts that are in contact with each other in a power and interaction relationship. To do this, a mathematical model of stress-strain state of molds elements has been developed. This model takes into account the effect of molds locking efforts and the action of the internal pressure of the working material, which is in liquid state, on the surface of the semimatrices. In addition, the conditions of contact interaction process are in place on parts surface that are in combination. This mathematical model is implemented as a set of parametric models and software modules. Using these tools, characteristic features of molds behavior are determined in the implementation of technological operations of pressing plastics parts. Certain features of main parts deformation are determined that provide strength, toughness, accuracy and quality of molds manufactured parts. The analysis of the received results is carried out. Formal recommendations made.

Keywords: mold; stress-strain state; strength; stiffness; parametric model; finite element method

Вступ. У сучасному машинобудуванні одна із найбільш поширених технологічних операцій – пресування деталей у прес-формах (ПФ). Таким способом виготовляються деталі із металів та сплавів, із пластиків та композиційних матеріалів тощо. Перевагами такого способу виготовлення деталей є висока продуктивність процесу. Наприклад, пластикова деталь виготовляється шляхом заливки розплавленого матеріалу у прес-форму, яка розміщується на термопластавтоматі, протягом циклу, який триває від декількох до десятків секунд. Перевагою такого процесу є також та обставина, що таким шляхом можливе виготовлення деталей дуже складної форми. Потрібно лише виготовити відповідні формотвірні деталі (напівматриці), підібрати режими нагріву, впорскування та тиску на робочу рідину у формотвірній порожнині.

Разом із тим при формуванні проектно-технологічних параметрів прес-форм на перший план виступають умови міцності, жорсткості, точності та якості виконання технологічних операцій, які зумовлені напружено-деформованим станом (НДС) елементів ПФ. Зважаючи на значну кількість деталей, які складають ПФ та знаходяться в умовах контактної взаємодії (КВД), можна стверджувати, що основні технічні характеристики прес-форм залежать від умов контактної сполучення деталей ПФ. Це передбачає необхідність аналізу НДС елементів ПФ із урахуванням КВД.

© М. А. Ткачук, А. В. Грабовський,
М. М. Ткачук, А. О. Зарубіна, М. С. Саверська,
Д. С. Мухін, С. В. Куценко, 2019

Відповідно, розробка моделей, методів та здійснення такого аналізу є метою цієї роботи.

Аналіз існуючих моделей, методів та засобів досліджень. Прес-форма є елементом технологічної системи, який розміщується на відповідному обладнанні та забезпечує базування, силове замикання та формоутворення деталей із розплавленого робочого матеріалу. Прес-форми мають різноманітні конструктивні рішення та технологічні режими роботи [1]. Разом із тим для них спільною рисою є те, що усі елементи ПФ знаходяться в умовах КВД. Для дослідження НДС системи пружних тіл із урахуванням КВД на сьогодні застосовуються різноманітні методи [2–4]. Вони реалізують підходи, які базуються на теорії варіаційних нерівностей [5, 6], методах граничних інтегральних рівнянь [7, 8], модифікаціях методу скінченних елементів (МСЕ) [9, 10].

Ці методи і моделі володіють суттєвими перевагами: універсалізм, можливість урахування значної кількості чинників, наявність великої кількості потужних програмних комплексів, які реалізують той чи інший метод або модель. Разом із тим, цим засобам досліджень властиві також і певні недоліки. Це, по-перше, неадекватність щодо урахування низки чинників, важливих для тих чи інших конструкцій, у т.ч. – прес-форм. Зокрема, мова йде про вплив нелінійних проміжних та поверхневих шарів на КВД деталей досліджуваної конструкції. По-друге, це слабке переналаштування на конкретний обсяг досліджень. По-третє, це труднощі при організації досліджень та аналізі одержуваних результатів у автоматизованому режимі.

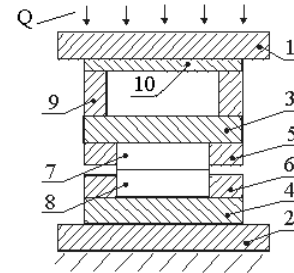
Усі перелічені проблемні аспекти можуть бути подолані шляхом розробки, залучення та адаптації на основі модифікованого варіаційного принципу Калькера альтернативних моделей та методів.

Зокрема, у роботах [11–14] розвинено модель КВД складнопрофільних тіл та методів розв'язання системи співвідношень для визначення їх НДС. Ці розробки реалізуються за допомогою МСЕ та методу граничних елементів (МГЕ). Для побудови варіативних моделей залучається метод узагальненого параметричного моделювання [15]. Таким чином, вдається подолати перелічені вище недоліки існуючих підходів. Враховуючи ці обставини, для аналізу НДС елементів ПФ у цій роботі розроблено спеціалізований програмно-модельний комплекс для забезпечення заданих їх техніко-технологічних характеристик, який поєднує чисельні та аналітичні методи і моделі.

Розрахункові моделі напружено-деформованого стану прес-форм із урахуванням контактної взаємодії. Напружено-деформований стан елементів ПФ визначається системою рівнянь теорії пружності [16], що діють у областях $\Omega_i, i = 1, 2, \dots, N_\Omega$, де N_Ω – кількість деталей, що складають прес-форму та інші тіла, які перебувають у взаємодії із ними. Так, одним із найпростіших варіантів є система, зображена на рис. 1.

Тут між нерухомою 2 та рухомою 1 плитами термопластавтомата розміщуються деталі 3÷10. На

рухомих плит діє зусилля замикання прес-форми Q . На напівматриці 7, 8 діє тиск робочого матеріалу p (рис. 2).



- 1 – рухома плита термопластавтомата;
2 – нерухома плита термопластавтомата;
3 – підкладна плита; 4, 10 – плити;
5, 6 – обойма; 7, 8 – напівматриці; 9 – опори

Рисунок 1 – Схема взаємодії елементів прес-форм

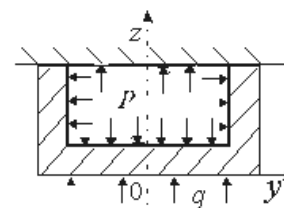


Рисунок 2 – Розрахункова схема напівматриці

Між тілами $\Omega_1 \div \Omega_{10}$ на поверхнях їхнього сполучення S_{ij} діють умови непроникнення:

$$w_i + w_j \leq \delta_{ij}, \quad (1)$$

де w_i, w_j – переміщення точок тіл Ω_i, Ω_j відповідно за нормаллями до поверхонь S_{ij} кожного із тіл;

δ_{ij} – початковий зазор у сполученні тіл (зазвичай для ПФ $\delta_{ij} = 0$).

Умови 1 перетворюють задачу аналізу НДС у загальному випадку у нелінійну. Це значно ускладнює дослідження впливу проектних та технологічних параметрів, а також експлуатаційних режимів навантаження, на характеристики міцності та жорсткості елементів ПФ. Оскільки на етапі проектних досліджень необхідно варіювати достатньо обширну множину параметрів, то пошук раціональних технічних рішень вимагатиме багатократних розв'язань нелінійних задач визначення НДС елементів ПФ із урахуванням умов КВД. Отже, в умовах дефіциту часу на етапі проектних досліджень досить ефективними були би моделі та методи, що суттєво скорочують обсяг необхідних обчислювальних ресурсів.

Варіаційна постановка задачі та чисельно-аналітичний метод аналізу НДС елементів ПФ. Одним із перспективних підходів до аналізу НДС системи контактуючих тіл є варіаційна постановка

задачі на основі теорії варіаційних нерівностей [17, 18]. Згідно із нею задача визначення НДС системи контактуючих тіл зводиться до проблеми мінімізації функціоналу повної внутрішньої енергії [18, 19]:

$$J = \frac{1}{2}a(u, u) - b(u) \rightarrow \min, \quad u \in K, \quad (2)$$

де u – поля переміщень точок контактуючих тіл;
 a – квадратична форма, задана на полях u ;
 b – лінійна форма переміщень;
 K – множина функцій, що задовольняє умовам (1).

Зокрема,

$$a(u, u) = \sum_{S=1}^{N_\Omega} \int \sigma_{ij}^{(S)}(u) \cdot \varepsilon_{ij}^{(S)}(u) d\Omega_S, \quad (3)$$

$$b(u) = \sum_{S=1}^{N_\Omega} \int f_i^{(S)} u_i^{(S)} dS, \quad (4)$$

де $\sigma_{ij}^{(S)}, \varepsilon_{ij}^{(S)}$ – компоненти тензорів напружень і деформацій та вектора переміщень у тілах Ω_S ;

$f^{(S)}$ – навантаження на поверхні S_S окремих тіл.

При дискретизації функціоналу (2) із залученням МСЕ одержуємо задачу

$$J^\wedge \approx \frac{1}{2} \sum_{p,r} C_{pr} u_p u_r - \sum_p f_p u_p \rightarrow \min, \quad (5)$$

де C_{pr} – елементи матриці жорсткості конструкції;

u_p – шукані вузлові параметри скінченно-елементної моделі (тут – вузлові переміщення);

f_p – вузлові сили, відповідні параметрам u_p .

Мінімізація дискретизованого функціоналу (5) здійснюється на множині, яка є проекцією умов (1) на скінченновимірний простір параметрів u_p :

$$u_g + u_h \leq \delta_{gh}. \quad (6)$$

Від такого загального формулювання можна перейти до частинного.

По-перше, слід звернути увагу, що лінійна форма у (5) лінійно залежить від параметрів навантаження Q та p :

$$b^\wedge = \sum f_p u_p = Q b_1 + p b_2, \quad (7)$$

де b_1, b_2 – деякі лінійні комбінації вузлових змінних u_p .

По-друге, співвідношення (6) при $\delta_{gh} = 0$ (що є справедливим для багатьох випадків конструктивного виконання ПФ) виконуються як для деяких

номінальних значень $u_g^{(0)}, u_h^{(0)}$, так і для їх значень, однаково збільшених у α разів:

$$u_g^{(0)} + u_h^{(0)} \leq 0 \Rightarrow \alpha u_g^{(0)} + \alpha u_h^{(0)} \leq 0. \quad (8)$$

тут α – деякий довільний множник.

Якщо тепер подати (7) як

$$b^\wedge = \alpha Q^{(0)} [b_1 + \frac{p^{(0)}}{Q^{(0)}} b_2] = \alpha Q^{(0)} [b_1 + \gamma b_2], \quad (9)$$

де $Q^{(0)}, p^{(0)}$ – деякі номінальні значення притискової сили Q і тиску p ,

то можна зауважити, що при певному співвідношенні $\gamma = const$ між $Q^{(0)}$ та $p^{(0)}$ розв'язок задачі (5) є лінійним за параметром α . Це твердження впливає із того, що квадратичний функціонал (5) за лінійних обмежень, які містять початок координат у просторі змінних u_p , при зміні навантажень у α разів досягає і умовних, і безумовних мінімумів на одних і тих же променях відповідно. Отже, розв'язок при $\gamma = const$ лінійно залежить від рівня навантаження.

Таким чином, за цих умов достатньо один раз розв'язати задачу визначення НДС елементів ПФ за певних $Q^{(0)}$ та $p^{(0)} = \gamma Q^{(0)}$, а надалі за довільних $Q = \alpha Q^{(0)}$ та $p = \alpha p^{(0)}$ одержувати поточний розв'язок за лінійними залежностями $u = \alpha u^{(0)}$, $\sigma = \alpha \sigma^{(0)}$, $\varepsilon = \alpha \varepsilon^{(0)}$, де $u^{(0)}, \sigma^{(0)}, \varepsilon^{(0)}$ – переміщення, напруження та деформації при номінальних навантаженнях, а u, σ, ε – при довільних поточних.

Сформульоване твердження складає основу нового підходу до розв'язання задач визначення НДС елементів ПФ із урахуванням умов КВД. Він полягає у тому, що на основі математичної моделі НДС контактуючих елементів ПФ, яка зводить вихідну задачу до задачі квадратичного програмування, пропонується чисельно-аналітичний метод визначення напружено-деформованого стану цієї системи тіл (див. вище). Це дає змогу багаторазово зменшити обсяг обчислень при проектних дослідженнях міцності та жорсткості елементів ПФ. Таким чином, різко зростає оперативність досліджень без втрати точності одержуваних результатів. Відповідно, збережеться достовірність одержуваних на основі аналізу НДС елементів ПФ рекомендацій та ефективність обґрунтованих проектних рішень.

Приклад чисельних досліджень. Для проєктованих ПФ виникає низка задач, пов'язаних із напружено-деформованим станом їх елементів. По-перше, це визначення працездатності за умовами міцності найбільш відповідальних та навантажених деталей. По-друге, це визначення якості та

точності виготовлення деталей у прес-формах, яке залежить від різних чинників, зокрема, від деформування напівматриць.

Останнє може призвести до спотворення номінальної форми та розмірів деталі, яка виготовляється. Це може бути викликане зміною товщини деталей внаслідок роздуття формотвірної порожнини або локального розкриття стику напівматриць та утворення облою на периферії цих деталей. Таким чином, потребує аналізу напружено-деформованого стану усіх елементів ПФ, особливо – напівматриць.

Для прикладу було досліджено НДС дослідної ПФ, наведеної на рис. 3, без додаткових опор 6. Базове навантаження $Q^{(0)} = 250 \text{ кН}$, $p^{(0)} = 2,5 \text{ МПа}$. Варіювання рівня навантаження здійснювалося шляхом зміни α у межах $0,1 \div 10$, тобто $Q \in [25 \text{ кН}; 2,5 \text{ МН}]$, $p \in [0,25; 25] \text{ МПа}$.

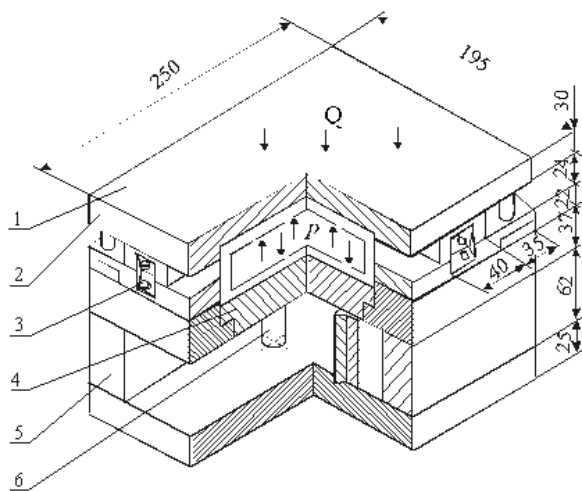
У табл. 1 (див. рис. 1) наведено розподіл контактного тиску у спряженнях елементів прес-форм, у табл. 2, 3 наведено розподіл еквівалентних напружень за Мізесом та повних переміщень у

елементах ПФ, а на рис. 4 наведено залежність відносних максимальних значень контактного тиску, напружень за Мізесом, переміщень від рівня навантажень.

Як видно із наведених розподілів, області контакту та закон розподілу контактного тиску є практично співпадаючим для різних рівнів навантажень. При цьому виконується прямо пропорційна залежність між компонентами НДС та діючими навантаженнями.

Висновки. Одержані результати слугують основою для наступних висновків.

1. У роботі обґрунтована варіаційна постановка задачі про визначення напружено-деформованого стану системи контактуючих тіл за наявності між ними контакту на співпадаючих частинах площин. При цьому визначено, що у цьому випадку між компонентами напружено-деформованого стану та навантаженням виконується прямо пропорційна залежність, незважаючи на нелінійність контактної задачі у загальному випадку.



1 – матриця; 2 – верхня плита; 3 – гвинти для закріплення формуючої вставки; 4 – підкладна плита; 5 – опори; 6 – додаткові опори

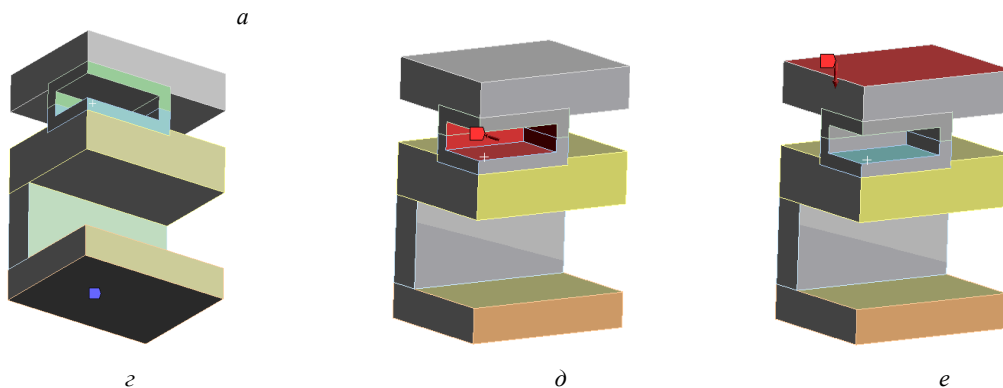


Рисунок 3 – Конструкція дослідної прес-форми, скінченно-елементна модель, контакти у спряженні та крайові умови:

a – конструкція дослідної прес-форми; *б* – скінченно-елементна модель ПФ;

в – контакти у спряженні напівматриць; *г* – крайові умови закріплення на нерухомій плиті термопластавтомату;

д – внутрішній тиск робочої рідини у порожнині напівматриць;

е – сила змикання прес-форми, прикладена до рухомої плити прес-форми

Таблиця 1 – Розподіл контактної тиску у спряженнях елементів прес-форм, МПа

Набір параметрів	Значення контактної тиску	Розподіл контактної тиску		
		<i>рухома напівматриця</i>	<i>нерухома напівматриця</i>	
$p = 0,25$ МПа, $Q = 25$ кН	78,059 Mа 69,386 60,712 52,039 43,366 34,693 26,02 17,346 8,6732 0 Min		78,059 Max 69,386 60,712 52,039 43,366 34,693 26,02 17,346 8,6732 0 Min	
$p = 2,5$ МПа, $Q = 250$ кН	1085,7 M 965,08 844,45 723,81 603,18 482,54 361,91 241,27 120,64 0 Min		1085,7 I 965,08 844,45 723,81 603,18 482,54 361,91 241,27 120,64 0 Min	
$p = 25$ МПа, $Q = 2,5$ МН	12833 M 11407 9981,3 8555,4 7129,5 5703,6 4277,7 2851,8 1425,9 0 Min		12833 M 11407 9981,3 8555,4 7129,5 5703,6 4277,7 2851,8 1425,9 0 Min	

Таблиця 2 – Розподіл еквівалентних напружень за Мізесом в елементах прес-форм, МПа

Набір параметрів	Значення контактної тиску	Розподіл контактної тиску		
		<i>рухома напівматриця</i>	<i>нерухома напівматриця</i>	
$p = 0,25$ МПа, $Q = 25$ кН	77,653 Max 69,026 60,398 51,771 43,143 34,516 25,888 17,261 8,633 0,005502 Min		76,713 M 68,245 59,776 51,307 42,838 34,369 25,901 17,432 8,9631 0,49433 I	
$p = 2,5$ МПа, $Q = 250$ кН	1081,1 Max 961,02 840,9 720,78 600,66 480,54 360,42 240,3 120,18 0,057007 Min		1007,6 M 899,59 791,63 683,66 575,69 467,73 359,76 251,79 143,83 35,861 M	

Набір параметрів	Значення контактного тиску	Розподіл контактного тиску	Значення контактного тиску	Розподіл контактного тиску
$p = 25 \text{ МПа}$, $Q = 2,5 \text{ МН}$	<p>12293 Max 10927 9561,3 8195,5 6829,7 5463,9 4098 2732,2 1366,4 0,57249 Min</p>		<p>11403 10177 8950,6 7724,7 6498,8 5272,8 4046,9 2820,9 1595 369,05</p>	

Таблиця 3 – Розподіл повних переміщень у елементах прес-форм, мм

Набір параметрів	Значення контактного тиску	Розподіл контактного тиску	Значення контактного тиску	Розподіл контактного тиску
<i>рухома напівматриця</i>		<i>нерухома напівматриця</i>		
$p = 0,25 \text{ МПа}$, $Q = 25 \text{ кН}$	<p>0,058734 0,052208 0,045682 0,039156 0,03263 0,026104 0,019578 0,013052 0,006526 0 Min</p>		<p>0,021241 0,022719 0,021531 0,020673 0,019813 0,018954 0,018095 0,017236 0,016377 0,015511</p>	
$p = 2,5 \text{ МПа}$, $Q = 250 \text{ кН}$	<p>0,54987 Max 0,49971 0,42762 0,36653 0,30545 0,24436 0,18327 0,12219 0,061099 0 Min</p>		<p>0,22233 0,21375 0,20518 0,19661 0,18804 0,17946 0,17089 0,16231 0,15374 0,14517</p>	
$p = 25 \text{ МПа}$, $Q = 2,5 \text{ МН}$	<p>5,4577 Max 4,8507 4,2443 3,638 3,0317 2,4253 1,819 1,2127 0,60633 0 Min</p>		<p>2,2123 2,1268 2,0404 1,9545 1,8685 1,7826 1,6967 1,6107 1,5248 1,4388</p>	

2. На прикладі дослідної конструкції прес-форми шляхом чисельного моделювання підтвержені прогнозовані закономірності: пляма контакту залишається незмінною при зміні рівня навантажень, а контактний тиск і компоненти напружено-деформованого стану прямо пропорційні діючим силам.

3. Продемонстровано, що при розрахунках напружено-деформованого стану елементів прес-форм із урахуванням умов контактної взаємодії можливе

застосування чисельно-аналітичного способу, який полягає у здійсненні одиничного розрахунку напружено-деформованого стану при номінальному навантаженні. При зміні ж цього рівня навантажень відповідно змінюються усі компоненти напружено-деформованого стану. Це суттєво підвищує оперативність проектних досліджень при збереженні їх точності та обґрунтованості розроблюваних технічних рішень за критеріями міцності, жорсткості та працездатності досліджуваних конструкцій прес-форм,

точності та якості виготовлення деталей.

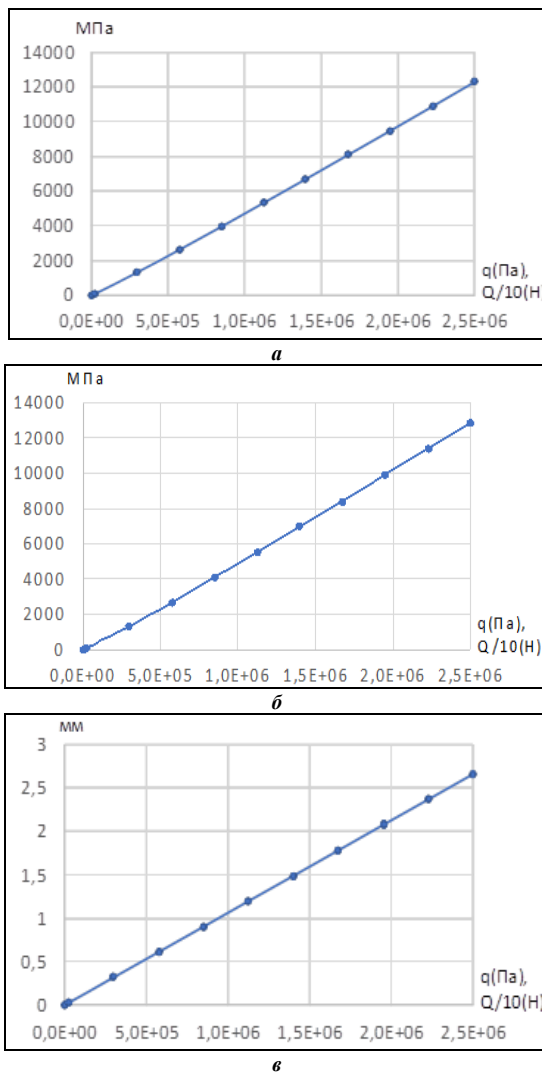


Рисунок 4 – Залежність відносних максимальних значень контактного тиску $\bar{p} = p / p^{(0)}$ (а), напружень за Мізесом $\bar{\sigma} = \sigma_s / \sigma_s^{(0)}$ (б), переміщень $\bar{w} = w / w^{(0)}$ (в) від рівня навантажень $\alpha = Q / Q^{(0)}$

У подальшому пропонується розвинути запропонований підхід до розв'язання більш широкої множини задач.

Список літератури

1. Суберляк О.В., Баштанник П. І. *Технологія переробки полімерних та композиційних матеріалів: підруч.*. Львів: Растр-7, 2007. 375 с.
2. Ткачук Н.Н., Скрипченко Н.Б., Ткачук Н.А., Грабовський А.В. *Контактное взаимодействие сложнопрофильных деталей машиностроительных конструкций с учетом локальной податливости поверхностного слоя. Монография.* Харьков: ФОП Панов А.Н., 2017. 148 с.
3. Ткачук М.А., Атрошенко О.О., Мартиненко О.В., Ткачук М.М., Грабовський А.В., Саверська М.С. Контактна взаємодія елементів силосів, які з'єднані болтовим з'єднанням. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies.* 2019. No 3/7(93). P. 34–41.
4. Ткачук А.Н., Мовшович І.Я., Ткачук Н.А. Термоупругі контактні задачі для елементів штампів і пресс-форм. *КШП. ОМД.* М.: ООО «Тисо Принт», 2009. № 12. С. 25–32; / 2010. № 1. С. 19–28.

5. Мартинюк Р.М., Прокопишин І. А., Прокопишин І. І. Контакт пружних тіл за наявності нелінійних вінклерівських поверхневих шарів. *Мат. методи та фіз.-мех. поля.* 2013. Т. 56, № 3. С. 43–56.
6. Бугрій О.М. Про задачі з однорідними граничними умовами для нелінійних рівнянь з виродженням. *Укр. мат. вісн.* 2008. Т. 5, № 4. С. 435–469.
7. Музичук Ю.А., Хапко Р.С. Про метод граничних інтегральних рівнянь розв'язування крайових задач для систем еліптичних рівнянь спеціального виду у частково необмежених областях. *Доповіді Національної академії наук України.* 2012. № 11. С. 20–27.
8. Львов Г. И. Вариационная постановка контактной задачи для линейно-упругих и физически нелинейных пологих оболочек. *Прикл. математика и механика.* 1982. Т. 46, № 5. С. 841–846.
9. Zienkiewicz O. C., R. L. Taylor, Zhu J. Z. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals [Text]. – 7th ed. – Oxford: Butterworth-Heinemann.* 2013. 756 p.
10. Киричевский В.В. *Метод конечных элементов в механике эластомеров.* К.: Наук. думка, 2002. 653 с
11. Ткачук М.М. Аналіз контактної взаємодії складнопрофільних елементів машинобудівних конструкцій з кінематично спряженими поверхнями. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут».* Харків, НТУ «ХПІ». 2011. № 22. С. 123–140.
12. Скрипченко Н. Б., Ткачук М. М., Неділько К. Д., Киричук Д.В., Борисенко С.В., Касай О.І. Контактна взаємодія складнопрофільних деталей з урахуванням локальної податливості поверхневого шару. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут».* Харків, НТУ «ХПІ». 2016. №39 (1211). С. 93–101.
13. Ткачук М.М. Теоретичні основи забезпечення високих технічних характеристик машин військового та цивільного призначення на основі дослідження міцності складнопрофільних деталей. *Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут».* Харків, НТУ «ХПІ». 2017. № 12(1234). С. 86–95.
14. Ткачук М., Скрипченко Н., Бондаренко М., Набоков А. Контактна взаємодія складнопрофільних тіл: моделі, методи, закономірності. *13-й міжнародний симпозіум українських інженерів механіків у Львові: Матеріали симпозіуму.* Львів, КІН-ПАТРИ ЛТД, 2017. С. 52–54.
15. Ищенко О.А., Ткачук Н.Н., Кротенко Г.А., Ткачук Н.А. Компьютерное моделирование контактного взаимодействия элементов штамповой оснастки с применением параметрических моделей. *Ресурсосбережения та енергоефективність процесів та обладнання обробки тиском у машинобудуванні і металургії: Матеріали VIII міжнародної науково-технічної конференції.* Харків, НТУ «ХПІ», 2016. С. 27–30.
16. Васидзу К. *Вариационные методы в теории упругости и пластичности.* Москва: Мир, 1987. 542с.
17. Haslinger J., Kučera R., Sassi T. A domain decomposition algorithm for contact problems: Analysis and implementation. *Math. Model. Nat. Phenom.* 2009. Т. 4, no. 1. P. 123–146.
18. Кравчук А.С. Вариационный метод контактных задач. Состояние проблемы, направления развития. *ПММ.* 2009. Вып. 73, № 3. С. 492–502.
19. Haslinger J., Hlaváček I. Approximation of the Signorini problem with friction by a mixed finite element method. *J Math. Anal. Applic.* 1982. Vol. 86. P. 99–122.

References (transliterated):

1. Suberlyak O.V., Bashtannik P. I. *Technologiya pererobki polimernix ta kompozicijnyx materialiv: pidruch.* [Technological processing of polymer and composite materials]. L'viv: Rastr-7, 2007. 375 p.
2. Tkachuk N.N., Skripchenko N.B., Tkachuk N.A., Grabovskij A.V. *Kontaktne vzaimodejstvie slozhnoprofil'ny'x detalej mashinostroitel'ny'x konstrukcij s uchetom lokal'noj podatlivosti poverxnostnogo sloja. Monografiya.* [Contact interaction of complex-shaped parts of machine-building structures, taking into account the local durability of the surface layer]. Khar'kov: FOP Panov A.N., 2017. 148 p.
3. Tkachuk M.M., Atroshenko O.O., Martinenko O.V., Tkachuk M.M., Grabovskij A.V., Savers'ka M.S. Kontaktna vzajemodiya elementiv silosiv, yaki z'ednani boltovim z'ednanniam [Contact mutual elements of silos, which are known as boltovim]. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies.* 2019. no. 3/7(93). P. 34–41.
4. Tkachuk A.N., Movshovich I.Ya., Tkachuk N.A. Termouprugie

- kontaktnye zadachi dlya e'le-mentov shtampov i press-form [Thermoelastic contact problems for elements of dies and molds]. *KShP. OMD*. Moscow: OOO «Tiso Print», 2009. no. 12. P. 25–32; 2010, no. 1. P. 19–28.
5. Martinyuk R.M., Prokopishin I. A., Prokopishin I. I. Kontakt pruzhnix til za nayavnosti nelinejnih vinkleriv'skix poverxnevix shariv [Contact of elastic bodies in the presence of nonlinear Winkler surface layers]. *Mat. metodi ta fiz.-mex. polya*. 2013. Vol. 56, no. 3. P. 43–56.
 6. Bugrij O.M. Pro zadachi z odnoridnimi granichnimi umovami dlya nelinejnih rivnyan' z virodzhenniam [On problems with homogeneous boundary conditions for nonlinear degenerate equations]. *Ukr. mat. visn*. 2008. Vol. 5, no. 4. P. 435–469.
 7. Muzichuk Yu.A., Xapko R.S. Pro metod granichnix integral'nix rivnyan' rozv'yazuvannya krajovix zadach dlya sistem elliptichnix rivnyan' special'nogo vidu u chastkovo neobmezenix oblastyax [On the method of boundary integral equations for solving boundary value problems for systems of elliptic equations of a special form in partially unbounded domains]. *Dopovidi Nacional'noy akademiy nauk Ukraini*. 2012, no. 11. P. 20–27.
 8. L'vov G I. Variacionnaya postanovka kontaktnoj zadachi dlya linejno-uprugix i fizicheski nelinejnyx pologix obolochek [Variational formulation of the contact problem for linearly elastic and physically nonlinear shallow shells]. *Prıkl. matematika i mexanika*. 1982. Vol. 46, no. 5. P. 841–846.
 9. Zienkiewicz, O. C., R. L. Taylor, J. Z. Zhu The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals [Text]. 7th ed. Oxford: Butterworth-Heinemann. 2013. 756 p.
 10. Kirichevskij V.V. *Metod konechny'x e'lementov v mexanike e'lastomero* [The finite element method in elastomer mechanics]. Kiev: Nauk. dumka, 2002. 653 p.
 11. Tkachuk M.M. Analiz kontaktnoi vzajemodiy skladnoprofil'nix elementiv mashinobudivnix konstrukcij z kinematichno spryazhenimi poverxnyami [Analysis of the contact interaction of complex elements of machine-building constructions with kinematically conjugated surfaces]. *Visnik Nacional'nogo texnichnogo universitetu «Kharkiv'skij politexnichnij institut»*. Kharkiv, NTU «KhPI», 2011, no. 22. P. 123–140.
 12. Skripchenko N. B., Tkachuk M.M., Nedil'ko K. D., Kirichuk D.V., Borisenko S.V., Kasaj O.I. Kontaktna vzajemodiya skladnoprofil'nix detalej z uraxuvanniam lokal'noi podatlivosti poverx-nevogo sharu [Contact interaction of complex profile details, taking into account the local compliance of the surface layer]. *Visnik Nacional'nogo texnichnogo universitetu «Kharkiv'skij politexnichnij institut»*. Kharkiv, NTU «KhPI», 2016, no. 39 (1211). P. 93–101.
 13. Tkachuk M.M. Teoretichni osnovi zabezpechennya visokix texnichnix charakteristik mashin vijs'kovogo ta civil'nogo priznachennya na osnovi doslidzhennya micnosti sklad-noprofil'nix detalej [Theoretical basis for providing high technical characteristics of military and civilian vehicles based on the study of the strength of complex profile details]. *Visnik Nacional'nogo texnichnogo universitetu «Kharkiv'skij politexnichnij institut»*. Kharkiv, NTU «KhPI», 2017, no. 12 (1234). P. 86–95.
 14. Tkachuk M.M., Skripchenko N., Bondarenko M., Nabokov A. Kontaktna vzajemodiya skladnoprofil'nix til: modeli, metodi, zakonimosti [Contact interaction of complex-body bodies: models, methods, regularities]. *13-j mizhnarodnij simpozium ukrains'kix inzheneriv mexanikov u Lvovi: Materiali simpoziumu*. Lviv, KINPATRI LTD, 2017. P. 52–54.
 15. Ishhenko O.A., Tkachuk N.N., Krotenko G.A., Tkachuk N.A. Komp'yutemoe modelirovanie kontaktnogo vzaimodejstviya elementov shtampovoj osnastki s pri-meneniem parametricheskix modelej [Computer simulation of the contact interaction of elements of die tooling using parametric models]. *Resursozbe-rezhennya ta energoefektivnist' procesiv ta obladnannya obrobkii tiskom u mashinobudivnani i metalurgij: Materiali VIII mizhnarodnoy naukovno-texnichnoy konferenciy*. Kharkiv, NTU «KhPI», 2016. P. 27–30.
 16. Vasidzu K. Variacionny'e metody' v teorii uprugosti i plasticnosti. [Variational methods in the theory of elasticity and plasticity]. Moscow: Mir, 1967. 542 p.
 17. Haslinger J., Kučera R., Sassi T. A domain decomposition algorithm for contact problems: Analysis and implementation. *Math. Model. Nat. Phenom*. 2009. Vol. 4, no. 1. P. 123–146.
 18. Kravchuk A.S. Variacionny'j metod kontaktny'x zadach. Sostoyanie problemy', napravleniya razvitiya [Variational method of contact problems. State of the problem, directions of development]. *PMM*. 2009. Vol. 73, no. 3. P.492–502.
 19. Haslinger J., Hlaváček I. Approximation of the Signorini problem with friction by a mixed finite element method. *J Math. Anal. Applic*. 1982. Vol. 86. P. 99–122.

Поступила (received) 06.06.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ткачук Микола Анатолійович (Ткачук Николай Анатольевич, Tkachuk Mykola) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4174-8213>; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Грабовський Андрій Володимирович (Грабовский Андрей Владимирович, Grabovskiy Andrey) – кандидат технічних наук, 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/0000-0002-6116-0572>; e-mail: andrej8383@gmail.com.

Ткачук Микола Миколайович (Ткачук Николай Николаевич, Tkachuk Mykola Mykolayovych) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", старший науковий співробітник кафедри інформаційних технологій та систем колісних і гусеничних машин імені О.О. Морозова; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4753-4267>; e-mail: m.tkachuk@tmm-sapr.org

Зарубіна Алла Олександрівна (Зарубина Алла Олександрівна, Zarubina Alla) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3334-792X>; e-mail: zaralla8@gmail.com.

Саверська Марія Сергіївна (Саверская Мария Сергеевна, Saverska Mariia) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9271-9586>; e-mail: m.saverska@tmm-sapr.org

Мухін Дмитро Сергійович (Мухин Дмитрий Сергеевич, Mukhin Dmitriy) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри "Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин"; Харків, Україна; e-mail: s814@tmm-sapr.org.

Куценко Сергій Володимирович (Куценко Сергей Владимирович, Kutsenko Serhii) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна, e-mail: skutsenko@tmm-sapr.org.

*М. А. ТКАЧУК, О. В. КОХАНОВСЬКА, Г. В. ТКАЧУК, А. О. ЗАРУБИНА, І. Я. ХРАМЦОВА,
С. І. МАРУСЕНКО, Д. С. МУХІН, С. В. КУЦЕНКО*

РОЗРАХУНКОВІ ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ЕЛЕМЕНТІВ КОНВЕЄРІВ

Розроблено моделі та здійснено аналіз напружено-деформованого стану елементів шахтових конвеєрів. Для цього розвинуто та адаптовано метод узагальненого параметричного моделювання. Він дає змогу варіювати проектні рішення досліджуваного об'єкту. При цьому стає можливим здійснювати багатоваріантні дослідження напружено-деформованого стану. На цій основі можливе розв'язання задач цілеспрямованого поліпшення конструкцій за критеріями міцності та жорсткості. У роботі здійснено порівняння двох варіантів конструкції шкребка шахтового конвеєра. Визначено особливості напружено-деформованого стану шкребків, розраховано граничні величини навантаження, які призводять до руйнування шкребків. Ці дослідження продемонстрували можливості розробленого методу дослідження напружено-деформованого стану та обґрунтування технічних рішень виробів із високими технічними характеристиками.

Ключові слова: напружено-деформований стан; конвеєр; метод скінченних елементів; шкребок; міцність; параметризована модель; параметричне моделювання

*Н. А. ТКАЧУК, О. В. КОХАНОВСКАЯ, А. В. ТКАЧУК, А. А. ЗАРУБИНА, И. Я. ХРАМЦОВА,
С. И. МАРУСЕНКО, Д. С. МУХИН, С. В. КУЦЕНКО*

РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ КОНВЕЕРОВ

Разработаны модели и осуществлен анализ напряженно-деформированного состояния элементов шахтных конвейеров. Для этого развит и адаптирован метод обобщенного параметрического моделирования. Он позволяет варьировать проектные решения исследуемого объекта. При этом становится возможным осуществлять многовариантные исследования напряженно-деформированного состояния. На этой основе возможно решение задач целенаправленного улучшения конструкций по критериям прочности и жесткости. В работе проведено сравнение двух вариантов конструкции скребка шахтного конвейера. Определены особенности напряженно-деформированного состояния скребков, рассчитаны предельные величины нагрузки, которые приводят к разрушению скребков. Эти исследования продемонстрировали возможности разработанного метода исследования напряженно-деформированного состояния и обоснование технических решений изделий с высокими техническими характеристиками.

Ключевые слова: напряженно-деформированное состояние; конвейер; метод конечных элементов; скребок; прочность; параметрическая модель; параметрическое моделирование

*М. ТКАЧУК, О. КОХАНОВСКА, Г. ТКАЧУК, А. ЗАРУБИНА, І. ХРАМЦОВА, С. МАРУСЕНКО,
Д. МУХІН, С. КУЦЕНКО*

CALCULATING STUDY OF STRESS-STRAIN STATE OF CONVEYORS ELEMENTS

The models are developed and the analysis of the stress-strain state of the elements of mine conveyors is carried out. For this purpose, the method of generalized parametric modeling has been adapted and developed. It allows to vary design solutions of the studied object. In this case it becomes possible to carry out multivariate studies of stress-strain state. On this basis, it is possible to solve the tasks of purpose-oriented improvement of structures according to the criteria of strength and rigidity. In the work, a comparison is made for two design variants for shaft conveyor scraper. Peculiarities of the stress-strain state of scrapers are determined, limiting loading values are calculated, which leads to scrapers destruction. These studies demonstrated the possibility of a developed method for studying the stress-strain state and the justification of technical solutions for products with high technical characteristics.

Keywords: stress-strain state; conveyor; finite element method; scraper; strength; parametric model; parametric modeling

Вступ. Сучасне машинобудування потребує виробів із високими технічними і тактико-технічними характеристиками. Сучасного рівня технічних характеристик неможливо досягти без здійснення досліджень їх напружено-деформованого стану (НДС). При цьому ключовою є можливість варіювати проектні та технологічні параметри і режими експлуатації в ході розрахункових досліджень. Це створює можливість цілеспрямованого поліпшення технічних рішень за критеріями міцності, жорсткості, навантажувальної здатності, довговічності тощо. Оскільки уже навіть одиничне розв'язання задачі аналізу НДС конструкцій є достатньо складним, то при здійсненні багаточисленних досліджень обсяг потрібних обчислювальних ресурсів стає невиправдано великим. У цьому випадку доцільне цілеспрямоване варіювання технічних рішень. У силу таких обставин важливо будувати такі параметричні моделі, які можуть реалізовувати зручне варіювання конструкції, що досліджується.

Зокрема, подібна проблема постає при визначенні раціональних технічних рішень шкребків шахтових конвеєрів. Стосовно цих шкребків існує вимога міцності при дії екстремальних тягових сил. З іншого боку, існує вимога мінімізації маси шкребка.

Таким чином, протиріччя, що склалося, формує задачу побудови параметричних розрахункових моделей шкребків шахтових конвеєрів. Також важливим є порівняльний аналіз напружено-деформованого стану досліджуваних шкребків. Такі двоетапні дослідження складають мету цієї роботи.

Аналіз існуючих методів. Натепер технології параметричного геометричного моделювання є домінуючими у проектних розробках машинобудівних конструкцій. Дослідження напружено-деформованого стану елементів цих конструкцій, як

© М. А. Ткачук, О. В. Кохановська, Г. В. Ткачук,
А. О. Зарубіна, І. Я. Храмцова, С. І. Марусенко,
Д. С. Мухін, С. В. Куценко, 2019

правило, здійснюється за допомогою методу скінченних елементів (МСЕ) [1]. На шляху інтеграції параметричного геометричного та скінченно-елементного моделювання створюються потужні програмні комплекси типу Creo, SolidWorks, Catia. Вони володіють широким арсеналом можливостей щодо розв'язання як задач аналізу, так і синтезу складних конструкцій за критеріями міцності. Проте весь спектр задач, що постають на практиці, у цих програмних засобах напругу не розв'язується. Крім того, для окремих предметних областей потрібно створення спеціалізованих інструментів досліджень, які орієнтовані на певний специфічний клас конструкцій. Тому слід звернути увагу на альтернативні методи аналізу та синтезу [2–9]. Зокрема, у роботі [10] запропоновані основи методу узагальненого параметричного моделювання процесів і станів у складних механічних системах. На цій основі будуються спеціалізовані програмно-моделні комплекси. Вони складаються із програмних модулів, які оперують із параметризованими моделями досліджуваних об'єктів. Крім того, залучаються можливості універсальних програмних комплексів типу ANSYS, Abaqus, Femap тощо.

Цей підхід продемонстрував високу ефективність [11–13] стосовно широкого класу об'єктів. Тому він був розвинений та адаптований для задач, які поставлені у цій роботі стосовно шкребків шахтових конвеєрів.

Загальний підхід до розв'язання поставлених задач. При розробці методів, алгоритмів та програмного забезпечення для побудови параметричних моделей просторових об'єктів складної геометричної форми потрібно розв'язати задачу створення раціональної структури дослідження напружено-деформованого стану. Застосування методу скінченних елементів передбачає створення сітки скінченних елементів, формування граничних умов та навантажень на вузли сітки. Саме створена скінченно-елементна модель є основою для дослідження впливу різних параметрів на міцність та жорсткість досліджуваних тіл. Зазвичай цей етап є дуже трудомістким та довготривалим.

Основна мета роботи – розробка ефективної системи для побудови параметричних моделей просторових об'єктів складної геометричної форми із використанням сучасних методів, алгоритмів та програмного забезпечення.

Запропоновані підходи, що дозволяють побудувати розрахункові моделі досліджуваних об'єктів на основі їх 3D-моделей, створених у різних CAD-системах. Розроблено загальну схему побудови якісної моделі, яка базується на методі узагальненого параметричного моделювання [10].

Новизна та унікальність запропонованих методів полягає у новому підході до створення моделей досліджуваних тіл на основі поєднання універсальних CAD/CAE-систем та спеціалізованих модулів. Крім того, запропоновано розширений параметричний підхід до створення моделей. Він полягає у тому, що параметрами моделі є не тільки геометричні

розміри, але й структура, компоновка, форма об'єкта і розміри сітки скінченних елементів, граничні умови, умови контактної взаємодії та навантаження.

Результатами при цьому є:

1) схема побудови скінченно-елементних моделей досліджуваних об'єктів;

2) спеціалізовані модулі для опису окремих об'єктів;

3) тестові моделі для дослідження напружено-деформованого стану окремих тіл складної форми.

Отримані результати дозволяють приступити до здійснення багатоваріантних розрахунків НДС з метою обґрунтування раціональних технічних рішень. Зокрема, у роботі це здійснено на прикладі шкребків шахтових конвеєрів.

Побудова параметризованих моделей досліджуваних об'єктів. Задача створення раціональної схеми отримання скінченно-елементних моделей просторових тіл складної форми є однією з найбільш важливих при проектному дослідженні їх НДС. З одного боку, в універсальних CAD/CAE-системах є можливості для створення скінченно-елементних моделей тіл практично будь-якої складності. З іншого боку, найбільші можливості для оперування з моделлю дають спеціальні модулі, що орієнтовані на відповідний клас конструкцій. У роботі запропоновано підхід, що поєднує переваги універсальних та спеціальних систем створення розрахункових моделей. Запропоновано поєднувати у рамках дослідження того чи іншого класу конструкцій універсальні CAD/CAE-системи та спеціалізовані підсистеми. Це різко підвищує оперативність створення моделей. Вони створюються в автоматизованому режимі. Крім того, впроваджується наскрізна параметризація цих моделей. Це дає змогу створювати не одну модель, а цілий клас моделей. Ці моделі на будь-якому етапі досліджень можуть бути модифіковані.

Пропонуються оригінальні методи та алгоритми урахування реальних умов взаємодії елементів досліджуваних систем, зокрема – контактної взаємодії. Вони полягають у новій оригінальній схемі трактовки поведінки контактних елементів та пошуку зон контактної взаємодії. У рамках запропонованого підходу вдається уникнути або значно зменшити час на ітераційний процес пошуку зон контакту та контактного тиску.

При цьому слід зазначити, що при проектуванні нових машинобудівних виробів закономірним і важливим етапом є математичне моделювання різних фізичних процесів і вибір на цій основі їх раціональних конструктивних параметрів (рис. 1).

Зокрема, при проектуванні елементів складних механічних систем актуальним питанням є оптимальний вибір конструктивних і технологічних параметрів, а також режимів експлуатації, що забезпечують міцність, жорсткість і надійність проектного виробу, а також зниження його маси. Для розв'язання цієї задачі плідне використання системного підходу [1]. Дійсно, сучасні машини є складними системами взаємодіючих елементів. У свою чер-

гу самі машини знаходяться у становищі підсистеми до систем, що включають їх самих, зовнішнє середовище, системи керування й операторів.

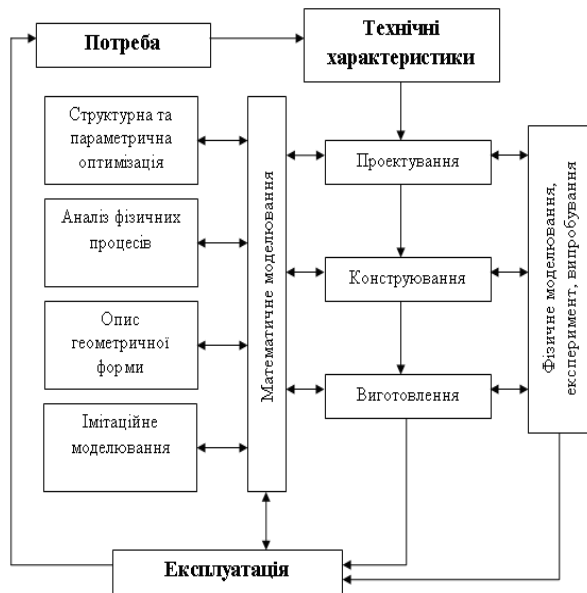


Рисунок 1 – Структура проектування та життя виробу

У зв'язку з цим пропонується розширити ідеї параметричного підходу, запропонованого в роботах [2, 3], а саме розширити множину визначальних параметрів шляхом включення в нього параметрів всіх елементів системи «машина – зовнішнє середовище – система керування – оператор» (М – ЗС – СК – О). Природно, при цьому необхідно розв'язати задачі ранжирування параметрів, визначення значимих і малозначимих з них, а також (за необхідності) – розширення множини значимих параметрів.

Основними факторами успіху в сучасному промисловому виробництві є: скорочення терміну виходу продукції на ринок, зниження її собівартості і підвищення якості. До числа найбільш ефективних технологій, що дають можливість виконати ці вимоги, належать так звані CAD/CAM/CAE-системи (системи автоматизованого проектування, технологічної підготовки виробництва й інженерного аналізу). За останні роки CAD/CAM/CAE-системи пройшли шлях від порівняно простих креслярських додатків до інтегрованих програмних комплексів, що забезпечують єдину підтримку всього циклу розробки, починаючи від ескізного проектування і закінчуючи технологічною підготовкою виробництва, випробуваннями і супроводом. Сучасні CAD/CAM/CAE-системи не тільки дають можливість скоротити термін впровадження нових виробів, але і впливають на технологію виробництва, даючи змогу підвищити якість і надійність продукції, що випускається (підвищуючи, тим самим, її конкурентоздатність). Зокрема, шляхом комп'ютерного моделювання складних виробів конструктор може зафіксувати нестиковку і заощаджує на вартості виготовлення фізичного прототипу.

Як правило, у сучасні CAD-системи входять

модулі моделювання тривимірної об'ємної конструкції (деталі) і оформлення креслень та текстової конструкторської документації (специфікацій, відомостей тощо). Провідні тривимірні CAD-системи дають можливість реалізувати ідею наскрізного циклу підготовки і виробництва складних промислових виробів. САМ-системи (системи технологічної підготовки виробництва) натеper є практично єдиним способом для виготовлення складнопрофільних деталей і скорочення циклу їхнього виробництва. У САМ-системах використовується тривимірний модель деталі, створена у CAD-системі. САЕ-системи (системи інженерного аналізу) є великим класом систем, кожна з яких дає можливість розв'язувати визначену розрахункову задачу (групу задач), починаючи від розрахунків на міцність, аналізу і моделювання теплових процесів до розрахунків гідравлічних систем і машин, розрахунків процесів лиття тощо. У САЕ-системах також використовується тривимірний модель виробу, створена у CAD-системі.

З досвіду використання так званих «важких» CAD/CAM-системи впливає, що вони фактично вимагають повної перебудови виробництва «під себе». Реальному виробництву, якому треба випускати продукцію, навпаки, потрібно налаштувати систему під існуючі техпроцеси обробки інформації.

Крім цього, одним із слабких місць, що мають корені в історії розвитку систем автоматичного проектування, є передача даних між CAD, САЕ, САМ-системами. Цю проблему вирішують різними шляхами: від створення спеціальних інтерфейсних модулів до окремих програмних продуктів, основна задача яких – усунення нестиковок.

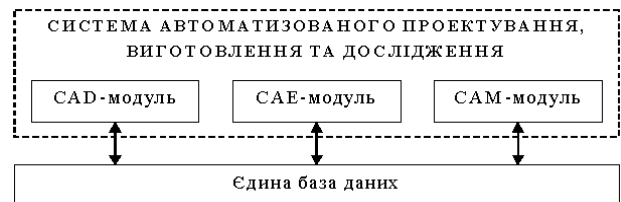


Рисунок 2 – Структура CAD/CAM/CAE-системи

Для сучасних САПР характерне поєднання функцій CAD, САЕ, САМ-систем в інтегрованих CAD/САЕ/САМ-системах з єдиною базою даних (рис. 2). При цьому тенденція ця є провідною (приклад – Pro/ENGINEER(Creo), CATIA). Таке поєднання, крім усунення проблем передачі даних, приносить і інші очевидні переваги: оперативність; скрізна параметризація; асоціативність; можливість створення з урахуванням блочної структури комплексної системи автоматизованого проектування, дослідження, виготовлення. Останнє передбачає використання або достатньо потужних, дорогих і ресурсомістких систем (типу того ж Pro/ENGINEER(Creo) або CATIA), або розробки оригінальних спеціальних систем, орієнтованих на вузький клас задач.

Більш гнучкою схемою видається та, котра поєднує переваги і недоліки кожного з напрямків: створення спеціалізованих систем проектування, виготовлення і дослідження певних класів конструктор-

цій на базі універсальних систем, у які вбудовуються спеціалізовані модулі. Пропонований підхід, крім очевидних економічних вигод, дає велику перевагу на етапах побудови просторових моделей, способів виготовлення, чисельних моделей і при виборі методів вирішення оптимізаційних задач.

Загальна схема розв'язання сформульованої задачі – на рис. 3.

Аналіз схем на рис. 4 показує, що в цих системах присутні кілька ключових елементів, що визначають як можливості тієї чи іншої системи в цілому, так і ефективність обробки й обміну інформацією з іншими системами. При цьому центральною ланкою

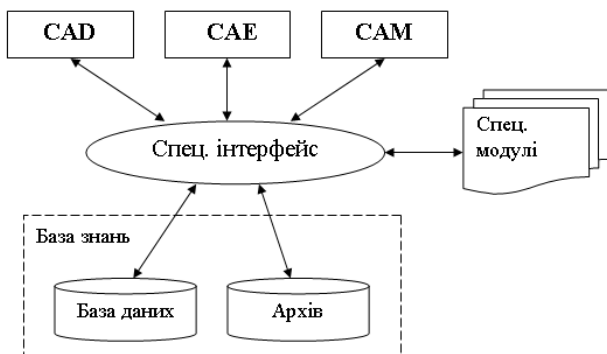


Рисунок 3 – Загальна схема розв'язання

більшості систем є математичне ядро, що визначає технологію роботи з основною первинною геометричною інформацією.

Схема взаємодії елементів інтегрованої системи автоматизованого проектування, дослідження, виготовлення (САПДВ) наведена на рис. 4. На рис. 5 наведена структура даних у системі автоматизованого проектування, дослідження, виготовлення.

Для дослідження складних механічних систем пропонується підхід, заснований у тому числі на параметричному поданні найбільш істотної інформації.



Рисунок 4 – Схема взаємодії елементів систем автоматизованого проектування, дослідження та виготовлення



Рисунок 5 – Схема структури організації даних в інтегрованих системах автоматизованого проектування, дослідження та виготовлення

У параметричній моделі визначальними параметрами можуть бути як конструктивні розміри, так і силові впливи, технологічні параметри, фізико-механічні властивості матеріалів тощо, а також варі-

анти конструктивних рішень. Важливо те, що при параметризації моделі того чи іншого елемента складної механічної системи зберігається цілісність конструкції при варіюванні окремих її параметрів

або наборів таких параметрів. Параметризація також є основним кроком на шляху застосування того чи іншого методу оптимізації конструкції.

У зв'язку з цим запропонована авторами схема побудови параметричних моделей на кожному етапі набуває властивості наскрізної параметризації (рис. 6, 7).

Схема роботи із застосуванням запропонованих авторами технологій побудови розрахункових моделей елементів складних механічних систем передбачає модульну структуру програмного забезпечення. При цьому обмін інформацією між розроблюваними модулями здійснюється за схемою, наведеною на рис. 8.

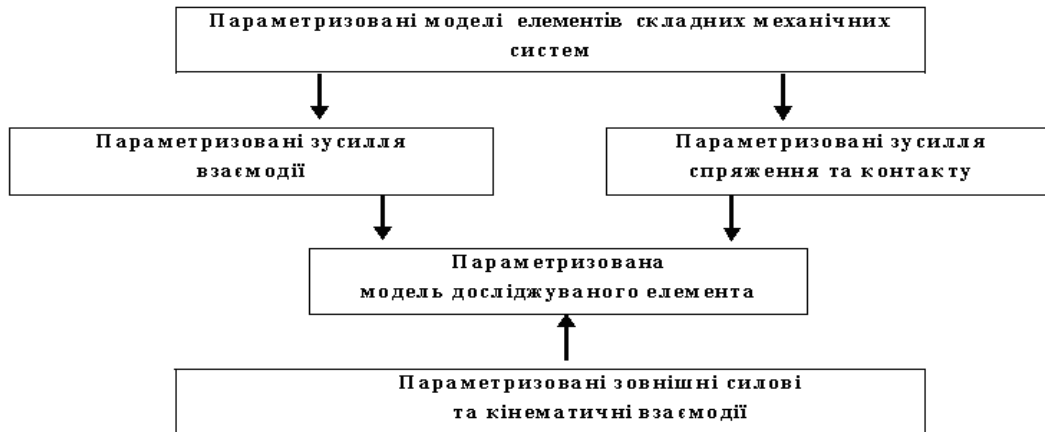


Рисунок 6 – Скрізна параметризація при дослідженні напружено-деформованого стану елементів складних механічних систем

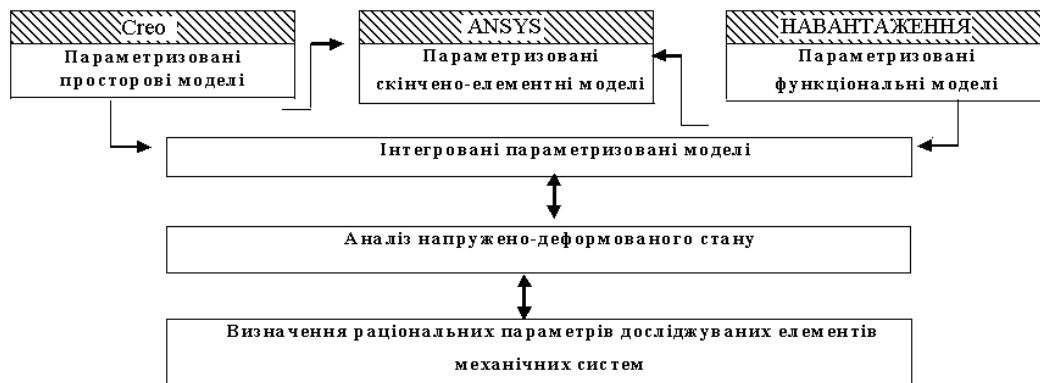


Рисунок 7 – Комплексна схема дослідження напружено-деформованого стану елементів складних механічних систем

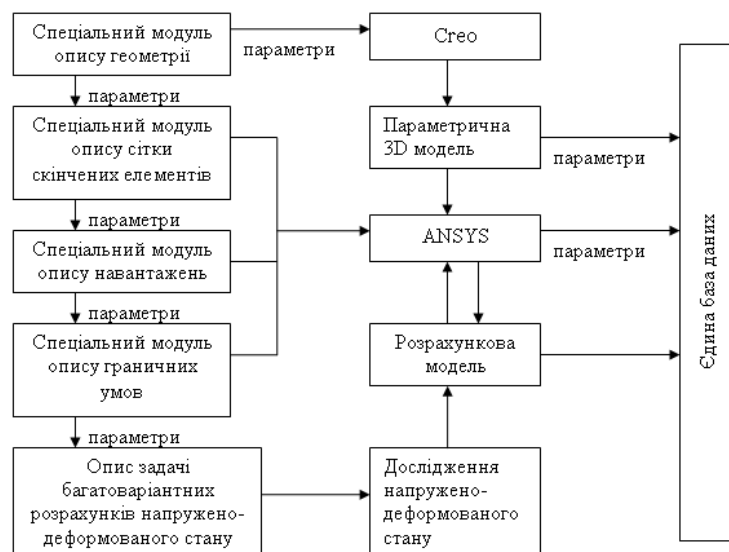


Рисунок 8 – Схема обміну між програмними модулями

Побудова розрахункових моделей шкребків та дослідження їх напружено-деформованого стану. На рис. 9, 10 приведений загальний вигляд конструкції – шкребка I (виробник – завод «Світло Шахтаря», м.Харків). Основні характеристики шкребка наведені в табл. 1.



Рисунок 9 – Шкребок I. Вид знизу

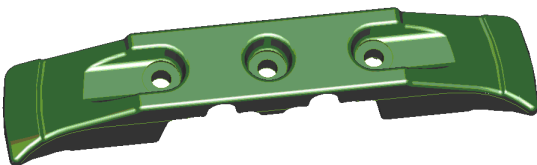


Рисунок 10 – Шкребок I. Вид зверху

Таблиця 1 – Основні характеристики шкребка I

Габаритні розміри	674x135x105
Матеріал	Сталь 35ХГСА
Маса, не більше, кг	24
Пробне навантаження, т	30
Руйнівне навантаження, т	70

Шкребок I, використовуваний у ланцюговому шахтному конвеєрі для подачі вугілля, що добувається, до підйомника, є суцільнометалевим литим тілом. Дослідження напружено-деформованого стану шкребка здійснювалися з метою визначення руйнівного навантаження. З огляду на умови його роботи, а також цілі дослідження, цю задачу не можна звести до двомірної, тому будувалася тривимірна просторова геометрична модель.

Оскільки повністю змоделювати умови роботи шкребка на конвеєрі при транспортуванні породи дуже складно (ця задача вимагає великих обчислювальних ресурсів), то в задачі була реалізована схема навантаження, що використовується в пристосуванні для випробувань нових шкребків у цеху. Модель пристосування показана на рис. 11. Для спрощення задачі в геометричній моделі шкребка перетинання її двома циліндрами були побудовані поверхні, що моделюють опору.

Для прискорення здійснення різноманітних розрахунків було введено низку параметрів. Оскільки цей шкребок є досліджуваним виробом, отже, для нього конструкція випробувального пристосування є варійованою, тому саме розміри і положення опори і були параметризовані. На рис. 12 показані геометричні параметри моделі. Параметри $d693$ і $d692$ відповідають за положення опори, а $d691$ і $d694$ відповідають за її розміри.

Геометричні параметри доповнювалися параметрами, що визначають розміри скінченних елементів, величину навантаження, властивості мате-

ріалу. Докладніше додатковий набір параметрів описано нижче.

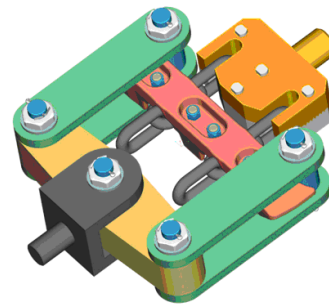


Рисунок 11 – Схема пристосування для випробування шкребка у площині тягового органу на прикладі шкребка I

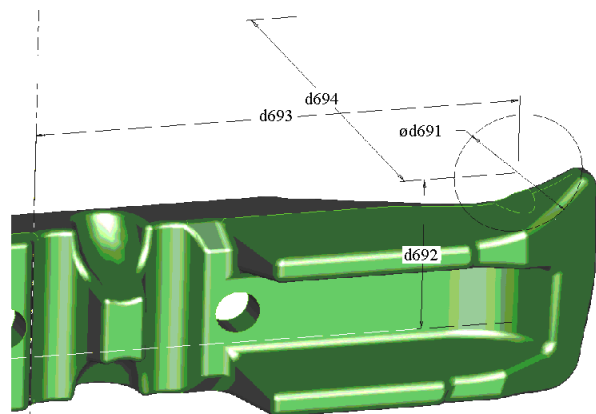


Рисунок 12 – Геометричні параметри моделі шкребка

Геометрична модель. Етапи створення. Геометрична модель будуватися в кілька етапів. Рис. 13–20 ілюструють основні з них. Створення моделі починалося з першого «витягування», у результаті були отримані грубі контури симетричної половини деталі (рис. 13). Наступний етап – підрізування краю, див. рис. 14. На рис. 16 показана модель після прорізки площадок під кріпильні скоби. На наступних двох етапах створюється поверхня контакту з ланкою, що навантажує, і будуватися симетрична частина (рис. 16, 17). Рис. 18, 19 ілюструють подальше видалення зайвого матеріалу, а на рис. 20 показана практично готова модель, на якій створені ливарні ухили, скруглення й отвори для кріпильних скоб. Останнім етапом є створення поверхні контакту шкребка з опорою іспитового пристосування.

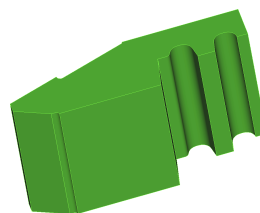


Рисунок 13 – Створення першого «витягування»

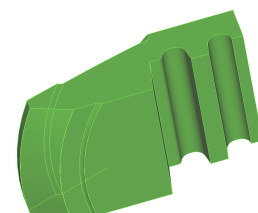


Рисунок 14 – Обрізка краю

дається з першого пакета в другий (див. рис. 21).

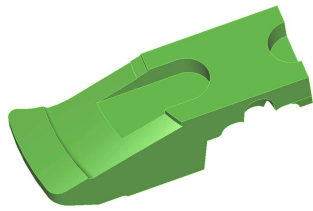


Рисунок 15 – Розмітка площадок під кріпильні скоби



Рисунок 16 – Створення поверхні контакту з ланцюгом

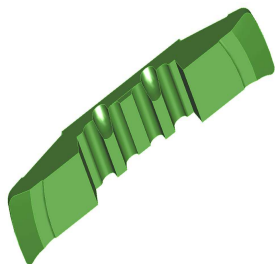


Рисунок 17 – Створення симетричної частини

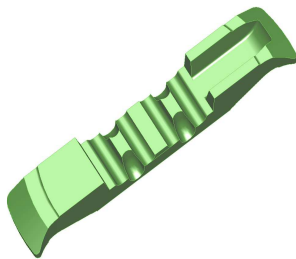


Рисунок 18 – Видалення «зайвого металу», створення двох поверхонь контакту, що залишилися, з ланцюгами

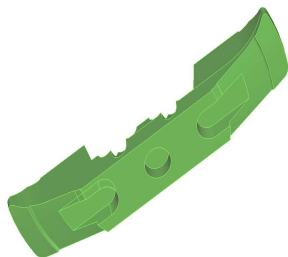


Рисунок 19 – Створення ливарних ухилів

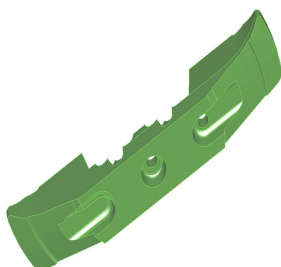


Рисунок 20 – Створення скруглень і отворів під скоби

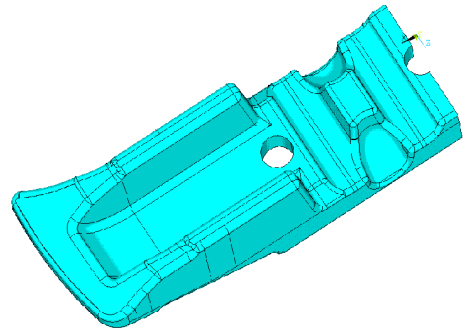


Рисунок 21 – Геометрична модель шкребка, передана в ANSYS

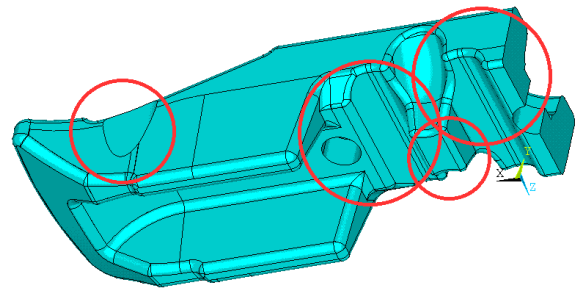
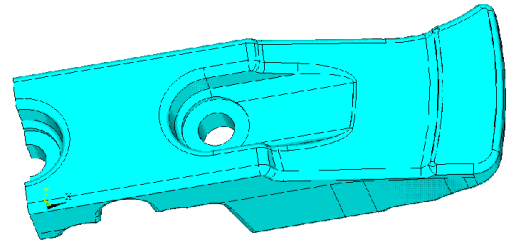


Рисунок 22 – Зони згущення сітки

Створення скінченно-елементної сітки. Для визначення руйнівного навантаження необхідно здійснення нелінійних розрахунків. Нелінійність викликана необхідністю урахування пластичної деформації, виникаючої у конструкції при такому випробуванні.

Нелінійний розрахунок з урахуванням пластичних деформацій вимагає завдання діаграми розтягання, що визначає модель поведінки матеріалу. На жаль, одержання реальної діаграми розтягання металу, використовуюваного в конструкції, вимагало проведення дорогого експерименту, оскільки сталь проходила процедуру перегартування для підвищення характеристик міцності. Єдині значення, що вдалося одержати – це модуль пружності і межа міцності. Для вирішення цієї проблеми в розрахункову схему була закладена модель полілінійного ізотропного матеріалу зі зміцненням. Графік моделі матеріалу наведений на рис. 23.

Далі з використанням ANSYS будувалася скінченно-елементна сітка (рис. 24, 25). Тут використовується низка параметрів, що задають розміри елементів у різних зонах. У моделі після декількох перевірючих розрахунків був виділено ряд «небезпечних» зон, у яких сітка була згущена, що і потребувало введення декількох параметрів. Як «небезпечні» зони були обрані: зона контакту з опорою, зона дії навантаження, а також зони, у яких істотно

зменшується товщина шкребка.

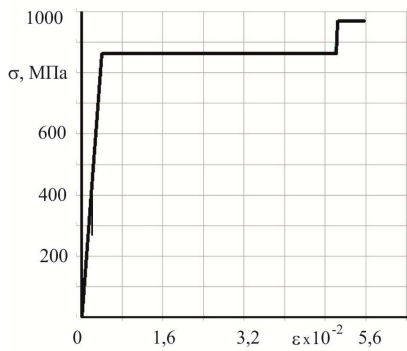


Рисунок 23 – Діаграма розтягання «напруження (σ) – деформації (ϵ)»

Навантаження і граничні умови. У площині

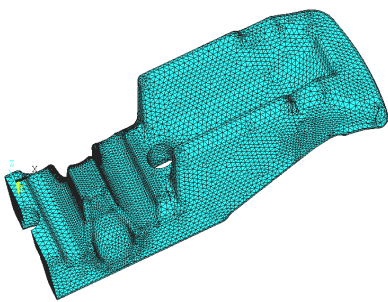


Рисунок 24 – Скінченно-елементна сітка

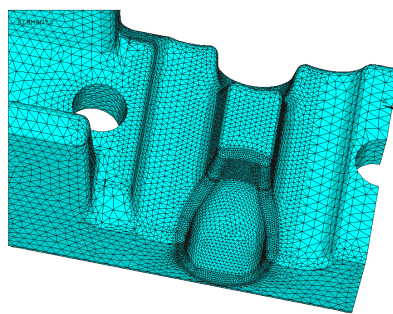


Рисунок 25 – Скінченно-елементна сітка (більш детальна)

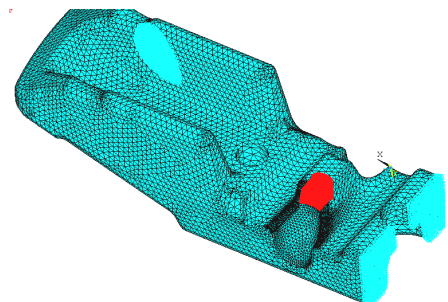


Рисунок 26 – Схема навантаження

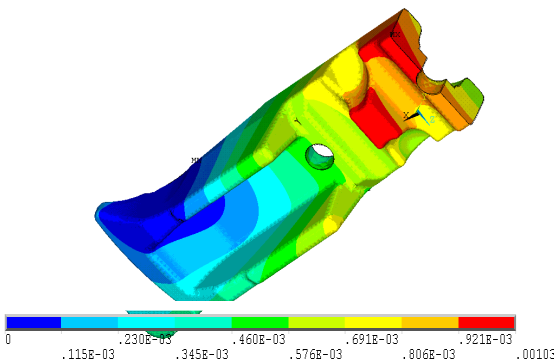


Рисунок 27 – Діаграма розподілу повних переміщень, м

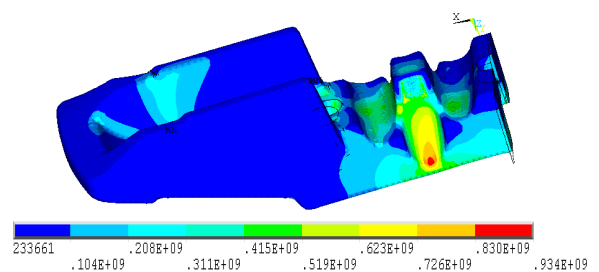


Рисунок 28 – Діаграма розподілу еквівалентних за Мізесом напружень, Па

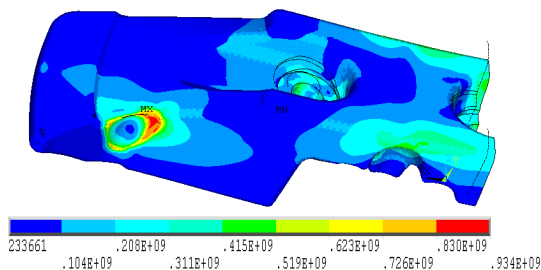


Рисунок 29 – Діаграма розподілу еквівалентних за Мізесом напружень, Па

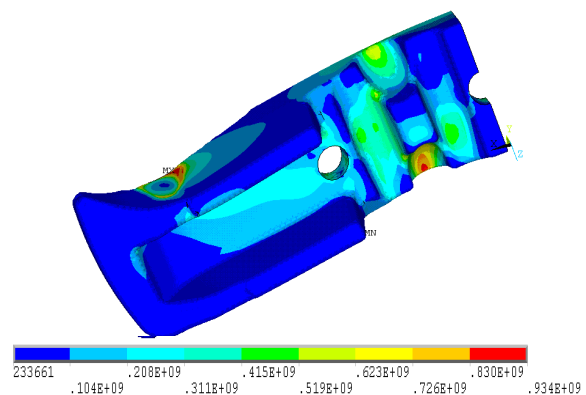


Рисунок 30 – Діаграма розподілу еквівалентних за Мізесом напружень, Па

симетрії (ПС) були задані умови симетрії, а саме, заборонені переміщення з ПС. Контакт з опорою пристосування, завдяки описаним вище спрощенням задачі, звівся до заборони переміщень на поверхні контакту. На поверхні контакту з ланкою навантажувального ланцюга задавалася сила, розподілена на вузлах. Значення сили задавалося окремим параметром. Схема навантаження і граничні умови наведені на рис. 26.

Результати тестових розрахунків. Після підготовки моделі проводився розрахунок. Виходячи з діапазону параметрів і з огляду на всі тестові розрахунки, було проведено більше двох десятків розрахунків.

На рис. 27–30 наведені діаграми розподілу сумарних переміщень і еквівалентних (за критерієм фон Мізеса) напружень.

Порівняльний аналіз НДС двох варіантів конструкцій шкребків. Для дослідження були запропоновані геометричні моделі двох шкребків, створені в САПР Pro/ENGINEER: I та II. На рис. 31 наведено геометричну модель шкребка II.

За кожним шкребком були здійснені наступні розрахункові дослідження:

1. Дослідження у пружній області для визначення пробного навантаження:

- а) навантаження у площині руху ланцюга;
- б) навантаження у площині, перпендикулярній руху ланцюга.

2. Пружно-пластична деформація для визначення руйнівного навантаження у площині руху ланцюга.

На рис. 32–58 наведені розподіли повних переміщень (м) та еквівалентних за Мізесом напружень (Па) у шкребках I та II.

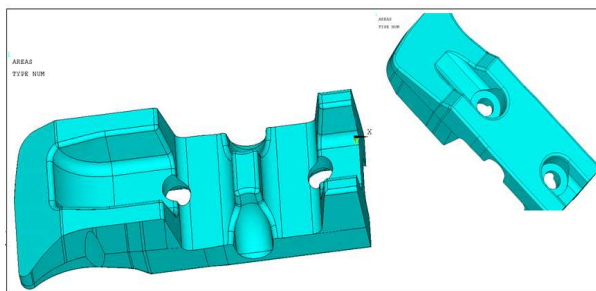


Рисунок 31 – Геометрична модель шкребка II

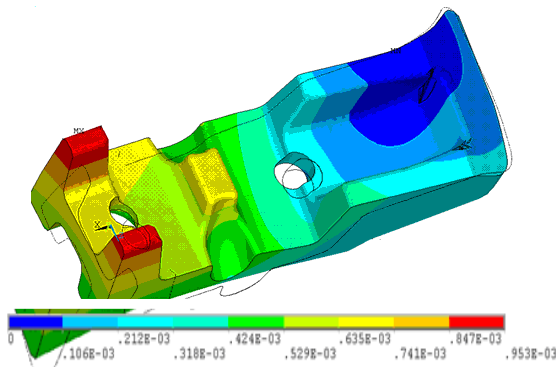


Рисунок 32 – Розподіл переміщень шкребка II під дією навантаження 30т у площині руху ланцюга, м

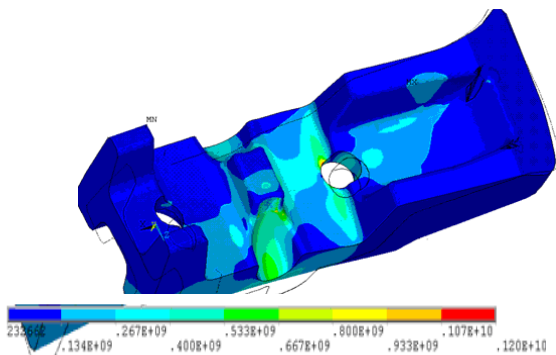


Рисунок 33 – Розподіл напружень шкребка II під дією навантаження 30т у площині руху ланцюга, Па

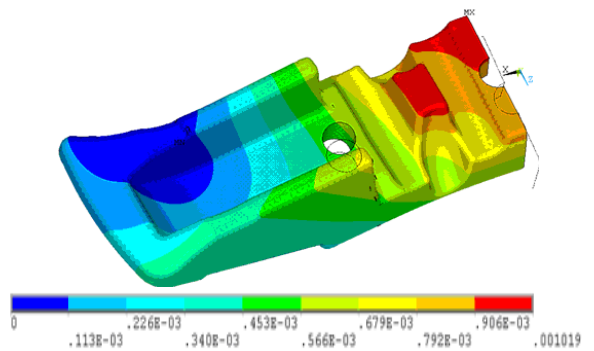


Рисунок 34 – Розподіл переміщень шкребка I під дією навантаження 30т у площині руху ланцюга, м

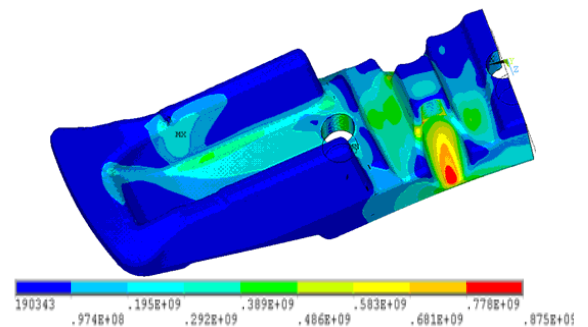


Рисунок 35 – Розподіл напружень шкребка I під дією навантаження 30т у площині руху ланцюга, Па

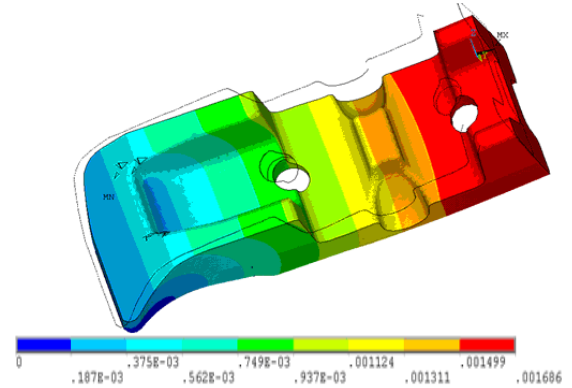


Рисунок 36 – Діаграма розподілу переміщень шкребка I під дією навантаження 10т у площині, яка перпендикулярна руху ланцюга, м

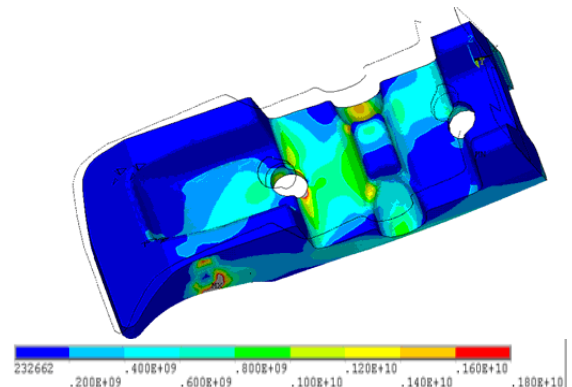


Рисунок 37 – Діаграма розподілу напружень шкребка I під дією навантаження 10т у площині, яка перпендикулярна руху ланцюга, Па

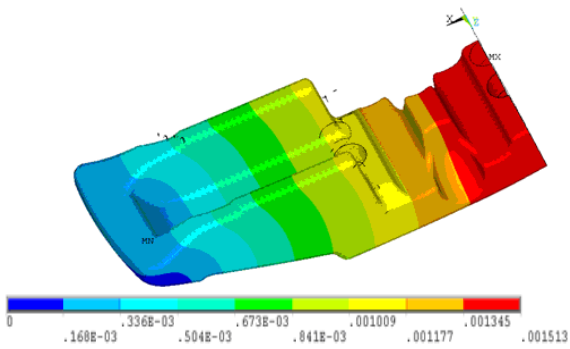


Рисунок 38 – Діаграма розподілу переміщень шкребка I під дією навантаження 10т у площині, яка перпендикулярна руху ланцюга

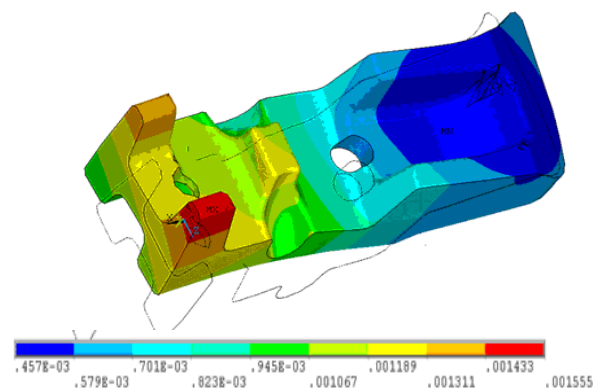


Рисунок 42 – Діаграма розподілу переміщень шкребка II під дією навантаження 35т у площині руху ланцюга, м

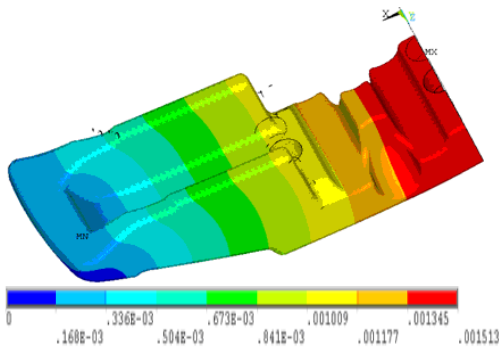


Рисунок 39 – Діаграма розподілу напружень шкребка I під дією навантаження 10т у площині, яка перпендикулярна руху ланцюга, Па

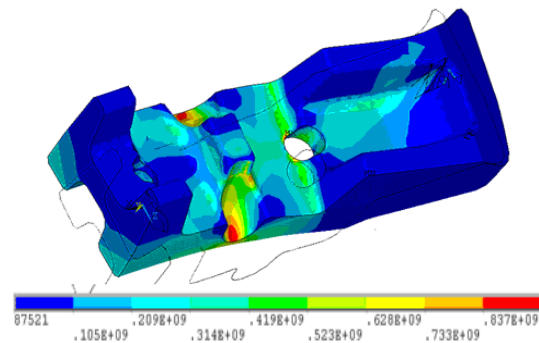


Рисунок 43 – Діаграма розподілу напружень шкребка II під дією навантаження 35т у площині руху ланцюга, Па

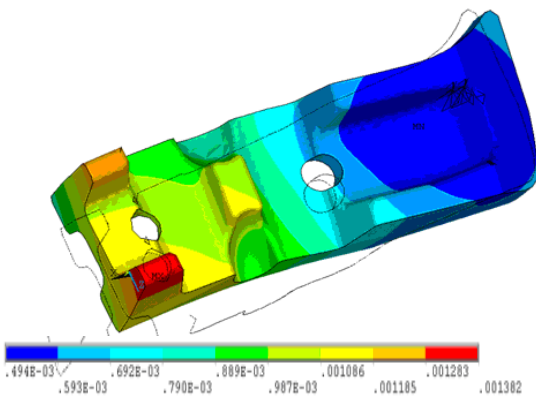


Рисунок 40 – Діаграма розподілу переміщень шкребка II під дією навантаження 30т у площині руху ланцюга, м

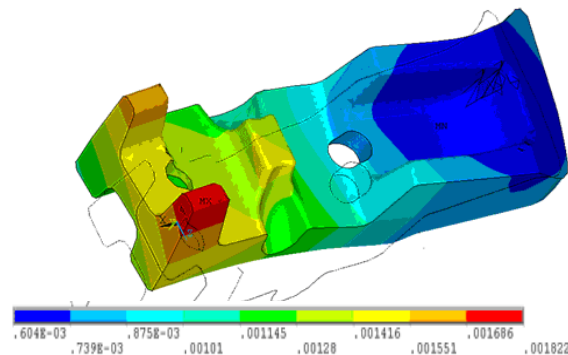


Рисунок 44 – Діаграма розподілу переміщень шкребка II під дією навантаження 40т у площині руху ланцюга, м

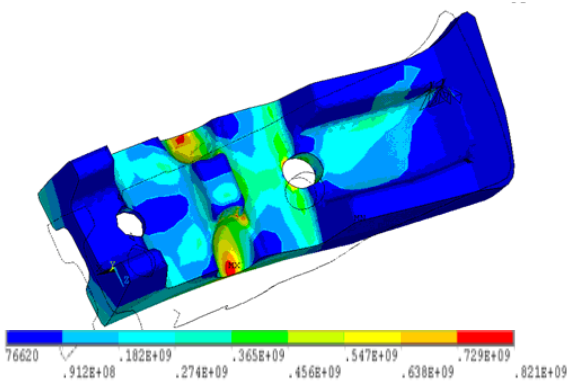


Рисунок 41 – Діаграма розподілу напружень шкребка II під дією навантаження 30т у площині руху ланцюга, Па

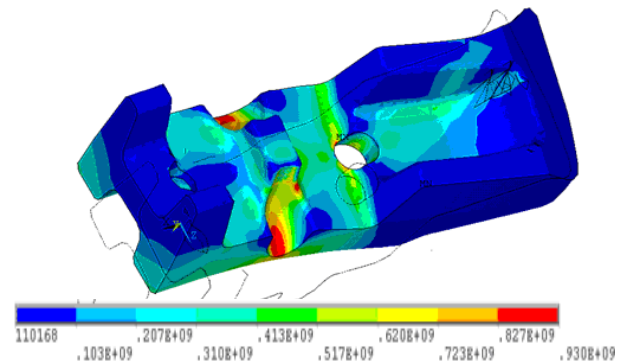


Рисунок 45 – Діаграма розподілу напружень шкребка II під дією навантаження 40т у площині руху ланцюга, Па

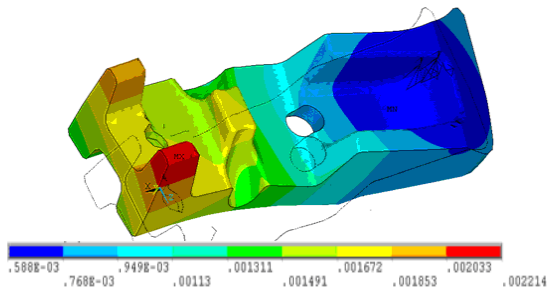


Рисунок 46 – Діаграма розподілу переміщень шкребка II під дією навантаження 50т у площині руху ланцюга, м

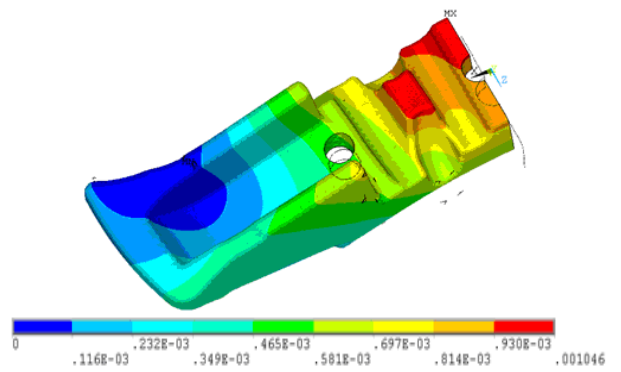


Рисунок 51 – Діаграма розподілу переміщень шкребка I під дією навантаження 30т у площині руху ланцюга, м

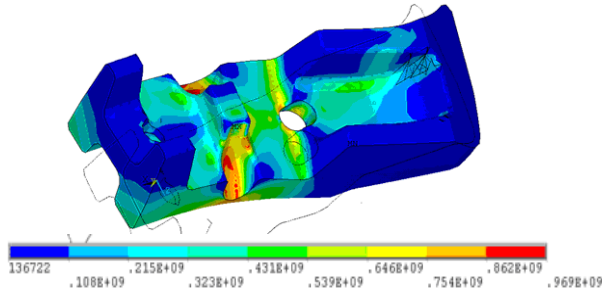


Рисунок 47 – Діаграма розподілу напружень шкребка II під дією навантаження 50т у площині руху ланцюга, Па

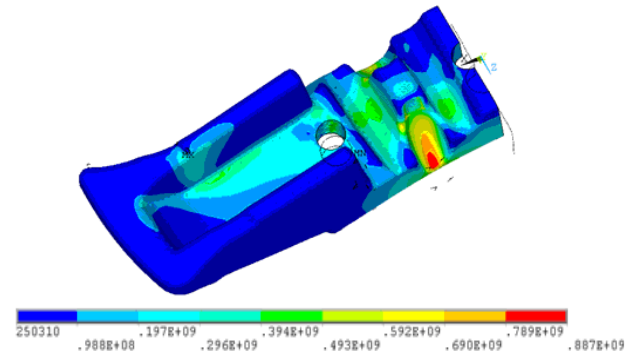


Рисунок 52 – Діаграма розподілу напружень шкребка I під дією навантаження 30т у площині руху ланцюга, Па

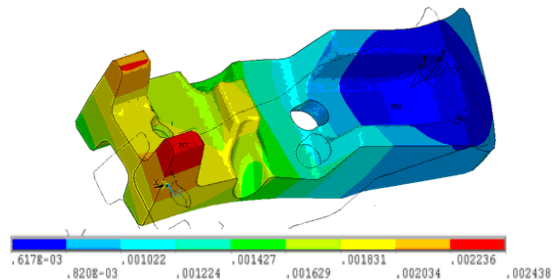


Рисунок 48 – Діаграма розподілу переміщень шкребка II під дією навантаження 55т у площині руху ланцюга, м

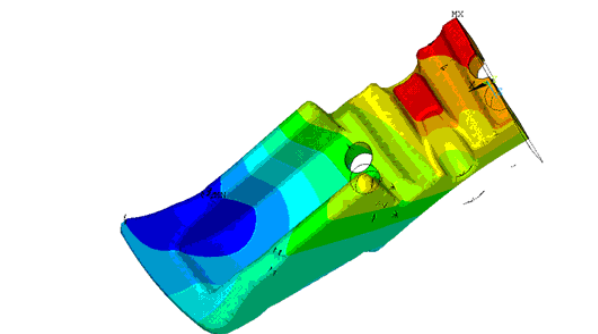


Рис. 53 – Діаграма розподілу переміщень шкребка I під дією навантаження 40т у площині руху ланцюга, м

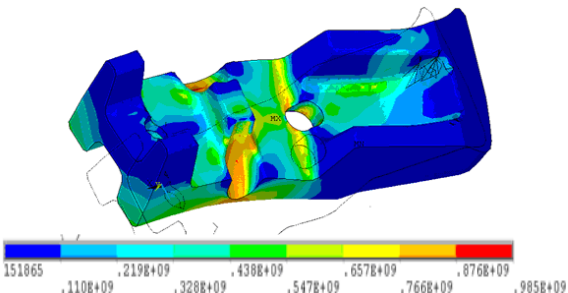


Рисунок 49 – Діаграма розподілу напружень шкребка II під дією навантаження 55т у площині руху ланцюга, Па

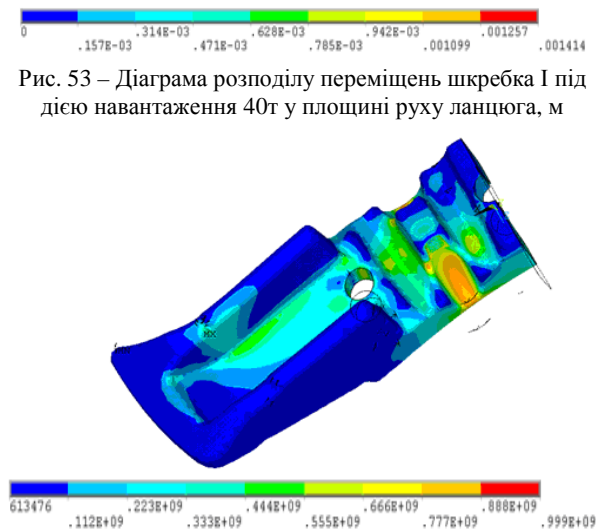


Рис. 54 – Діаграма розподілу напружень шкребка I під дією навантаження 40т у площині руху ланцюга, Па

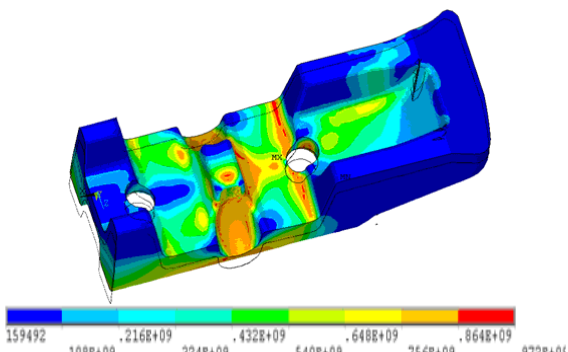


Рисунок 50 – Діаграма розподілу напружень шкребка II під дією навантаження 70т у площині руху ланцюга, Па

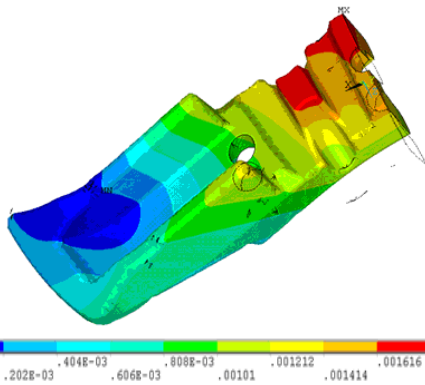


Рисунок 55 – Діаграма розподілу переміщень шкребка I під дією навантаження 50т у площині руху ланцюга, м

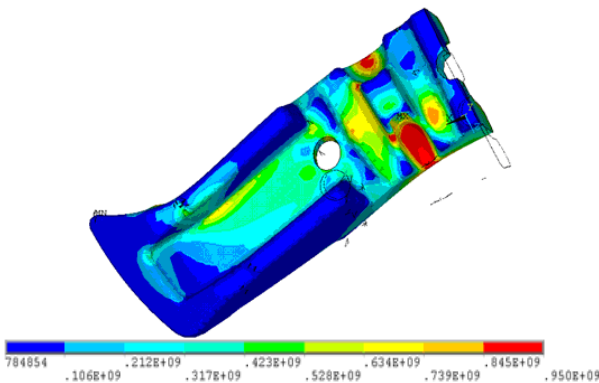


Рис. 56 – Діаграма розподілу напружень шкребка I під дією навантаження 50т у площині руху ланцюга, Па

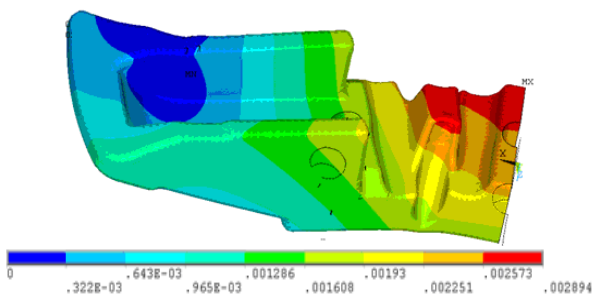


Рисунок 57 – Діаграма розподілу переміщень шкребка I під дією навантаження 70т у площині руху ланцюга, м

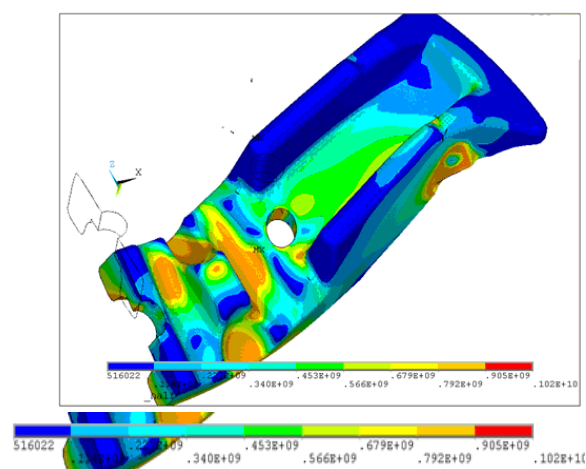


Рисунок 58 – Діаграма розподілу напружень шкребка I під дією навантаження 70т у площині руху ланцюга, Па

Аналіз результатів. На рис. 59 наведена підсумкова інформація про міцність шкребків шахтових конвеєрів (варіанти «I» та «II»). Ці дані є основою для обґрунтування тих чи інших технічних рішень шкребків.

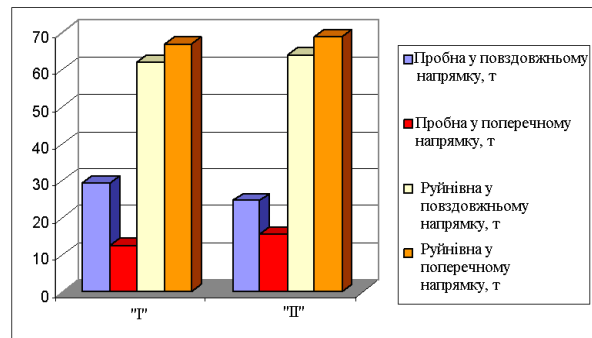


Рисунок 59 – Підсумкова інформація про міцність шкребків шахтових конвеєрів

Висновки. Результатами роботи є:

1) схема побудови розрахункових моделей елементів складних механічних систем на базі інтегрованих технологій досліджень напружено-деформованого стану та узагальненого параметричного підходу;

2) схема обміну інформацією між програмними модулями;

3) методи, алгоритми та програмне забезпечення для побудови розрахункових моделей, а також апробація запропонованої технології на конкретних задачах. При цьому на конкретних прикладах продемонстрована ефективність розробленого підходу, методу, моделей та програмних засобів досліджень.

Отримані результати дають можливість продовжити дослідження із обґрунтування прогресивних технічних рішень досліджуваних об'єктів. Крім того, отримані при розрахунках дані можуть бути використані для порівняння з результатами експериментів.

Список літератури

1. Zienkiewicz O.C., Taylor L.R. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*. 7th Edition. Butterworth-Heinemann, 2013. 756 p.
2. Литвиненко А. В. , Шейченко Р. И. , Граборов Р. В., Бондаренко М. А. Метод линеаризации поверхности отклика в задаче обоснования проектных параметров тонкостенных элементов машиностроительных конструкций. Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Харків: НТУ «ХПІ». 2014. № 31. С. 88–99.
3. Бондаренко М. А., Шейченко Р. И. , Граборов Р. В. , Шинкин Д. Г., Киричук Д. В. Билинеаризация поверхности отклика в оптимизационных исследованиях тонкостенных элементов машиностроительных конструкций. та машинобудування. 2014. № 1. С. 18–23.
4. Мартиненко О. В. , Веретельник О. В. , Танченко А. Ю. , Чубань М. О. , Литвиненко О. В. Вплив проектно-технологічних параметрів на міцність та динамічні характеристики тонкостінних конструкцій. Проблемні питання розвитку озброєння та військової техніки: Тези доповідей VI міжнародної науково-практичної конференції. Київ, Вид. дім Дмитра Бурого, 2015. С. 154–155.
5. Чубань М. А. Аппроксимация поверхности отклика для

- использования в процессе параметрического синтеза машиностроительных конструкций. Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Харків: НТУ «ХПІ». 2015. №43. С. 161–164.
6. Чубань М. А., Шейченко Р. И., Граборов Р. В. Модели аппроксимации поверхности отклика в оптимизационных исследованиях машиностроительных конструкций. Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Харків: НТУ «ХПІ». 2015. № 62. С. 46–51.
 7. Бондаренко М. О. Методи оптимізації із застосуванням поверхонь відгуку, адаптовані до розв'язання задач аналізу та синтезу конструктивних параметрів тонкостінних машинобудівних конструкцій. Вісник Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». Харків: НТУ «ХПІ». 2016. № 42. С. 22–28.
 8. Бондаренко М.А. Линеаризация и билинеаризация поверхности отклика в случае нелинейного поведения оптимизируемых конструкций. Механіка та машинобудування. 2017. №1. С. 32–37.
 9. Tkachuk M., Bondarenko M., Grabovskiy A., Vasiliev A., Sheychenko R., Graborov R., Posohov V., Lunyov E., Nabokov A. Thin-walled structures: analysis of the stressed-strained state and parameter validation. Східно-Європейський журнал передових технологій. Харків: УДАЗТ. 2018. 1/7 (91). С. 18–29.
 10. Ткачук Н. А., Гриценко Г. Д., Чепурной А. Д., Орлов Е. А., Ткачук Н. Н. Конечно-элементные модели элементов сложных механических систем: технология автоматизированной генерации и параметризованного описания. Механіка та машинобудування. 2006, №1, с.57–79.
 11. Tkachuk M. A Numerical Method for Axisymmetric Adhesive Contact Based on Kalker's Variational Principle. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018, no. 3/7(93), pp. 34–41.
 12. Tkachuk M.M., Skripchenko N. B., Tkachuk M. A., Grabovskiy A. V. Numerical Methods for Contact Analysis of Complex-Shaped Bodies with Account for Non-Linear Interface Layers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018, no. 5/7(95), pp. 22–31.
 13. Atroshenko O., Tkachuk M., Martynenko O., Tkachuk M., Saverska M., Hrechka I., Khovansky S. The study of multi-component loading effect on thin-walled structures with bolted connections. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019, no. 1/7 (97), pp. 15–25.
- References (transliterated):**
1. Zienkiewicz O.C., Taylor L.R. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*. 7th Edition. Butterworth-Heinemann, 2013. 756 p.
 2. Litvinenko A. V., Sheychenko R. I., Graborov R. V., Bondarenko M. A. Metod linearizacii poverhnosti otklika v zadache obosnovaniya proektnykh parametrov tonkostennykh jelementov mashinostroitel'nykh konstrukcij [Method of linearization of the response surface in the problem of justifying the design parameters of thin-walled elements of engineering structures]. *Visnyk Nacional'nogo texnichnogo universytetu «Kharkivs'kyj politexnichnyj instytut»*. Kharkiv: NTU «KhPI». 2014, no. 31, pp. 88–99.
 3. Bondarenko M. A., Sheychenko R. I., Graborov R. V., Shinkin D. G., Kirichuk D. V. Bilinearizacija poverhnosti otklika v optimizacijnykh issledovanijah tonkostennykh jelementov mashinostroitel'nykh konstrukcij [Bilinearization of the response surface in optimization studies of thin-wall elements of machine-building structures]. *Mexanika ta mashynobuduvannya*. 2014, no. 1, pp. 18–23.
 4. Martynenko O. V., Veretel'nyk O. V., Tanchenko A. Yu., Chuban' M. O., Lytvynenko O. V. Vplyv proektno-texnologichny'x parametrov na micznist' ta dy'namični xarakterystyky tonkostinny'x konstrukcij. [Putting on design-technological parameters on the structure and dynamical characteristics of thin-walled constructions]. *Problemi pytannya rozvyt'ku ozbrojennya ta vijs'kovoyi texnyky: Tezy dopovidej VI mizhnarodnoyi naukovo-praktychnoyi konferenciyi*. Ky'iv, Vy'd. dim Dmy'tra Burago, 2015. pp. 154–155.
 5. Chuban' M. A. Approksimacija poverhnosti otklika dlja ispol'zovaniya v processe parametricheskogo sinteza mashinostroitel'nykh konstrukcij [Approximation of the response surface for use in the process of parametric synthesis of engineering structures]. *Visnyk Nacional'nogo texnichnogo universytetu «Kharkivs'kyj politexnichnyj instytut»*. Kharkiv: NTU «KhPI». 2015, no. 43, pp. 161–164.
 6. Chuban' M. A., Sheychenko R. I., Graborov R. V. Modeli approksimacii poverhnosti otklika v optimizacijnykh issledovanijah mashinostroitel'nykh konstrukcij [Approximation models of the response surface in optimization studies of engineering structures]. *Visnyk Nacional'nogo texnichnogo universytetu «Kharkivs'kyj politexnichnyj instytut»*. Kharkiv: NTU «KhPI». 2015, no. 62, pp. 46–51.
 7. Bondarenko M. O. Metody optyimizaciyi iz zastosuванням poverxon' vidguku, adaptovani do rozvyazannya zadach analizu ta syntezu konstruktyvny'x parametrov tonkostinny'x mashynobudivny'x konstrukcij [Methods of optimization using response surfaces, adapted to the solution of problems of analysis and synthesis of structural parameters of thin-walled engineering constructions]. *Visnyk Nacional'nogo texnichnogo universytetu «Kharkivs'kyj politexnichnyj instytut»*. Kharkiv: NTU «KhPI». 2016, no. 42, pp. 22–28.
 8. Bondarenko M.A. Linearizacija i bilinearizacija poverhnosti otklika v sluchae nelinejnogo povedeniya optimiziruemykh konstrukcij [Linearization and bilinearization of the response surface in the case of nonlinear behavior of optimizable structures]. *Mexanika ta mashynobuduvannya*. 2017, no. 1, pp. 32–37.
 9. Tkachuk M., Bondarenko M., Grabovskiy A., Vasiliev A., Sheychenko R., Graborov R., Posohov V., Lunyov E., Nabokov A. Thin-walled structures: analysis of the stressed-strained state and parameter validation. *Sxidno-Yevropejs'kyj zhurnalпередovy'x texnologij*. Xarkiv: UDAZT. 1/7 (91), pp. 18–29.
 10. Tkachuk N. A., Gricenko G. D., Chepurnoj A. D., Orlov E. A., Tkachuk N. N. Konechno-jelementnye modeli jelementov slozhnykh mehanicheskix sistem: tehnologija avtomatizirovanoj generacii i parametrizovannogo opisaniya [Finite – element models of elements of complex mechanical systems: automated generation technology and parameterized description]. *Mexanika ta mashinobuduvannya*. 2006, №1, pp. 57–79.
 11. Tkachuk M. A Numerical Method for Axisymmetric Adhesive Contact Based on Kalker's Variational Principle. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018, no. 3/7(93), pp. 34–41.
 12. Tkachuk M.M., Skripchenko N. B., Tkachuk M. A., Grabovskiy A. V. Numerical Methods for Contact Analysis of Complex-Shaped Bodies with Account for Non-Linear Interface Layers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018, no. 5/7(95), pp. 22–31.
 13. Atroshenko O., Tkachuk M., Martynenko O., Tkachuk M., Saverska M., Hrechka I., Khovansky S. The study of multi-component loading effect on thin-walled structures with bolted connections. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019, no. 1/7 (97), pp. 15–25.

Поступила (received) 09.06.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ткачук Микола Анатолійович (Ткачук Николай Анатольевич, Tkachuk Mykola) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри

«Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-4174-8213>; e-mail: tma@tmm-sapr.org

Кохановська Ольга Владиславівна (Кохановская Ольга Владиславовна, Kokhanovska Olga) – провідний інженер, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», кафедра «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів та машин»; м. Харків, Україна; тел.: (057)7076901; e-mail: olgavk12@gmail.com

Ткачук Ганна Володимирівна (Ткачук Анна Владимировна, Tkachuk Ganna) – кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», кафедра «Інформаційні технології та системи колісних і гусеничних машин ім. О.О. Морозова», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-0435-1847>; e-mail: TkachuckAV@tmm-sapr.org

Зарубіна Алла Олександрівна (Зарубина Алла Олександрівна, Zarubina Alla) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-3334-792X>; e-mail: zaralla8@gmail.com.

Храмцова Ірина Яківна (Храмцова Ирина Яковлевна, Khramtsova Iryna) – науковий співробітник, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», кафедра «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9506-790X>. тел.: (057)7076901; e-mail: iyakhram@gmail.com

Марусенко Світлана Іванівна (Марусенко Светлана Ивановна, Marusenko Svitlana Ivanivna) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-1340-5491>; e-mail: svivmar@ukr.net

Мухін Дмитро Сергійович (Мухин Дмитрий Сергеевич, Mukhin Dmitriy) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; Харків, Україна; e-mail: s814@tmm-sapr.org

Куценко Сергій Володимирович (Куценко Сергей Владимирович, Kutsenko Serhii) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна, e-mail: skutsenko@tmm-sapr.org

**М. М. ТКАЧУК, А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, М. О. БОНДАРЕНКО, М. С. САВЕРСЬКА, М. А. ТКАЧУК,
Д. О. ТЕСЛЯ**

РОЗРАХУНКОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ КОНТАКТНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ЕЛЕМЕНТІВ УНІВЕРСАЛЬНО-ЗБІРНИХ ПРИСТОСУВАНЬ

У виробництві широке застосування мають універсальні збірні пристосування. Ці пристосування визначають продуктивність та якість технологічних операцій на металорізальних верстатах. Для забезпечення міцності та жорсткості таких пристосувань здійснені чисельні та експериментальні дослідження складань із комплекту універсальних збірних пристосувань. Для моделювання мікромеханічних властивостей шару шорсткості між контактними елементами розміщені пружні прокладки. У ході досліджень встановлені закономірності деформування пристосувань з урахуванням контактної взаємодії із базовими плитами. Для визначення розподілу контактного тиску застосовано чутливі до тиску плівки. Визначено умови, за яких здійснюється зміна умов деформування збірних пристосувань. Також визначено умови сполучення елементів пристосувань із базовою плитою.

Ключові слова: розрахунково-експериментальне дослідження; контактна взаємодія; універсальні збірні пристосування; контактний тиск; напружено-деформований стан

**Н. Н. ТКАЧУК, А. В. ГРАБОВСКИЙ, М. А. БОНДАРЕНКО, М. С. САВЕРСКАЯ, Н. А. ТКАЧУК,
Д. А. ТЕСЛЯ**

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЭЛЕМЕНТОВ УНИВЕРСАЛЬНО-СБОРНЫХ ПРИСПОСОБЛЕНИЙ

В производстве широко применяются универсальные сборные приспособления. Эти приспособления определяют производительность и качество технологических операций на металлорежущих станках. Для обеспечения прочности и жесткости таких приспособлений осуществлены численные и экспериментальные исследования сборок из комплектов универсальных сборных приспособлений. Для моделирования микромеханических свойств слоя шероховатости между контактными элементами размещены упругие прокладки. В ходе исследований установлены закономерности деформирования приспособлений с учетом контактного взаимодействия с базовыми плитами. Для определения распределения контактного давления применены чувствительные к давлению пленки. Определены условия, при которых осуществляется изменение условий деформирования сборных приспособлений. Также определены условия сопряжения элементов приспособлений с базовой плитой.

Ключевые слова: расчетно-экспериментальное исследование; контактное взаимодействие; универсальные сборные приспособления; контактное давление; напряженно-деформированное состояние

**M. TKACHUK, A. GRABOVSKIY, M. BONDARENKO, M. SAVERSKA, M. TKACHUK, D. TESLIA
CALCULATION AND EXPERIMENTAL RESEARCH OF CONTACT INTERACTION
OF UNIVERSAL-ASSEMBLIES DEVICES ELEMENTS**

Universal assemblies are widely used in manufacture. These devices determine the performance and quality of technological operations in metal-cutting machines. To ensure the strength and rigidity of such devices, numerical and experimental studies have been carried out for assemblies from a set of universal prefabricated devices. To simulate the micromechanical properties of the roughness layer, elastic pads are placed between the contact elements. In the course of the research the laws of deformation of adaptations were established taking into account the contact interaction with base plates. Pressure sensitive films are used to determine the distribution of contact pressure. The conditions are determined when the deformation conditions of prefabricated devices are changed. Also conditions were defined for devices elements combination with the base plate.

Keywords: calculation and experimental research; contact interaction; universal assemblies; contact pressure; stress-strain state.

Вступ. У сучасних умовах різко зростають вимоги до властивостей технологічного оснащення. Це зумовлено тим, що саме оснащення визначає продуктивність та точність виконання технологічних операцій. Крім того, важливим є економічний аспект. Цей аспект вимагає застосування переналагоджувального оснащення, яке перенацілюється на виготовлення тієї чи іншої деталі залежно від виробничої програми. Відповідно, застосовуються різні види оснащення [1]. Серед їх різноманіття особливе місце займають універсальні збірні пристосування (УЗП). Вони передбачають формування складань УЗП із комплекту стандартизованих елементів (базуючих, фіксуючих, базових тощо) [1]. До цих пристосувань, як і до інших, ставляться вимоги міцності та жорсткості. Це напряму пов'язане із продуктивністю та якістю виконання технологічних операцій на металорізальних верстатах. Враховуючи, що складання УЗП є системою великої кількості елементів, які перебувають між собою у контактній взаємодії, то визначальним чинником є характер формування цих систем. Крім того, слід урахувати також і характеристики проміжних шор-

стких шарів, які впливають, наприклад, із мікромеханічних властивостей шорсткості контактуючих елементів УЗП.

Натепер відсутнє вирішення всього комплексу проблем, які постали перед наукою та виробництвом із напрямку аналізу властивостей пристосувань УЗП у широкому діапазоні конструктивних, технологічних параметрів та технологічних режимів оброблення матеріалів. Відповідно, формується актуальна проблема з точки зору дослідження деформування складань УЗП при дії сил різання матеріалу та сил закріплення.

Мета роботи – розрахунково-експериментальне дослідження деформування складань УЗП з урахуванням контактної взаємодії їх елементів.

Аналіз сучасного стану методів аналізу контактної взаємодії елементів механічних систем.

© М. М. Ткачук, А. В. Грабовський, М. О. Бондаренко, М. С. Саверська, М. А. Ткачук, Д. О. Тесля, 2019

Для аналізу контактної взаємодії елементів машинобудівних конструкцій залучаються різноманітні підходи, моделі та методи. Серед них значну роль відіграють методи скінченних та граничних елементів (МСЕ та МГЕ) [2–8].

Для моделювання властивостей проміжних шарів, у тому числі – шарів шорсткості, використовуються різноманітні моделі, описані у роботах [9–18]. Урахування контактної взаємодії здійснюється на основі підходів теорії варіаційних нерівностей, методу граничних інтегральних рівнянь, варіаційних принципів типу Калькера тощо [19–22].

Поєднання можливостей перелічених підходів, моделей та методів дає можливість здійснювати широкий спектр досліджень контактної взаємодії елементів конструкцій, у тому числі – технологічного оснащення, включно із складаннями УЗП. Разом із тим, пряме механічне їх застосування не завжди є ефективним як із точки зору адекватності моделей, так і оперативності досліджень, точності результатів та обґрунтованості розроблених рекомендацій. Так, у низці перелічених вище робіт [6–21] не враховуються різні чинники, зокрема, властивості проміжних шарів (у тому числі – нелінійні). Також у окремих випадках універсальні моделі та методи призводять до громіздких чисельних реалізацій. З іншого боку, використання їх спрощених альтернатив може призвести до суттєвих похибок.

Таким чином, є потреба у розробці нових підходів, моделей та методів до дослідження деформування складних багатокомпонентних механічних систем із урахуванням контактної взаємодії. Крім того, потрібні відповідні експериментальні дослідження.

У роботі такі дослідження, що базуються на роз-

виту запропонованих раніше підходів [3–5, 22], описані на прикладі складання УЗП.

Чисельні дослідження контактної взаємодії елементів універсально-збірних пристосувань.

Універсально-збірні пристосування мають у своєму комплекті набір базових (плит) та базуючих (наприклад, призми) елементів. Складання УЗП – це верстатне пристосування, що оперативно збирається для закріплення та базування у процесі обробки на верстаті тієї чи іншої деталі. Після виготовлення партії деталей складання УЗП розбирається, а його елементи можуть бути використані повторно.

Враховуючи, що базові та базуючі елементи складання УЗП є достатньо жорсткими та міцними, а при цьому у них є багато контактних зон, то, природно, виникає проблема визначення вкладу контактних спряжень у забезпечення жорсткості, точності та працездатності складання УЗП. Аналіз поведінки елементів складання УЗП і складає мету та зміст досліджень, описаних нижче.

Як приклад складання УЗП розглядалися їх варіанти I і II збірної конструкції із призматичною та циліндричною шпонками (рис. 1, 2). При цьому болти призми затягуються крутним моментом M_3 , а між призмами (див. рис. 1) діє розпірна сила Q . Ставиться задача визначити розподіл контактних зусиль у спряженнях «призма – базова плита» та вплив контактної жорсткості на неї, а також на зміщення та деформування елементів збірки. Момент M варіювався в інтервалі $0 \div 150$ Н·м, сила – Q $0 \div 4$ кН.

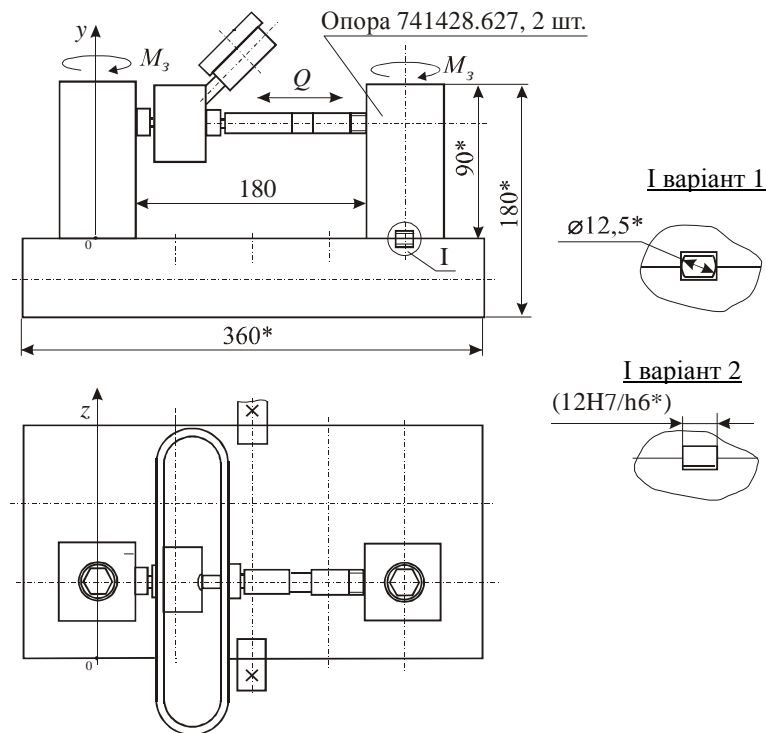


Рисунок 1 – Компонівка УЗП (варіант I)

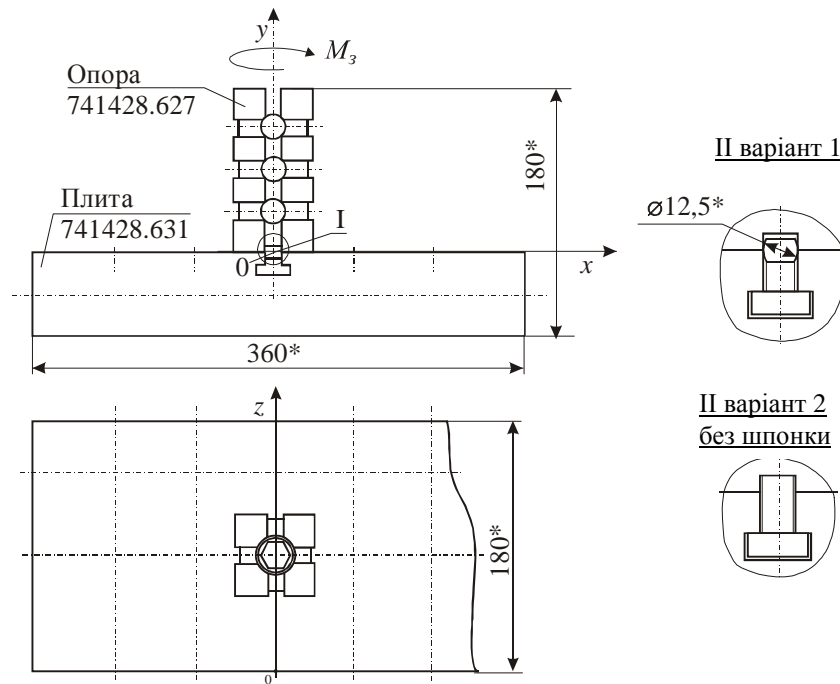


Рисунок 2 – Компонівка УЗП (варіант II)

Для визначення властивостей просторових конструкцій із комплексу УЗП було промодельовано найпростіше складання, яке зображене на рис. 3. Між призми та плитами УЗП задана контактна взаємодія (рис. 4), яка промодельована в МСЕ контактною парою (див. рис. 4, а). Крім того, у скінченно-елементній моделі присутній болт, який попередньо затягується зусиллям 2 кН. Між плитою УЗП та стійкою встановлюється прокладка товщиною 1 мм, у якій варіюється модуль пружності: E , $E/10$, $E/100$, $E/1000$ від номіналу $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па. На призму діє горизонтальна сила $F = 4$ кН. На підшві плити задане закріплення. В силу симетрії розглядається 1/2 частина системи.

На рис. 5 та у табл. 1–4 наведені картини розподілу контактної тиску при варіюванні модуля пружності проміжного шару та діючої сили, а також розподіли повних переміщень та інтенсивності напружень за Мізесом.

Видно, що ключову роль у дослідженій системі відіграє співвідношення сил попереднього затягування болта та горизонтальної зрушувальної сили.

Якщо зовнішня сила порівняно мала, то розкриття стику у болтовому з'єднанні не відбувається. Із зростанням цієї сили зростає нерівномірність розподілу контактної тиску, його максимум зміщується до дальнього ребра призми. За деякого рівня цієї сили відбувається відрив призми від плити. При цьому контактний тиск на значній частині підшви призми відсутній. Також слід відзначити, що чим менший модуль пружності проміжного шару, тим більш рівномірно розподіляється контактний тиск.

Відмічені особливості зміни контактних областей та контактної тиску відображають природні функціональні призначення: складання УЗП має забезпечувати базування деталей, які закріплюються та обробляються на металорізальних верстатах. Для надійного закріплення деталей, як видно із наведених результатів, необхідно прикладати таку силу затягування болтів, яка унеможливує відрив призми від базової плити.

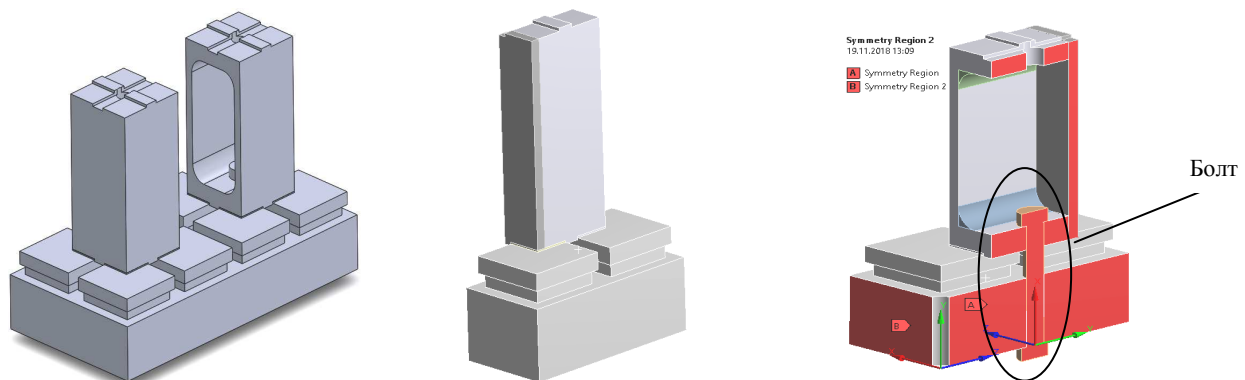


Рисунок 3 – Геометрична модель компонентів УЗП

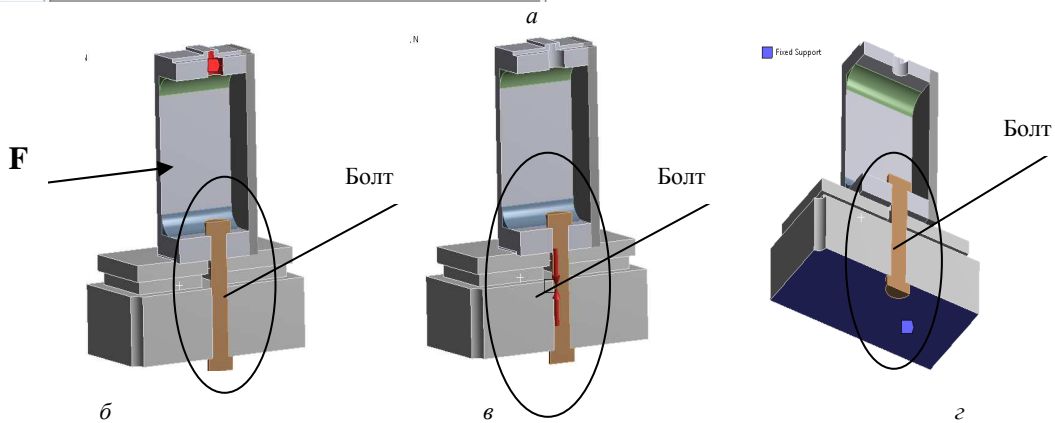
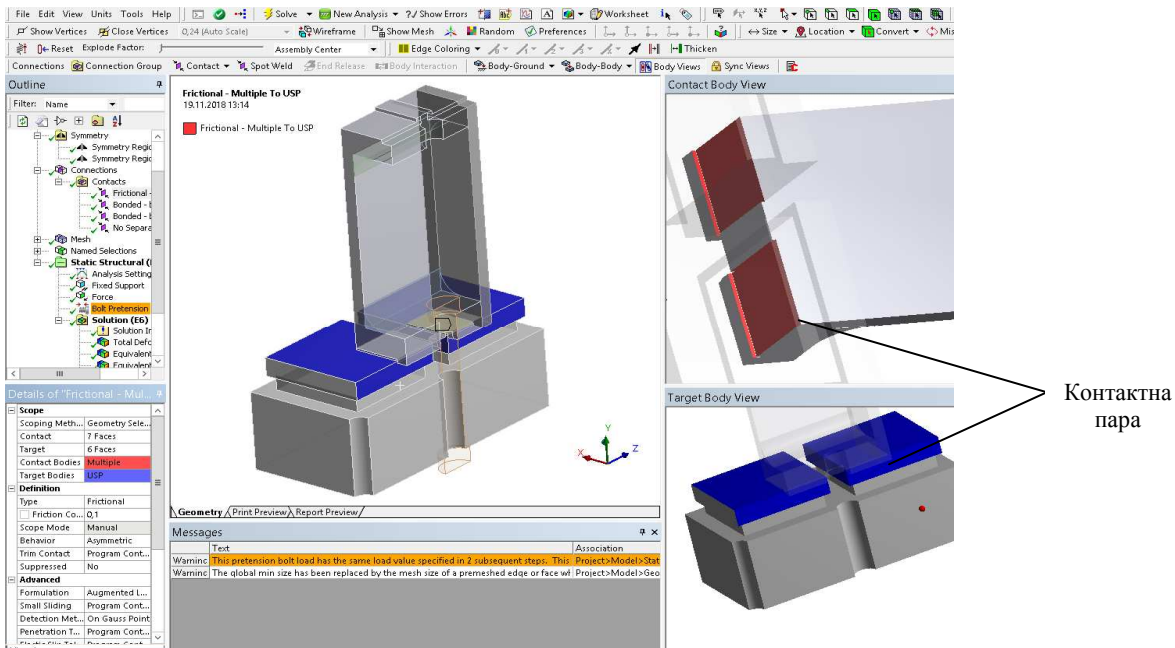


Рисунок 4 – Контактна взаємодія: а – моделювання контактної взаємодії; б – навантаження; в – дії болтового з’єднання; г – закріплення елементів УЗП у складанні

Таблиця 1 – Картини розподілу контактної тиску (МПа) за варіювання модуля пружності від базового значення E до $10^{-3}E$ ($F = 4$ кН)

Варіювання модуля пружності	Значення розподілу контактної тиску (МПа)	Розподіл контактної тиску (МПа)
E	<p>139,8 Max</p> <p>124,27 108,73 93,2 77,666 62,133 46,6 31,067 15,533</p> <p>0 Min</p>	
$E/10$	<p>213,18 Max</p> <p>189,49 165,8 142,12 118,43 94,745 71,059 47,373 23,686</p> <p>0 Min</p>	
$E/100$	<p>194,23 Max</p> <p>172,65 151,07 129,49 107,9 86,323 64,743 43,162 21,581</p> <p>0 Min</p>	

Варіювання модуля пружності	Значення розподілу контактного тиску (МПа)	Розподіл контактного тиску (МПа)
$E/1000$	<p>84,304 Max</p> <p>74,937</p> <p>65,57</p> <p>56,202</p> <p>46,835</p> <p>37,468</p> <p>28,101</p> <p>18,734</p> <p>9,3671</p> <p>0 Min</p>	

Таблиця 2 – Картини розподілу контактного тиску (МПа) за варіювання модуля пружності від базового значення E до $10^{-3}E$ ($F = 2$ кН)

Варіювання модуля пружності	Значення розподілу контактного тиску (МПа)	Розподіл контактного тиску (МПа)	Варіювання модуля пружності	Значення розподілу контактного тиску (МПа)	Розподіл контактного тиску (МПа)
E	<p>24,435 Max</p> <p>21,72</p> <p>19,005</p> <p>16,29</p> <p>13,575</p> <p>10,86</p> <p>8,145</p> <p>5,43</p> <p>2,715</p> <p>0 Min</p>		$E/10$	<p>21,234 Max</p> <p>18,875</p> <p>16,516</p> <p>14,156</p> <p>11,797</p> <p>9,4375</p> <p>7,0782</p> <p>4,7188</p> <p>2,3594</p> <p>0 Min</p>	
$E/100$	<p>28,392</p> <p>25,237</p> <p>22,082</p> <p>18,928</p> <p>15,773</p> <p>12,618</p> <p>9,4638</p> <p>6,3092</p> <p>3,1546</p> <p>0 Min</p>		$E/1000$	<p>24,57 Max</p> <p>21,84</p> <p>19,11</p> <p>16,38</p> <p>13,65</p> <p>10,92</p> <p>8,1902</p> <p>5,4601</p> <p>2,7301</p> <p>0 Min</p>	


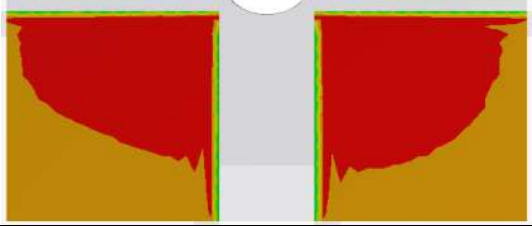
Таблиця 3 – Картини розподілу контактного тиску (МПа) за варіювання модуля пружності від базового значення E до $10^{-3}E$ ($F = 20$ Н)

Варіювання модуля пружності	Значення розподілу контактного тиску (МПа)	Розподіл контактного тиску (МПа)
E	<p>4,0354 Max</p> <p>3,5942</p> <p>3,1529</p> <p>2,7116</p> <p>2,2704</p> <p>1,8291</p> <p>1,3879</p> <p>0,9466</p> <p>0,50534</p> <p>0,06408 Min</p>	

Варіювання модуля пружності	Значення розподілу контактного тиску (МПа)	Розподіл контактного тиску (МПа)
$E/10$	<p>4,0201 Max</p> <p>3,5764 3,1327 2,689 2,2453 1,8016 1,3579 0,91421 0,47052</p> <p>0,026825 Min</p>	
$E/100$	<p>4,0206 Max</p> <p>3,5767 3,1329 2,689 2,2451 1,8012 1,3573 0,9134 0,46951</p> <p>0,025615 Min</p>	
$E/1000$	<p>4,1077 Max</p> <p>3,6542 3,2008 2,7473 2,2938 1,8404 1,3869 0,93345 0,47998</p> <p>0,026523 Min</p>	

Таблиця 4 – Картини розподілу контактного тиску (МПа) за варіювання модуля пружності від базового значення E до $10^{-3}E$ ($F = 0$ кН)

Варіювання модуля пружності	Значення розподілу контактного тиску (МПа)	Розподіл контактного тиску (МПа)
E	<p>3,795 Max</p> <p>3,375 2,9549 2,5349 2,1149 1,6948 1,2748 0,85477 0,43473</p> <p>0,014697 Min</p>	
$E/10$	<p>3,5845 Max</p> <p>3,1862 2,7879 2,3896 1,9914 1,5931 1,1948 0,79655 0,39827</p> <p>0 Min</p>	
$E/100$	<p>3,6052 Max</p> <p>3,2047 2,8041 2,4035 2,0029 1,6023 1,2017 0,80117 0,40058</p> <p>0 Min</p>	

Варіювання модуля пружності	Значення розподілу контактної тиску (МПа)	Розподіл контактної тиску (МПа)
$E/1000$	<p>3,7068 Max</p> <p>3,2949 2,883 2,4712 2,0593 1,6474 1,2356 0,82372 0,41186 0 Min</p> 	

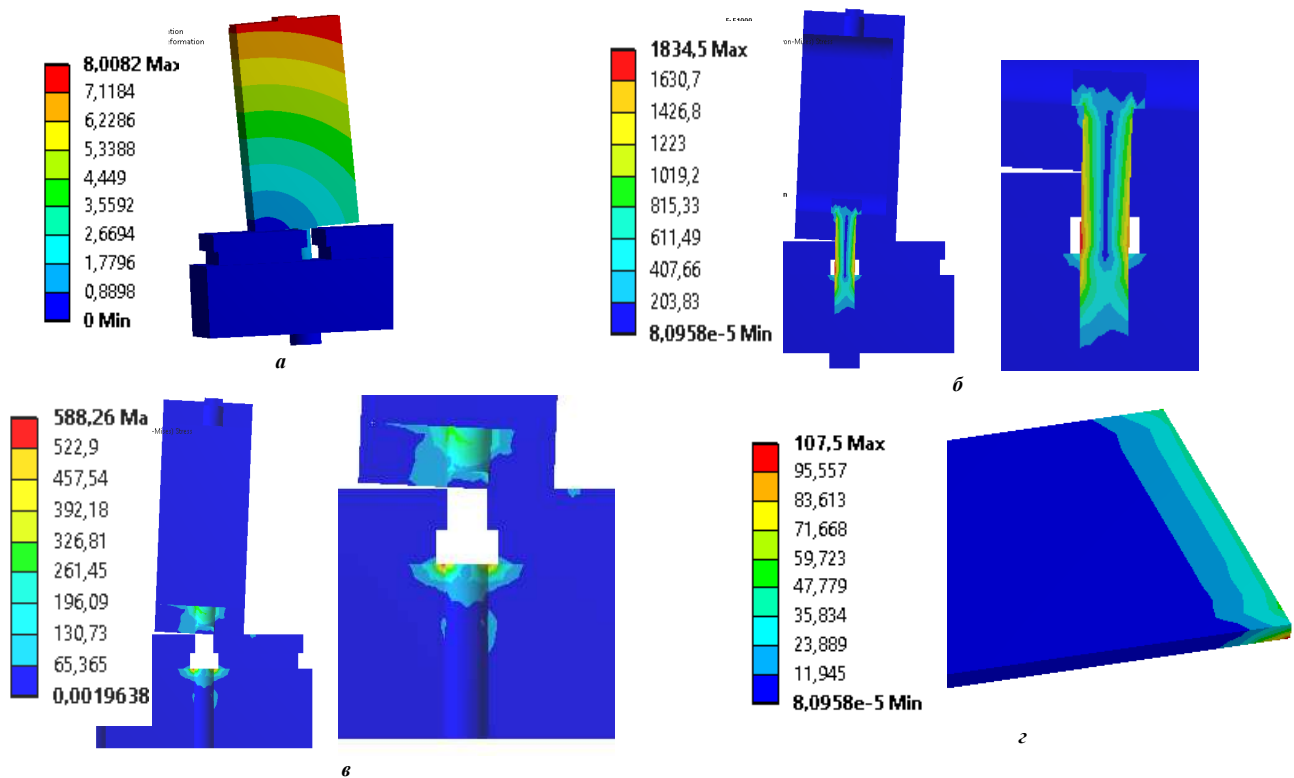


Рисунок 5 – Картини розподілів повних переміщень, мм (а), інтенсивності напружень за Мізесом (б), (в), МПа, та контактної тиску (МПа) у спряженні призми із базовою плитою (г)

Отримані результати використані для порівняння із даними експериментальних досліджень, які наведені далі.

Експериментальне дослідження контактної взаємодії елементів універсально-збірних пристосувань. Для експериментального аналізу контактної взаємодії елементів машинобудівних конструкцій були обрані об'єкти, що частково відповідають тим, які досліджені чисельно. Усі ці об'єкти мають або складну форму поверхню сполучених елементів, або збурення цієї форми чи властивостей проміжного контактної шару чинить суттєвий вплив на контактну взаємодію, а, відповідно, – й на працездатність виробів.

У процесі дослідження контактної взаємодії елементів УЗП (рис. 6) визначався розподіл контактної

тиску між призмою та базовою плитою. Як і у ході чисельних досліджень (див. вище), призми притягувалися до базової плити відповідними болтами. Між призмою та плитою у варіанті 1 (див. рис. 6) не було ніякого проміжного шару, а у варіанті 2 – гумовий шар товщиною 1 мм (див. рис. 6). На площині з'єднання «призма–плита» визначався розподіл контактної тиску за допомогою чутливих до тиску півок.

На рис. 7 наведені контактні відбитки та розподіли контактної тиску, одержані у ході розшифровок. Видно, що наявність пружного проміжного шару згладжує розподіл контактної тиску, знижуючи його рівень. Це відповідає одержаним чисельним результатам.



Рисунок 6 – Експериментальні дослідження елементів УЗП: робочі моменти випробувань контактної взаємодії призм УЗП із базовою плитою

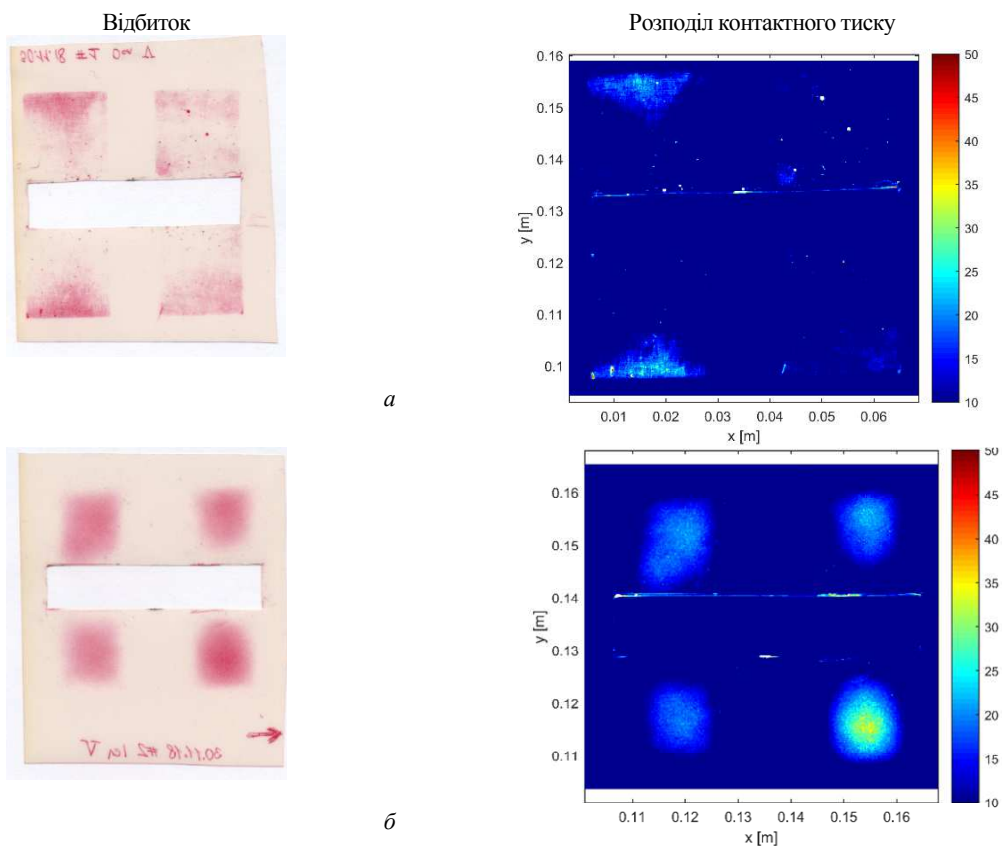


Рисунок 7 – Контактні відбитки та розподіли контактного тиску між призмою та базовою плитою УЗП під дією тільки зусилля закріплення болтів: *a* – варіант 1; *б* – варіант 2

Також визначено розподіл контактного тиску під дією розпираючого зусилля на збірку УЗП (ті ж варіанти 1 та 2 – без та із гумовим проміжним шаром). На

рис. 8 – результати досліджень. Як видно, для цих розподілів властиві ті ж тенденції, що і для випадку дії тільки зусиль закріплення від болтів.

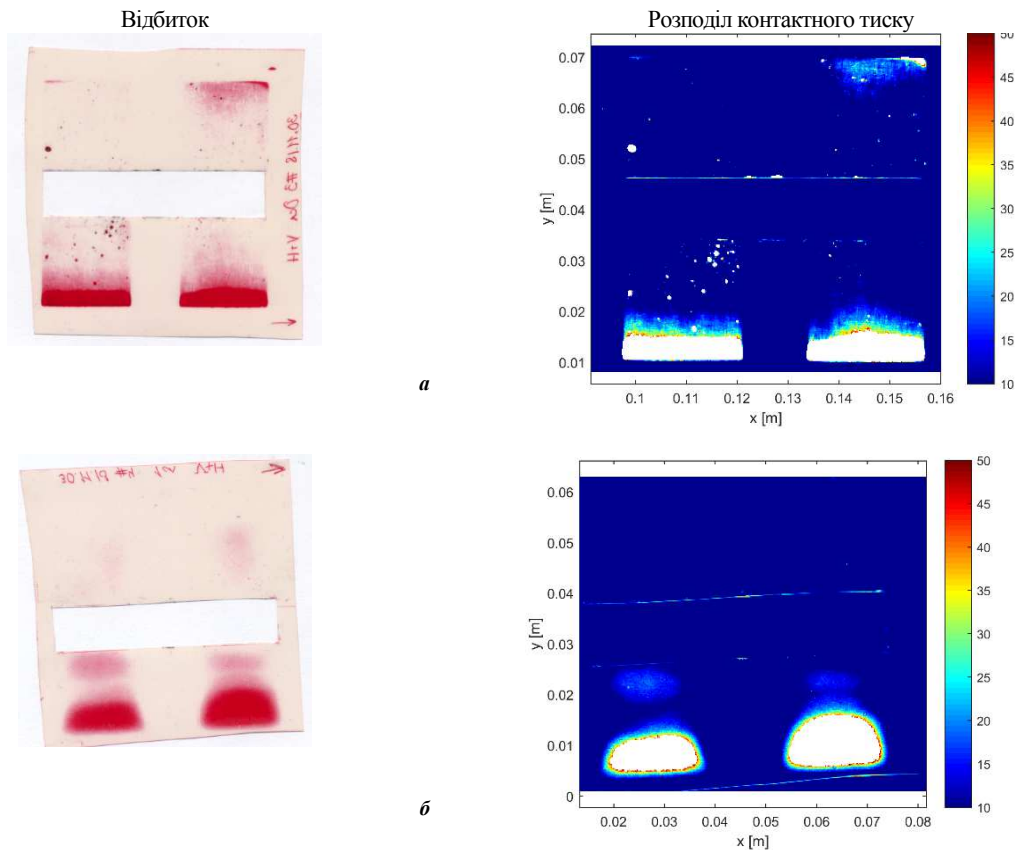


Рисунок 8 – Контактні відбитки та розподіли контактного тиску між призмою та базовою плитою УЗП під дією тільки зусилля закріплення болтів та сил розпирання: а – варіант 1; б – варіант 2

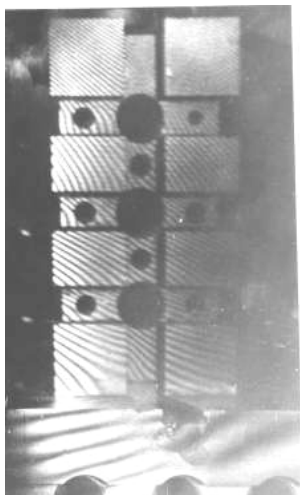


Рисунок 9 – Голографічна інтерферограма компонування з фіксацією опори циліндричною шпонкою (вигляд збоку)

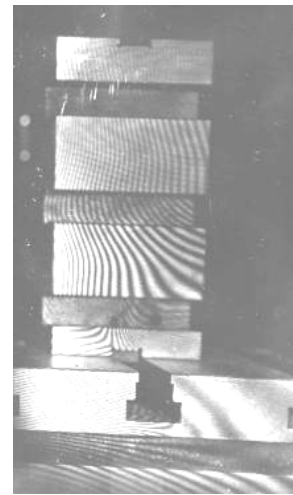


Рисунок 10 – Голографічна інтерферограма компонування з фіксацією опори звичайною призматичною шпонкою (вигляд збоку)

Крім того, було здійснено голографічне дослідження двох вказаних варіантів при перепаді моментів затягування $\Delta M_3 = 100 \text{ Нм} \pm 10 \text{ Нм}$.

На рис. 9–12 наведені голографічні інтерферограми, що характеризують геометричні зміни, які сталися з компонуваннями у процесі затягування. Голографування здійснювалося при освітленні об'єкту гелій–неоновим лазером ЛГН–215 із довжиною хвилі 0,63 мкм.

Друге компонування складається з базової плити

і двох опорних елементів, закріплених за допомогою болтового з'єднання моментом затягування 150 Н·м. Досліджуваний опорний елемент фіксується в одному варіанті циліндричною шпонкою (рис. 13), в іншому – звичайною призматичною (рис. 14). Зовнішнім навантаженням служить розпираюча сила Q . Голографічні дослідження цих двох варіантів були проведені при перепаді розпираючих зусиль $\Delta P = (7,5 \text{ кН} \pm 6,3 \text{ кН}) = 1,2 \text{ кН}$

(рис. 15, 16).

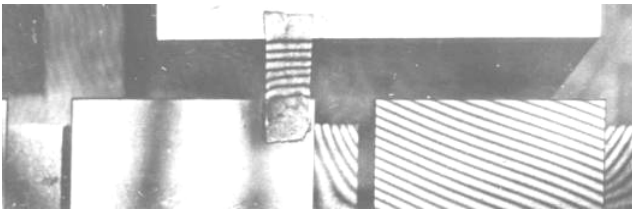


Рисунок 11 – Голографічна інтерферограма базової плити при перепаді моментів затягування $\Delta M_z = 100 \text{ Нм} \pm 10 \text{ Нм}$ з фіксацією опори звичайною призматичною шпонкою

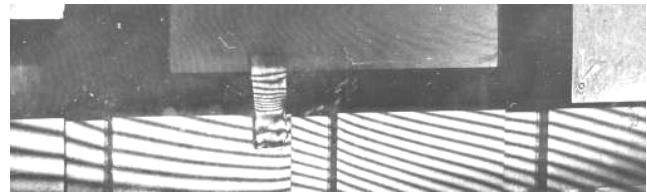


Рисунок 12 – Голографічна інтерферограма базової плити при перепаді моментів затягування $\Delta M_z = 100 \text{ Нм} \pm 10 \text{ Нм}$ з фіксацією опори циліндричною шпонкою

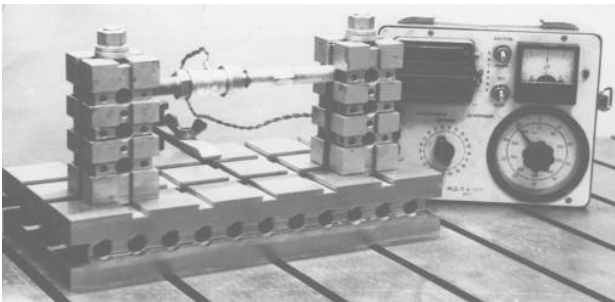


Рисунок 13 – Компонування, що складається з базової плити і двох опорних елементів з фіксацією опор циліндричними шпонками

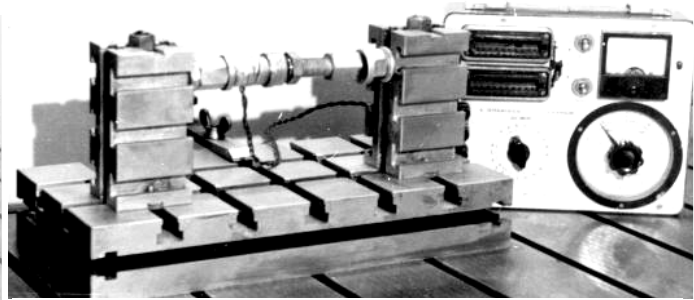


Рисунок 14 – Компонування, що складається з базової плити і двох опорних елементів з фіксацією опор призматичними шпонками

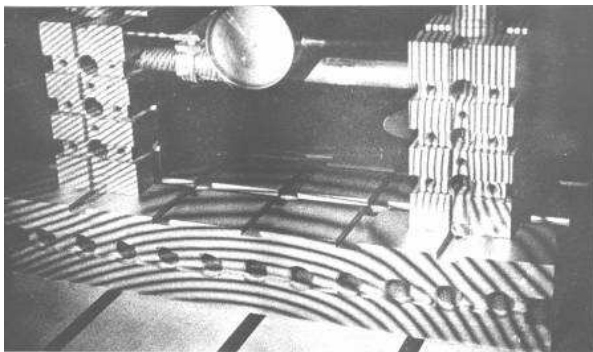


Рисунок 15 – Голографічна інтерферограма комплектування з фіксацією опор циліндричними шпонками при перепаді зусилля 1,2 кН

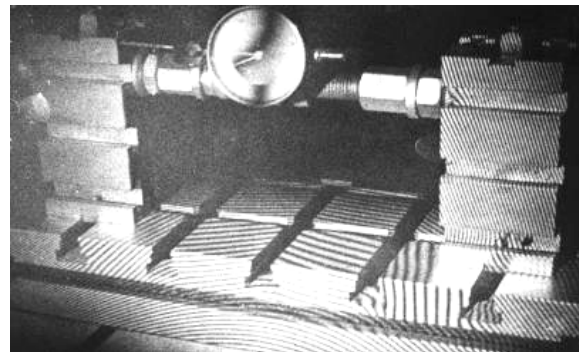


Рисунок 16 – Голографічна інтерферограма комплектування з фіксацією опор звичайними призматичними шпонками при перепаді зусилля 1,2 кН

У результаті виконання спекл-голографічних досліджень комплектувань УЗП продемонстровано, що діапазон величин вимірюваних переміщень будь-яких точок, що лежать на поверхні конструкції, складає $0,5 \div 100 \text{ мкм}$; домінуючі переміщення точок призвиклиані зміщенням їх як жорсткого тіла, це видно за характером інтерференційної картини смуг на голограмі; максимальні переміщення верхньої частини опори при перепаді моменту затягування від $0 \div 100 \text{ Нм}$ складають 24 мкм для опори з фіксацією призматичними шпонками і 16 мкм для опори з фіксацією циліндричними шпонками; максимальні прогини базових плит при перепаді розпираючого зусилля $\Delta P = 1,20 \text{ кН}$ складають 32 мкм для опори з фіксацією призматичними шпонками і 10 мкм для опори з фіксацією циліндричними шпонками; здійснені експериментальні дослідження дають змогу зробити висно-

вок, що при фіксації опор циліндричними шпонками жорсткість комплектувань у 2–3 рази більша, ніж при фіксації комплектувань звичайними призматичними шпонками. Обидва види розглянутих комплектувань працездатні у широкому діапазоні навантажень, що прикладаються, забезпечуючи при цьому необхідну жорсткість зібраних конструкцій; здійснені дослідження уможливають обчислювати жорсткість складань як функцію того чи іншого конструктивного рішення і виду організації сполучення; окремим питанням при цьому є характер умов сполучення на границях призма-плита і плита-основа (див. рис. 19, 20); неспівпадіння картин смуг у цих сполученнях свідчить про їхнє відносне зміщення, а наклейка гумових «містків» дає змогу кількісно оцінити ці зміщення.

Висновки. У роботі запропоновані та підтвер-

джені методи досліджень контактної взаємодії багатокомпонентних механічних систем на прикладі УЗП. При цьому одержані наступні результати та установлені певні закономірності.

1. Розроблені чисельні моделі для аналізу контактної взаємодії елементів багатокомпонентних механічних систем на прикладі УЗП. На відміну від традиційних, у цих моделях враховані варійовані фізико-механічні властивості проміжних шарів між контактуючими елементами.

2. Установлено, що для певного рівня навантажень на складання УЗП відбувається така перебудова розподілу контактного тиску, яка призводить до зміни характеру деформування пристосування. У цей момент розпочинається розкриття стику між контактуючими елементами. Цей процес, як правило, також супроводжується суттєвим зниженням рівня жорсткісних характеристик. Це стає на перепоні інтенсифікації режимів оброблення деталей та досягнення якості оброблення поверхонь. Крім того, можуть виникати небажані динамічні процеси у системі «пристосування – деталь – інструмент – верстат».

3. Експериментальні дослідження підтверджують якісний характер деформування складань УЗП та кількісні його характеристики. Зокрема, підтверджено можливість розкриття зазору у стикових з'єднаннях призм та базових плит УЗП. Також виявлена нерівномірність розподілу контактного тиску між призмами та базовими плитами навіть при дії тільки зусиль у болтових з'єднаннях. Крім того, при дії сил, які моделюють технологічні зусилля, відбувається перерозподіл контактного тиску. Це призводить до зміщення максимального рівня тиску до зовнішньої кромки призми (відносно напрямку дії збурювальної сили). На додаток, одержано підтвердження тієї закономірності, що переміщення призм набагато вищі, ніж у базових плит. Переважно це переміщення, які викликані зміщенням та поворотом призм як жорстких тіл. Разом із тим суттєве значення має контактна взаємодія (тобто, наприклад, деформування поверхневого проміжного шорсткого шару). Це змушує звернути увагу на аналіз впливу контактної взаємодії на міцнісні та жорсткісні властивості складань УЗП як яскравих представників систем із множинним контактним з'єднанням великої кількості елементів.

Запропоновані підходи, розроблені моделі та методи, а також установлені закономірності є відправними при подальших дослідженнях подібних об'єктів.

Список літератури

1. Артемов И. В., Барчан Е. Н., Глинин Г. П., Пеклич М. М., Роменский В. И., Ткачук Н. А. К вопросу об интеграции систем автоматизированного проектирования, технологической подготовки производства и управления предприятием. *Вестник НТУ ХПИ. Тем. выпуск „Машиноведение и САПР“*. 2005. №60. С. 9-29.
2. Zienkiewicz, O. C., Taylor R. L., Zhu J. Z. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*, 7th ed. Oxford: Butterworth-Heinemann. 2013. 756 p.
3. Tkachuk M. A Numerical Method for Axisymmetric Adhesive Contact Based on Kalker's Variational Principle. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018, no 3/7(93), pp. 34–41.
4. Tkachuk M. M., Skripchenko N., Tkachuk M. A., Grabovskiy A. V. Numerical Methods for Contact Analysis of

- Complex-Shaped Bodies with Account for Non-Linear Interface Layers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018, no 5/7(95), pp. 22–31.
5. Atroshenko O., Tkachuk M., Martynenko O., Tkachuk M., Saverska M., Hrechka I., Khovansky S. The study of multi-component loading effect on thin-walled structures with bolted connections. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019, no. 1/ 7 (97), pp. 15–25.
6. Крауч С., Старфилд А. *Методы граничных элементов в механике твердого тела*. Москва: Мир, 1987. 328 с.
7. Wriggers P. *Computational Contact Mechanics*. Berlin-Heidelberg: Springer-Verlag, 2006. 518 p.
8. Simo J. C., Wriggers P. A., Taylor R. L. A perturbed Lagrangian formulation for the finite element solution of contact problems. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*. 1985, Vol. 50, pp.163–180.
9. Аргатов И. И., Дмитриев Н. Н. *Основы теории упругого дискретного контакта*. Санкт-Петербург: Политехника, 2003. 233 с.
10. Ciavarella M. Adhesive rough contacts near complete contact. *International Journal of Mechanical Sciences*. 2015. Vol. 104. pp. 104–111.
11. Ciavarella M., Murolo G., Demelio G., Barber JR. Elastic contact stiffness and contact resistance for the weierstrass profile. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*. 2004, vol. 52(6), pp. 1247–1265.
12. Ciavarella M., Murolo G., Demelio G. On the elastic contact of rough surfaces: Numerical experiments and comparisons with recent theories. *Wear*. 2006, vol. 261, pp. 1102–1113.
13. Greenwood J. A., Tripp J. H. The elastic contact of rough spheres. *Journal of Applied Mechanics*. 1967, vol. 34, pp. 153–159.
14. Pohrt R., Popov V. L. Contact mechanics of rough spheres: Crossover from fractal to hertzian behaviour. *Advances in Tribology*, 2013.
15. Pastewka L., Robbins M. O., Persson Bo NJ. Finite-size scaling in the interfacial stiffness of rough elastic contacts. *Physical Review E Staff*. 2013, vol. 87(6), pp. 062809.
16. Slobodyan B. S., [..], Martynyak R. M. Modeling of Contact Interaction of Periodically Textured Bodies with Regard for Frictional Slip. *Journal of Mathematical Sciences*. 2016, vol. 215(1), pp. 110–112.
17. Pastewka and Mark O Robbins. Contact area of rough spheres: Large scale simulations and simple scaling laws. *Applied Physics Letters*. 2016, vol. 108(22), pp. 221601.
18. Джонсон К. *Механика контактного взаимодействия*. М.: Мир. 1989. 510 с.
19. Kalker J.J. Variational principles of contact elastostatics. *J. Inst. Math. and Appl.* 1977, vol. 20, pp. 199–221.
20. Hlavacek I., Haslinger J., Necas J. [and oth.]. *Solution of Variational Inequalities in Mechanics*. Berlin, New York: Springer-Verlag, 1988. 327 p.
21. Vollebregt E.A.H. 100-fold speed-up of the normal contact problem and other recent developments in "CONTACT". *Proceedings of the 9th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems. China*. 2012, vol. 201–209.
22. Ткачук Н. Н. *Контактное взаимодействие сложнопровильных элементов машиностроительных конструкций с кинематически сопряженными поверхностями: монография. 2-е изд., перераб. и доп.* Харьков: ФООП Панов А.Н., 2019. 188 с.

References (transliterated):

1. Artemov I. V., Barchan E. N., Glinin G. P., Peklich M. M., Romenskij V. I., Tkachuk N. A. K voprosu ob integracii sistem avtomatizirovannogo proektirovanija, tehnologicheskoi podgotovki proizvodstva i upravlenija predpriatiem [On the question of the integration of computer-aided design, technological preparation of production and enterprise management]. *Vestnik NTU KhPI. Tem. vypusk „Mashinovedenie i SAPR“*. 2005, no. 60, pp. 9-29.
2. Zienkiewicz, O. C., Taylor R. L., Zhu J. Z. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*, 7th ed. Oxford, Butterworth-Heinemann. 2013. 756 p.
3. Tkachuk M. A Numerical Method for Axisymmetric Adhesive Contact Based on Kalker's Variational Principle. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018, no 3/7(93), pp. 34–41.
4. Tkachuk M. M., Skripchenko N., Tkachuk M. A.,

- Grabovskiy A. V. Numerical Methods for Contact Analysis of Complex-Shaped Bodies with Account for Non-Linear Interface Layers. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2018, no. 5/7(95), pp. 22–31.
5. Atroschenko O., Tkachuk M., Martynenko O., Tkachuk M., Saverska M., Hrechka I., Khovansky S. The study of multicomponent loading effect on thin-walled structures with bolted connections. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2019, no. 1/ 7 (97), pp. 15–25.
 6. Krauch S., Starfild A. *Metody granichnyh jelementov v mehanike tverdogo tela* [Methods of boundary elements in solid mechanics]. Moscow, Mir, 1987. 328 p.
 7. Wriggers P. *Computational Contact Mechanics*. Berlin-Heidelberg, Springer-Verlag, 2006. 518 p.
 8. Simo J. C., Wriggers P. A., Taylor R. L. A perturbed Lagrangian formulation for the finite element solution of contact problems. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*. 1985, Vol. 50, pp.163–180.
 9. Argatov I. I., Dmitriev N. N. *Osnovy teorii uprugogo diskretnogo kontakta* [Fundamentals of the theory of elastic discrete contact]. Sankt-Peterburg, Politehnika, 2003. 233 p.
 10. Ciavarella M. Adhesive rough contacts near complete contact. *International Journal of Mechanical Sciences*. 2015, Vol. 104, pp. 104–111.
 11. Ciavarella M., Murolo G., Demelio G., Barber JR. Elastic contact stiffness and contact resistance for the weierstrass profile. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*. 2004, vol. 52(6), pp. 1247–1265.
 12. Ciavarella M., Murolo G., Demelio G. On the elastic contact of rough surfaces: *Numerical experiments and comparisons with recent theories*. *Wear*. 2006, vol. 261, pp. 1102–1113.
 13. Greenwood J. A., Tripp J. H. The elastic contact of rough spheres. *Journal of Applied Mechanics*. 1967, vol. 34, pp. 153–159.
 14. Pohrt R., Popov V. L. Contact mechanics of rough spheres: Crossover from fractal to hertzian behaviour. *Advances in Tribology*, 2013.
 15. Pastewka L., Robbins M. O., Persson Bo NJ. Finite-size scaling in the interfacial stiffness of rough elastic contacts. *Physical Review E Staff*. 2013, vol. 87(6), pp. 062809.
 16. Slobodyan B. S., [...], Martynyak R. M. Modeling of Contact Interaction of Periodically Textured Bodies with Regard for Frictional Slip. *Journal of Mathematical Sciences*. 2016, vol. 215(1), pp. 110–112.
 17. Pastewka and Mark O Robbins. Contact area of rough spheres: Large scale simulations and simple scaling laws. *Applied Physics Letters*. 2016, vol. 108(22), pp. 221601.
 18. Dzhonson K. *Mehanika kontaktного vzaimodejstviya* [Contact mechanics]. Moscow, Mir, 1989. 510 p.
 19. Kalker J.J. Variational principles of contact elastostatics. *J. Inst. Math. and Appl.* 1977, vol. 20, pp. 199–221.
 20. Hlavacek I., Haslinger J., Necas J. [and oth.]. *Solution of Variational Inequalities in Mechanics*. Berlin, New York, Springer-Verlag, 1988. 327 p.
 21. Vollebregt E.A.H. 100-fold speed-up of the normal contact problem and other recent developments in "CONTACT". *Proceedings of the 9th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems. China*. 2012, vol. 96, pp. 201–209.
 22. Tkachuk N. N. *Kontaktne vzaimodejstvie slozhnoprofil'nyh jelementov mashinostroitel'nyh konstrukcij s kinematischeski sopryazhennymi poverhnostjami : monografija. 2-e izd., pererab. i dop.* Khar'kov : FOP Panov A.N., 2019. 188 p.

Поступила (received) 08.06.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Ткачук Микола Миколайович (Ткачук Николай Николаевич, Tkachuk Mykola) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", старший науковий співробітник кафедри інформаційних технологій та систем колісних і гусеничних машин імені О.О. Морозова; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4753-4267>; e mail: m.tkachuk@tmm-sapr.org

Грбовський Андрій Володимирович (Грбовский Андрей Владимирович) – кандидат технічних наук, 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/0000-0002-6116-0572>; e-mail: andrej8383@gmail.com.

Бондаренко Марина Олександрівна (Бондаренко Марина Александровна, Bondarenko Maryna) – кандидат технічних наук (PhD.), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0003-1856-3648>; тел.: (057) 707-69-02; e-mail: mrina.bondarenko@tmm-sapr.org.

Ткачук Микола Анатолійович (Ткачук Николай Анатольевич, Tkachuk Mykola) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4174-8213>; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

Саверська Марія Сергіївна (Саверская Мария Сергеевна, Saverska Mariia) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-9271-9586>; e-mail: m.saverska@tmm-sapr.org

Тесля Дмитро Олександрович (Тесля Дмитрий Александрович, Teslia Dmytro) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; e-mail: tma@tmm-sapr.org.

О. Є. ШАТАЛОВ, Є. Є. ДУДАР, А. Ю. ВАСИЛЬЄВ

КОМПЛЕКСНА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ АНАЛІЗУ ЗАХИЩЕНОСТІ БОЙОВИХ МАШИН ЛЕГКОЇ КАТЕГОРІЇ ЗА МАСОЮ ВІД СТРІЛЕЦЬКОЇ ЗБРОЇ З УРАХУВАННЯМ ГЕОМЕТРІЇ МАШИНИ, РЕЛЬЄФУ МІСЦЕВОСТІ Й ДОДАТКОВОГО БРОНЮВАННЯ

У роботі викладена розроблена комплексна математична модель для побудови тривимірних тактичних діаграм на місцевості і оцінки рівня броньованої захищеності бойових машин легкої категорії за масою (БМ ЛКМ) від стрілецької зброї, яка дозволяє розраховувати параметри польоту кулі залежно від дальності, кути зустрічі кулі з елементом бронекорпусу з положення стрільця і положенням елемента бронекорпусу, а також швидкості пробиття бронееlementів корпусу з урахуванням додаткового бронювання. Створена математична модель дозволяє вирішувати завдання оцінки безпечної зони для БМ ЛКМ з урахуванням реальної геометрії корпусу, рельєфу місцевості та бронезахищеності існуючих і проєктованих БМ ЛКМ для обґрунтованого вибору методів захисту від сучасної стрілецької зброї, зокрема з урахуванням додаткового бронювання.

Ключові слова: бойова машина; бойова машина легкої категорії за масою; броньована захищеність; швидкість пробиття; тактична діаграма

О. Е. ШАТАЛОВ, Е. Е. ДУДАР, А. Ю. ВАСИЛЬЕВ

КОМПЛЕКСНАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ АНАЛИЗА ЗАЩИЩЕННОСТИ БОЕВЫХ МАШИН ЛЕГКОЙ КАТЕГОРИИ ПО МАССЕ ОТ СТРЕЛКОВОГО ОРУЖИЯ С УЧЕТОМ ГЕОМЕТРИИ МАШИНЫ, РЕЛЬЕФА МЕСТНОСТИ И ДОПОЛНИТЕЛЬНОГО БРОНИРОВАНИЯ

В работе изложена комплексная математическая модель для построения трехмерных тактических диаграмм на местности и оценки уровня бронированной защищенности боевых машин легкой категории по массе (БМ ЛКМ) от стрелкового оружия, которая позволяет рассчитывать параметры полета пули в зависимости от дальности, углы встречи пули с элементом бронекорпуса с положения стрелка и положением элемента бронекорпуса, а также скорости пробития бронееlementов корпуса с учетом дополнительного бронирования. Создана математическая модель позволяет решать задачи оценки безопасной зоны для БМ ЛКМ с учетом реальной геометрии корпуса, рельефа местности и бронезащищенности существующих и проектируемых БМ ЛКМ для обоснованного выбора методов защиты от современного стрелкового оружия, в частности с учетом дополнительного бронирования.

Ключевые слова: боевая машина; боевая машина легкой категории по массе; бронированная защищенность; скорость пробития; тактическая диаграмма

O. SHATALOV, YE. DUDAR, A. VASILIEV

COMPLEX MATHEMATICAL MODEL FOR PROTECTION ANALYSIS OF LIGHT MASS CATEGORY COMBAT VEHICLES FROM SMALL ARMS TAKING INTO ACCOUNT VEHICLE GEOMETRY, LOCATION RELIEF AND ADDITIONAL ARMOURING

A developed complex mathematical model is presented for 3D tactical diagrams constructing on the locality and the armored protection level estimation from small arms for light mass category combat vehicles. This model allows to calculate the bullet flight parameters depending on the range, on the bullet meeting angles with armored housing element, on the arrow position and the armored hull element position, as well as the breakthrough speed of hull armored elements, taking into account the additional armouring. The created mathematical model allows to solve the tasks of the safe zone estimation for light mass category combat vehicles, taking into account the actual hull geometry, location relief and armor-proofing of existing and projected light mass category combat vehicles, for a reasoned choice of protection methods from modern small arms, in particular with allowance for additional armoring.

Keywords: combat vehicle; light mass category combat vehicle; armored protection; breakthrough speed; tactical diagram

Вступ. Захищеність бойових машин (БМ) легкої категорії за масою (ЛКМ) від стрілецької зброї є актуальною проблемою, що потребує свого вирішення. У свою чергу, це вимагає розроблення відповідного математичного апарату.

Слід зазначити, що існуючий на сьогоднішній день математичний апарат дозволяє промодельовати більшість процесів, які відбуваються в ході бойових дій за участю БМ ЛКМ і стрілецької зброї. У той же час необхідно врахувати: по-перше, математичні моделі багатьох процесів дуже складні та їх моделювання потребує значних ресурсів (кошти, апаратне забезпечення, програмне забезпечення, час); по-друге, на сьогодні єдиної комплексної математичної моделі, що дозволяє здійснити/розв'язати задачу оцінки рівня захищеності БМ ЛКМ від стрілецької зброї з урахуванням всіх необхідних факторів, немає. Таким чином, необхідно об'єднати існуючі моделі для розв'язання задач, що сформульовані як мета поточної роботи.

Аналіз вимог до комплексної математичної моделі, що дозволить коректно оцінювати

захищеність з урахуванням сучасних реалій ведення бойових дій. За основу математичної моделі береться модель, запропонована у роботах Шаталова О.Є., Литвиненка О.В. [1–4]. Як уже зазначалося раніше, у цій математичній моделі відсутні можливості врахувати вплив на рівень захищеності: елементів додаткового бронювання, реальної геометрії БМ ЛКМ та рельєфу місцевості. Крім того у роботах Шаталова О.Є. параметри бронезахищеності обчислюються для окремого зразка БМ ЛКМ, який знаходиться у певній орієнтації у глобальному просторі. Для цього за алгоритмами, наведеними у цих роботах, необхідно виконати певну кількість розрахунків, яка приблизно дорівнює

$$N_{Ц} = N_{Бп} \cdot \frac{180}{\Delta} \cdot \frac{90}{\phi}, \quad 1)$$

де $N_{Ц}$ – кількість циклів;

$N_{Бп}$ – кількість бронеплит;

© О. Є. Шаталов, Є. Є. Дудар, А. Ю. Васильєв, 2019

Δ , φ – крок по дельта та фі (кутові координати у сферичній системі координат) відповідно.

Для наявних БМ ЛКМ (БМП, БТР, МТ-ЛБ), навіть при максимальній точності розрахунків кількість циклів обчислення не перевищує 1000. У зв'язку з цим використання математичної моделі польоту кулі, що спирається на чисельне розв'язання диференціальних рівнянь, не призводить до істотних витрат часу. На сучасному персональному комп'ютері із швидкістю обчислення 50 GFLOPS витрати часу на розрахунок складають приблизно 10–30 хвилин на одну машину.

У той же час, необхідність урахування геометрії машини і рельєфу місцевості, які в загальному випадку є досить складними, з довільною кількістю дрібних геометричних підоб'єктів, призвела до опису рельєфу місцевості як набору невеликих геометричних примітивів (елементів). Загальна точність розв'язку залежить зокрема і від рівня дискретизації, тобто розміру елементів. Якщо врахувати максимальну дальність польоту кулі калібром 14.5 мм (3–5 км) і максимальну роздільну здатність супутникових знімків в плані 18×18 м, виходить 10–60 тис. елементів на опис місцевості навколо машини. Таким чином, потрібна кількість розрахунків вже перевищує за кількістю циклів методу Шаталова О.Є. як мінімум на один порядок.

Враховуючи ще елементи машини,

$$N_{\Pi} = N_v \cdot N_t, \quad 2)$$

де N_{Π} – кількість циклів;

N_v – кількість елементів машини;

N_t – кількість елементів карти.

Загальна кількість варіюється від 0,1 до 1 млн. циклів обчислення. Якщо при цьому врахувати необхідність проведення додаткових типів обчислень, відсутніх у методиці Шаталова О.Є., для нових критеріїв захищеності, що розроблені у цій роботі, то стає зрозуміло, що час розрахунку одного випадку для всієї машини з використанням алгоритмів та математичних моделей, які викладені в попередніх роботах, може займати щонайменше 16 годин, а в цілому – більше 100–200 годин, що є неприйнятним і вимагає спрощення найбільш ресурсомістких математичних моделей та алгоритмів, відмова від використання неактуальних моделей та алгоритмів та модифікація інших. Найбільш ресурсомісткими в роботах Шаталова О.Є. та Литвиненка О.В. є математичні моделі та алгоритми обчислення параметрів польоту кулі та обчислення параметрів бронезахищеності.

У зв'язку з цим, відповідно до чинних вимог, математична модель побудови 3D ТД потребує модифікації та удосконалення. Так, наприклад, у зв'язку з модифікацією мети та завдання в рамках цієї роботи втратили актуальність і *не будуть* використовуватися методики і моделі: побудови

окремих пелюсток, що позначають небезпечну зону для конкретної бронеплити корпусу; об'єднання пелюсток від окремих бронеплит в єдину діаграму захищеності БМ ЛКМ; математична модель чисельного процесу бронепробиття, що заснована на модифікації методу скінченних елементів, спрямованої на моделювання процесів, що проходять з великим рівнем швидкостей і нелінійності деформацій взаємодіючих тіл.

При цьому інші елементи комплексної математичної моделі потребують вдосконалення: список узагальнених параметрів; математична модель розрахунку параметрів польоту кулі; математична модель опису місцевості; математична модель опису геометрії корпусу БМ ЛКМ; математична модель визначення умов зустрічі та пробиття кулі з елементами бронювання.

Також варто зазначити, що необхідно повністю переглянути процес обчислення комплексних параметрів бронезахищеності, у зв'язку з принциповою зміною критеріїв захищеності. І, як наслідок, алгоритм обчислення компонент захищеності також потребує суттєвої модифікації.

Зважаючи на те, що в рамках здійснюваного дослідження необхідно розрахувати не *гіпотетичну поверхню рівня бронезахищеності*, що не залежить ні від геометрії бронеплити, ні від рельєфу місцевості, а провести *комплексну оцінку БМ ЛКМ* з урахуванням геометрії її корпусу, наближеної до реальної, замість циклів за напрямком прильоту кулі для кожної пелюстки розрахунки відбуваються в ході циклів перебору елементів, що описують геометрію корпусу БМ ЛКМ і елементів, які описують місцевість. При цьому, на відміну від робіт Шаталова О.Є. та Литвиненка О.В., враховується реальний стан і орієнтація БМ ЛКМ на місцевості. Самі ж результати надаються не у вигляді геометрії поверхні бронезахищеності, а у вигляді чисельного розподілу значень контрольних розрахункових параметрів за елементами місцевості, який в окремому випадку може бути представлений у вигляді пласкої діаграми, що за своїм виглядом наближена до класичної тактичної діаграми.

Таким чином комплексна математична модель, що дасть можливість коректно оцінювати захищеність із урахуванням сучасних реалій ведення бойових дій, має складатися з наступних підмоделей: модель опису геометрії БМ ЛКМ; модель опису рельєфу місцевості; моделі обробки даних; модель обчислення параметрів зовнішньої балістики (модель кулі); модель обчислення параметрів бронепробиття (модель бронювання); модель побудови 3D ТД; модель обчислення параметрів захищеності (модель ураження).

Підмодель обробки даних повинна мати наступні складові:

- моделі роботи з векторами: обчислення

векторів; перенос векторів; поворот векторів; поворот векторів до нової локальної системи координат (ЛСК); обчислення кутів між векторами;

- моделі роботи з системами координат: поворот ЛСК;

- моделі роботи з елементами: обчислення центру елемента; обчислення нормалі до елемента;

- обчислення проміжних параметрів: інтерполяційні функції (лінійна; поліноміальна); обчислення коефіцієнтів інтерполяційного поліному методом найменших квадратів; методи усереднення (середнє арифметичне та середнє геометричне);

- конвертація географічних координат: кути – десяткові кути; дистанція – кут; координати – елемент.

Якщо обчислення параметрів польоту кулі та бронепробиття здійснювати на основі інтерполяційних поліномів, це дасть змогу не тільки суттєво прискорити розрахунки порівняно з попередніми методиками без суттєвої втрати точності, але й спростити математичну модель і структуру бази даних.

На основі перелічених критеріїв будується структурно-логічна схема розрахунку параметрів захищеності, алгоритм розрахунку параметрів захищеності та структура бази даних спеціалізованого програмно-модельного комплексу.

Опис моделі. Як раніше зазначалося в роботах [1–3, 5], всі існуючі варіанти методик оцінки захищеності не враховують місцевість взагалі, а БМ ЛКМ розглядають як матеріальну точку з набором характеристик, що відповідають за опис бронеплит корпусу. Як характеристики бронеплит виступають: матеріал бронеплити, товщина, орієнтація в просторі щодо системи координат машини. У зв'язку з тим, що побудова рельєфу місцевості і геометрії бронелістів БМ ЛКМ є в загальному випадку досить складною (приклад такої геометрії показаний на рис. 1, 2), виникає питання щодо принципу її опису.

Незважаючи на те, що властивості бронекорпусу можна вважати стабільними і незмінними, а рельєф місцевості майже незмінним (порівняно з дистанцією польоту кулі), характеристики пробиття є варійованими по площі, у зв'язку з тим, що при стрільбі існує ймовірність здійснення пострілу:

- з однієї точки простору по різних точкам БМ ЛКМ;

- з різних точок простору в одну й ту ж точку БМ ЛКМ.

У кожному з таких випадків будуть відрізнятися значення кута зустрічі і швидкості прильоту кулі. Особливо при врахуванні орієнтації корпусу БМ ЛКМ у просторі, відмінної від горизонтальної, та різниці висот між положенням точки простору і точок БМ ЛКМ.

У зв'язку із складною геометрією бронеліста і рельєфу місцевості й великої кількості

контрольних величин – задача виведення аналітичної системи рівнянь для кожного бронеелемента недоцільне. Більш раціональним постає питання дискретного опису геометрії за допомогою елементарних об'єктів.



а



б

Рисунок 1 – Геометрія місцевості:
а – карта висот України; б – яр



Рисунок 2 – Загальний вигляд геометрії
БМ ЛКМ БТР-80

Подібні підходи, крім іншого, володіють двома істотними перевагами. Перша – такий підхід використовується при розв'язанні задач обчислювальної механіки та газогідродинаміки, і дає можливість вивчити вкрай складні фізичні процеси, що відбуваються в дуже складних з геометричної точки зору об'єктах [6–13]. Другою перевагою можна назвати наявність відпрацьованих методик та існуючих програмних реалізацій, які можуть істотно спростити процес розв'язання завдання за рахунок наявності інструментів створення геометрії, розробки дискретних моделей і візуалізації отриманих результатів [14–19]. Однак при цьому слід зазначити, що все інше – математичну модель, її програмну реалізацію необхідно розробляти самостійно і стикувати з існуючим програмним забезпеченням через наявні в них прикладні

програмні інтерфейси (з англ. Application Programming Interface, скорочено API).

Математичне моделювання геометрії корпусу БМ ЛКМ. Для задачі опису геометрії бронелістів з перерахованих раніше типів найбільш підходять «пластинчасто–оболонкові» елементи. За формою вони бувають три– або чотирикутні (за термінологією МСЕ – три–, чотиривузлові). Додатково такі елементи містять інформацію про матеріал та товщину елемента. Це створює можливість повністю описати геометрію корпусу будь-якої БМ ЛКМ з досить високою точністю. Єдиною проблемою (з точки зору точності) можуть бути об'єкти криволінійної форми (наприклад, гарматні башти, рис. 3).



Рисунок 3 – Геометрія башт:
а – БТР-80; б – БМП-2

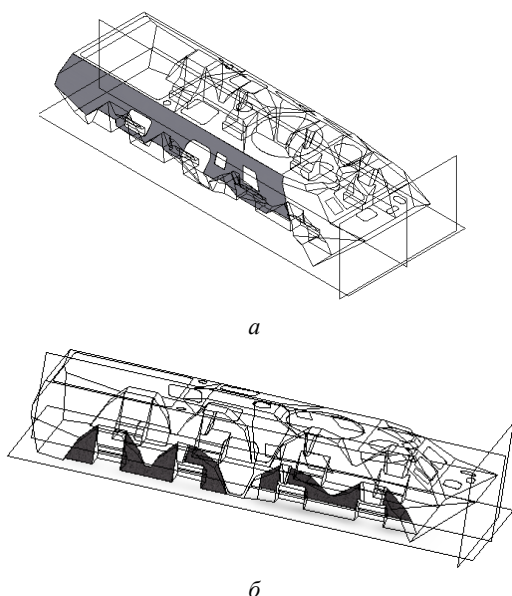


Рис. 4 – Геометрія бортів БТР-80:
а – борт верхньої півсфери; б – колісні арки

Проте, такі об'єкти теж можуть бути описані

як набір елементів трикутної чи чотирикутної форми. В цілому, геометрія будь якої БМ ЛКМ є дуже складною. Як приклад на рис. 4 представлена геометрія бортів БТР-80, що є наближеною до реальної. У всіх існуючих методиках подібна геометрія ігнорується, а бронелісти описуються як плоскі пластини з такими ж кутами нахилу, але розміщені у центрі СК.

Через те, що відстані, з яких можливе ураження БМ ЛКМ, які стоять на озброєнні ЗС України, вимірюються у сотнях метрів та кілометрах, не є доцільним будувати геометрію корпусу з такими дрібними деталями [13, 16, 18–26]. Крім того, кількість елементів машини лінійно впливає на кількість циклів обчислення та час розрахунку, тож замість максимально точного опису геометрії корпусу більш доцільним є спрощення геометрії корпусу та моделювання його як набору осереднених елементів, що описують основні характерні межі машини, які не мають дрібних елементів. На рис. 5 зображено приклад розрахункової моделі, побудованої для БТР-80 та вже розбитої на 120 елементів.

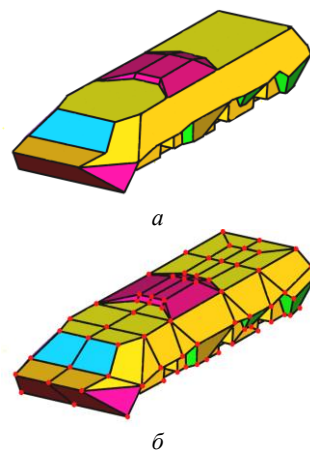


Рис. 5 – Геометрія корпусу БТР-80:
а – спрощена геометрія; б – розбита на елементи

Математична модель БМ ЛКМ складається з двох підмоделей – геометричної та дискретної (сіткової, гратчастої). Геометрична модель корпусу складається з набору тривимірних плоских поверхонь, обмежених набором прямолінійних і криволінійних кромки, у роботах Купріненко О. М. , а також [16, 19, 20]. У загальному випадку кромки можуть бути або вільними – в цьому випадку вони описують геометрію отворів у бронепластинах, або належати кільком поверхням одночасно (звичай двом), в цьому випадку кромка найчастіше є зварним швом між різними «проекціями» (бронепластинами). Місця з'єднань повинні проходити через набір вершин.

У кінцевому результаті дискретна модель корпусу БМ ЛКМ виглядає як набір вузлів і елементів (кожен елемент складається з 3-х або 4-х вузлів) [2, 8–12]. Нумерація вузлів записується таким чином, щоб нормаль елемента співпадала з

нормаллю поверхні бронеплити і була спрямована назовні машини:

$$N_{v_i}(x_i, y_i, z_i), i = 1..n, \quad (3)$$

де N_{v_i} – координати i -го вузла у локальній системі координат машини;

$$E_{v_j}(N_{1_j}, N_{2_j}, N_{3_j}, N_{4_j}), j = 1..m, \quad (4)$$

де E_{v_i} – вузли j -го елемента, що йому належать у локальній системі координат машини (індекс v в позначенні вузлів і елементів позначає – vehicle (машина) і служить для того, щоб їх можна було відрізнити від вузлів та елементів карти місцевості).

Вузли лежать на кромках і поверхні геометричних елементів машини. Елементи, крім інформації про належні їм вузли, містять також ряд допоміжної інформації. Усі дані, що пов'язані з елементами – позначені індексами j . Усі дані, що пов'язані з конструктивними властивостями – позначені індексом k , проте кожен з них може варіюватися в окремих межах. Для поточної роботи методики потрібна наступна додаткова інформація, яка позначається як KP (конструктивний параметр):

- KP_{1j} – номер бронеплити (проекції) – NAp_k (Number of Armor Panel), $k=1..K$ (кількість бронепанелей);

- KP_{2j} – матеріали бронепластин чи додаткового бронювання – MA_k – Material Armor, $k=1..G$ (кількість бронематеріалів відповідно до загальної бази матеріалів).

Зазвичай для корпусу використовується один матеріал для всіх проекцій, проте в деяких випадках це може бути декілька матеріалів. Наприклад в БМП-1 та БМП-2 використовується бронеалюміній та бронесталь, у БМП-3 – бронеалюміній АБТ-101, а у сучасних машинах – бронесталь та конструкційна сталь. Матеріалами додаткового бронювання можуть бути: сталевий лист, броньова плита, сталева решітка, ящик з піском, ящик з гравієм та інші:

Tb_{kj} – початкова (вихідна) товщина кожного з матеріалів бронепластин чи додаткового бронювання - (base Thickness);

T_{kj} – поточна товщина бронепластини кожного з матеріалів бронепластин чи додаткового бронювання (Thickness).

Таким чином, інформація для опису машини буде виглядати наступним чином:

$$N_{v_i}(x_i, y_i, z_i), i = 1..n;$$

$$\{N_j\} = \{N_{1_j}, N_{2_j}, N_{3_j}, N_{4_j}\}, j = 1..m;$$

$$NAp_k, k = 1..K; MAp_k, k = 1..G; KP_{1j} = NAp_{kj};$$

$$\{KP_{2j}\} = \{MA_{1_j}, MA_{2_j}, \dots, MA_{kj}\}, \quad (5)$$

$$\{Tb_{kj}\} = \{Tb_{1_j}, Tb_{2_j}, \dots, Tb_{kj}\},$$

$$\{T_{kj}\} = \{T_{1_j}, T_{2_j}, \dots, T_{kj}\},$$

$$E_{v_j}(\{N_j\}, \{KP_{1j}\}, \{KP_{2j}\}, \{Tb_{kj}\}, \{T_{kj}\}), j = 1..m.$$

Це дозволить описати конструкцію та геометрію бронекорпусу із заданою точністю. Для того, щоб автоматизувати обчислення тактичних діаграм, потрібно створити базу даних по машинах, яка буде зберігати всю потрібну інформацію. Через те, що в рамках поточного дослідження може виникнути потреба аналізувати вплив проектних чи експлуатаційних модифікацій, для кожної машини та її модифікації потрібно буде створювати окремий запис у базі даних. Для спрощення задачі аналізу, крім інформації щодо параметрів бронекорпусу, необхідно включити додатково:

- шифр машини та її модифікації;
- метадані: назва та тип машини; ТТХ машини; шифр оригіналу (шифр, яким закодована оригінальна конструкція машини без модифікацій); належність бронеплит до відповідних проекцій та «півсфер» (верхня/нижня, передня/бокова/задня).

Структура збереження інформації щодо БМ ЛКМ зображена на рис. 6.

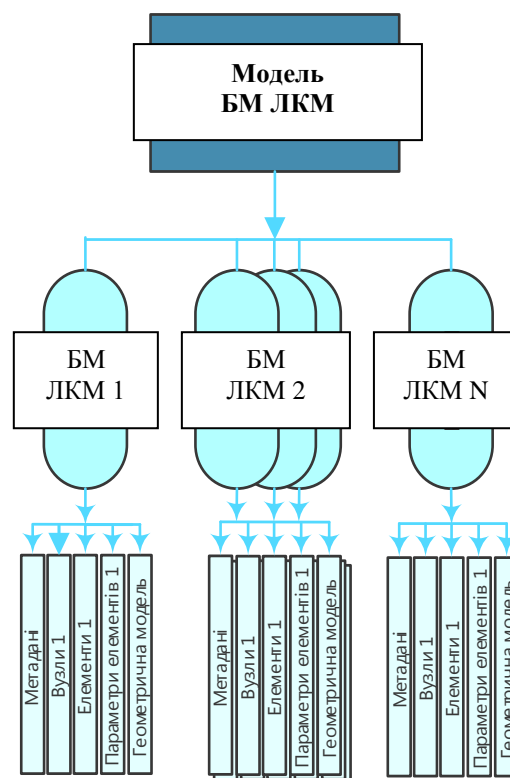


Рисунок 6 – Структура даних БМ ЛКМ

Математичне моделювання рельєфу місцевості. Аналогічно з математичними моделями БМ ЛКМ, для опису рельєфу земної поверхні (рис. 7), на основі якої буде здійснюватись розрахунок можливості ураження

БМ ЛКМ, має сенс використовувати трикутні або чотирикутні елементи

$$N_i(x_i, y_i, z_i), i = 1..n; \quad (6)$$

$$E_{t_j}(N_{1_j}, N_{2_j}, N_{3_j}, N_{4_j}), j = 1..m. \quad (7)$$

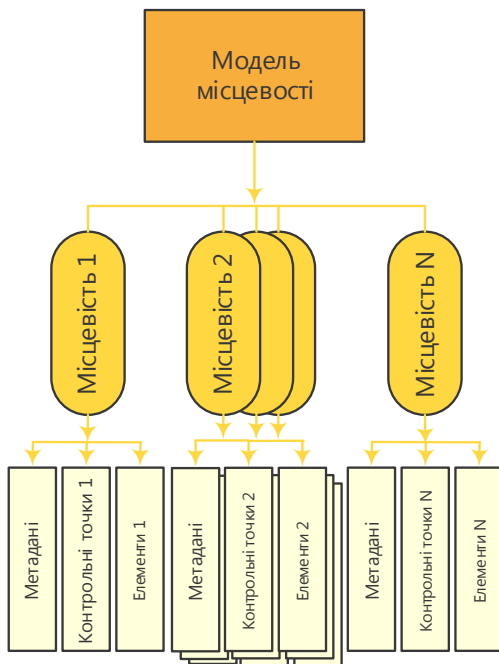


Рисунок 7 – Структура даних рельєфу місцевості

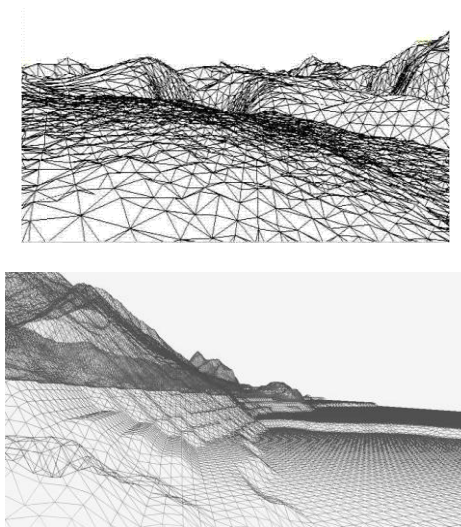


Рисунок 8 – Сіткове подання місцевості, вигляд із поверхні

Проте, також слід врахувати, що для опису місцевості зазвичай використовують звичайні прямокутні карти, які є розгорткою земної поверхні на площину. Вся інша інформація, включаючи висоти, наноситься на прямокутну в плані сітку координат. Таким чином, для побудови рельєфу земної поверхні доцільно використовувати рівномірну і структуровану в плані (X0Y) сітку. При цьому за рахунок координати Z буде отриманий рельєф, який наближений до земної поверхні. З огляду на те, що

максимальна дальність польоту куль не перевищує 5 км, в першому наближенні викривленням поверхні землі для кращої відповідності її вихідній формі геоїда обертання можна знехтувати. Підсумкова карта в загальному випадку буде мати вигляд, близький до зображення на рис. 8 (вигляд з поверхні карти).

Вузли й елементи місцевості містять в назві індекс t (*terrain* – місцевість). Аналогічно з елементами, що описують геометрію БМ ЛКВ, кожен окремий елемент може містити додаткову інформацію. В рамках поточного дисертаційного дослідження така інформація ще не береться до уваги. На основі координат вузлів в ході роботи розраховуються наступні дані: центр елемента, нормаль (завжди звернена в повітря), середня висота по елементу. У той же час слід зазначити, що на відміну від вузлів БМ ЛКМ, які лежать точно на її поверхнях, вузли місцевості лише приблизно збігаються з реальною геометрією земної поверхні, і в залежності від рівня дискретизації, джерела інформації для опису земної поверхні і способу відновлення похибка висоти в конкретних вузлах може варіюватися, а рельєф – відрізнятись від реального [27–30]. Відповідно, напрямок нормалі також може варіюватися в певних межах, проте на поточний момент урахування такого фактору дуже ускладнить алгоритм розрахунку. Через те, що за оцінками [27–30] різниця в більшості випадків є незначною (див. далі), нехтування таким фактором не вносить значної похибки.

Як уже зазначалося раніше, інформація про земну поверхню може бути отримана з різних джерел, наприклад, з реальної ГІС [27–30], що використовується в ході планування військових дій. Також геометрія поверхні може бути створена в генераторі ландшафтів безпосередньо під завдання аналізу рівня захищеності на місцевості конкретного типу. Але в якості найбільш загального способу рекомендується використовувати дані супутникового картографування [30].

При використанні супутникових даних береться до уваги наступна інформація:

- растрове зображення розподілу висот на місцевості (довільної здатності) розміром N_p на M_p ;
- габаритні розміри ділянки місцевості, в метрах N_m на M_m ;
- географічні координати двох протилежних по діагоналі кутів місцевості;
- мінімальна і максимальна висота на ділянці H_{\min} , H_{\max} .

Перш ніж перейти безпосередньо до обчислень, необхідно надати деякі пояснення. По-перше, растрове зображення, збережене при супутниковому картографуванні, містить інформацію у вигляді світлової інтенсивності в градаціях сірого (рис. 9), де абсолютно чорним позначені висоти, що збігаються з мінімальною висотою, а абсолютно білим – з максимальною

висотою на ділянці. Всього використовується 256 градацій сірого (0 – абсолютно чорний – найнижча точка, 255 – абсолютно білий – найвища точка). При цьому висоти всіх точок, що потрапляють в площу одного пікселя супутникового знімка, осереднюються і записується тільки середнє значення. Розміри пікселів можна вважати постійними за габаритами в межах всього знімка, якщо він не перевищує за розміром 25 км за стороною.



Рисунок 9 – Приклад карти висот

Таким чином, з урахуванням розмірів растрового зображення і габаритів місцевості розраховується:

- загальна кількість елементів: $N_p \cdot N_m$;
- повна кількість вузлів місцевості: $(N_p + 1) \cdot (N_m + 1)$;
- розмір елемента в плані XOY: $(N_m / N_p) \cdot (M_m / M_p)$;
- крок по висоті: $H_s = (H_{max} - H_{min}) / 256$;
- середня висота на площі пікселя: $H_i = H_{min} + N_i \cdot h_i \cdot H_s$ ($N_i \cdot h_i$ – інтенсивність сірого кольору в даному пікселі).

Звісно, такий підхід має обмеження і похибки. Однак похибка обчислення висоти становить менше 0.4%, причому не від максимальної висоти, а від діапазону висот. Тобто можна вважати запропонований підхід досить точним.

Далі, на основі інформації про середню площу можна побудувати досить докладну карту місцевості, проте для поточної методики такий результат ще не є прийнятним через постійну висоту в межах всього елемента і стрибками на стику елементів (рис. 10) [31, 32].

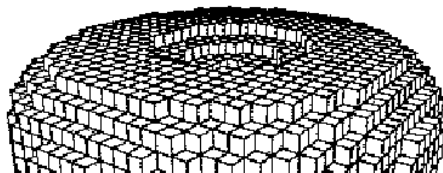


Рисунок 10 – Ступінчаста форма опису геометрії

Крім цього, це ускладнює обчислення нормалі елемента землі, що є досить необхідним для низки подальших розрахунків. Таким чином, крім середньої висоти, необхідно отримати значення висот у кожному із вузлів карти.

Найпростішим варіантом є обчислення висоти

у вузлі як середнього значення на основі даних про середні висоти в елементах, що містять цей вузол. Отримана таким чином поверхня буде дещо відрізнятися від реальної і буде трохи нижче неї, проте вона буде повторювати характер поведінки, близький до реальної земної поверхні. На рис. 11 зображено оригінальну функцію $\sin(x)$, «stepped» – варіант функції, що була осереднена на проміжках, «linear» – відновлене значення функції. Видно, що за значенням вона має відмінності, проте за характером поведінки – ні [32].

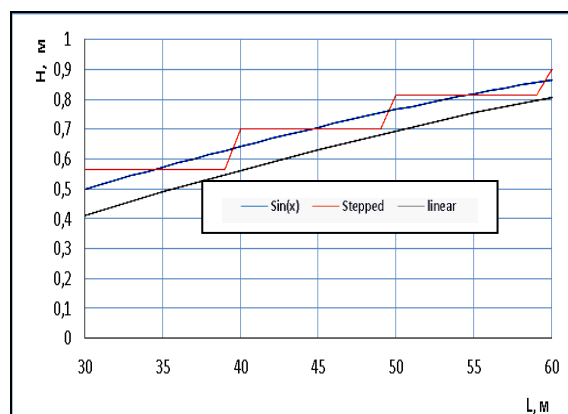


Рисунок 11 – Варіанти інтерполяцій

У різних випадках доцільно використовувати різні методики. Також, за необхідності, для оцінки захищеності можна використовувати одночасно геометрії місцевості, одержані декількома способами і проводячи порівняння отриманих результатів.

При необхідності отримання поверхні, максимально наближеної до реальності, можна скористатися методами екстраполяції та обчислення значень висот у вузлах, використовуючи метод найменших квадратів, порівнюючи вихідне середнє значення висоти (отримане на основі супутникових даних) і середніх значень висот за елементами, отриманих у ході екстраполяції.

Однак з урахуванням того, що вихідна земна поверхня є випадковою величиною, яка змінюється з ходом часу в залежності від безлічі факторів, і це особливо помітно в місцях ведення бойових дій, то навіть якщо вийде відновити поверхню максимально близьку до того, що було при супутниковому картографуванні, така поверхня може відрізнятися від тієї, що зараз є в реальному часі. Таким чином, більш раціонально не уточнювати методики апроксимації земної поверхні, а додати можливість розрахунку з урахуванням імовірнісних характеристик, які описують можливі коливання вихідних величин.

Моделі обробки даних. Як було зазначено вище, підмодель обробки даних повинна мати низку складових. Розглянемо кожен з них.

Моделі роботи з векторами. Для роботи алгоритму методики дуже часто потрібно проводити операції з векторами [9, 31, 33].

Однією з найпоширеніших операцій є обчислення параметрів питомого вектору (\vec{r}) на основі вхідних координат двох точок, що відповідають початку (т. A) та кінцю (т. B) вектора \vec{r} . Вхідні дані точок: $A(x_A, y_A, z_A)$, $B(x_B, y_B, z_B)$ відповідно. Тоді

$$\vec{r}(r_x, r_y, r_z) = (x_A - x_B, y_A - y_B, z_A - z_B). \quad (8)$$

Не менш важливими є операції трансформації – переносу та повороту векторів [31, 33]. При переносі вхідними даними є вектор $\vec{a}(x_a, y_a, z_a)$ та вектор $\vec{b}(x_b, y_b, z_b)$, питома функція – вектор \vec{r} :

$$\vec{r}(x_r, y_r, z_r) = (x_a + x_b, y_a + y_b, z_a + z_b). \quad (9)$$

Під час повороту навколо однієї з осей для кожної з них сформульовані окремі матриці поворотів M_x, M_y, M_z :

$$M_x(\varphi) = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi & -\sin \varphi \\ 0 & \sin \varphi & \cos \varphi \end{pmatrix}; M_y(\gamma) = \begin{pmatrix} \cos \gamma & 0 & \sin \gamma \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \gamma & 0 & \cos \gamma \end{pmatrix};$$

$$M_z(\vartheta) = \begin{pmatrix} \cos \vartheta & -\sin \vartheta & 0 \\ \sin \vartheta & \cos \vartheta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}, \quad (10)$$

де $\varphi, \gamma, \vartheta$ – кути повороту навколо осей системи координат OX, OY, OZ відповідно [31].

Матриця повороту навколо довільної осі, заданої вектором v , на кут θ виглядає наступним чином [31]:

$$M(\vec{v}, \theta) = \begin{pmatrix} \cos \theta + (1 - \cos \theta)xy - (1 - \cos \theta)xz + (1 - \cos \theta)x^2 & -(\sin \theta)z & +(\sin \theta)y \\ (1 - \cos \theta)yx + (\sin \theta)z & \cos \theta + (1 - \cos \theta)y^2 & -(1 - \cos \theta)yz - (\sin \theta)x \\ (1 - \cos \theta)zx - (\sin \theta)y & (1 - \cos \theta)zy + (\sin \theta)x & \cos \theta + (1 - \cos \theta)z^2 \end{pmatrix}. \quad (11)$$

Питомий вектор отримується у результаті перемноження відповідної матриці M на початковий вектор \vec{a} :

$$\vec{r} = [M] \cdot \vec{a}. \quad (12)$$

Для обчислення матриці трансформації вектору з однієї системи координат до нової ЛСК можна виконати поетапне перетворення за рахунок відповідних переносів та поворотів.

Для розв'язання задач оцінки швидкості бронепробиття необхідно знати значення кута зустрічі між кулею та нормаллю бронеплити. Для цього необхідно провести скалярне множення цих векторів. Вхідними є дані про обидва вектори:

$$a(x_a, y_a, z_a), b(x_b, y_b, z_b),$$

$$\cos \alpha = A = \frac{x_a x_b + y_a y_b + z_a z_b}{\sqrt{x_a^2 + y_a^2 + z_a^2} \times \sqrt{x_b^2 + y_b^2 + z_b^2}}, \quad (13)$$

$$\alpha = \arccos(A).$$

Таким чином, залишається лише питання щодо обчислення координат точок та векторів нормалі, які будуть подані на вхід до вищеописаних рівнянь та процедур. Через це необхідно записати рівняння обчислення координат центру. Визначим центр як O_j , який повинен відповідати елементу E_j . Таким чином, для елемента E_j (див. формули (4) або (7)):

$$E_j(N_{1j}, N_{2j}, N_{3j}, N_{4j}), j = 1..m, \quad (14)$$

радіус вектор \vec{O}_j з точки 0 (початок СК) до точки O_j обчислюється наступним чином:

$$\vec{O}_j = \frac{(\vec{N}_{1j} + \vec{N}_{2j} + \vec{N}_{3j} + \vec{N}_{4j})}{4}$$

або

$$\vec{O}_j = \frac{(\vec{N}_{1j} + \vec{N}_{2j} + \vec{N}_{3j})}{3}. \quad (15)$$

Для варіанту, коли у елемента кількість вузлів дорівнює 4 та 3 відповідно до робіт Шаталова О. Є. [31, 33], для обчислення вектору нормалі $t(k, l, m)$ до площини, заданої трьома точками A, B і C з координатами $A(x_a, y_a, z_a)$, $B(x_b, y_b, z_b)$, $C(x_c, y_c, z_c)$, використаємо систему рівнянь:

$$\begin{cases} kx_a + ly_a + mz_a + 1 = 0; \\ kx_b + ly_b + mz_b + 1 = 0; \\ kx_c + ly_c + mz_c + 1 = 0. \end{cases} \quad (16)$$

Беручи до уваги, що, крім елементів з трьома вузлами, для опису геометрії машини та рельєфу місцевості використовуються чотиривузлові елементи, які можуть бути за формою дещо відмінними від площини, процедура обчислення вектору нормалі буде виглядати наступним чином:

- для тривузлового елемента E_j ;
- $A_j = N_{1j}$, $B_j = N_{2j}$, $C_j = N_{2j}$,
- 1) питомих вектор $t_j(k_j, l_j, m_j)$;
- 2) система рівнянь:

$$\begin{cases} k_j x_a + l_j y_a + m_j z_a + 1 = 0 \\ k_j x_b + l_j y_b + m_j z_b + 1 = 0. \\ k_j x_c + l_j y_c + m_j z_c + 1 = 0 \end{cases} \quad (17)$$

• для чотиривузлового елемента E_j :

1. Знаходимо координати центру елемента O_j .

2. Знаходимо послідовно нормаль для 4-х площ, що створені на наборах точок: (O_j, N_{1j}, N_{2j}) , (O_j, N_{2j}, N_{3j}) , (O_j, N_{3j}, N_{4j}) , (O_j, N_{4j}, N_{1j}) .

3. Приймаємо т. $A_{ji} = O_j$, $B_{ji} = N_{ij}$, $C_{ji} = N(i+1)$, $j, i = 1..4$ для $i = 4 \cdot i + 1$ приймаємо за одиницю.

4. Для набору точок A_{ji}, B_{ji}, C_{ji} приймаємо координати $A_{ji}(x_a, y_a, z_a)$, $B_{ji}(x_b, y_b, z_b)$, $C_{ji}(x_c, y_c, z_c)$ згідно п.3.

5. Координати нормалі обчислюємо за системою рівнянь:

$$t_{ji}(k_{ji}, l_{ji}, m_{ji}) = \begin{cases} k_{ji}x_a + l_{ji}y_a + m_{ji}z_a + 1 = 0; \\ k_{ji}x_b + l_{ji}y_b + m_{ji}z_b + 1 = 0; \\ k_{ji}x_c + l_{ji}y_c + m_{ji}z_c + 1 = 0; \end{cases} \quad (18)$$

$$t_j = \frac{1}{4} \sum_{i=1}^4 t_{ji}.$$

Як було зазначено раніше, при роботі алгоритму для обчислення параметрів швидкості польоту кулі та параметрів бронепробиття виникає проблема, яка полягає в тому, що обчислення таких параметрів стандартними методиками (наприклад, такими, що наведені у роботі Шаталова О.Є.: пряме інтегрування для польоту кулі чи використання методу скінченних елементів для бронепробиття) є надто коштовним у плані необхідного часу та ресурсів. Використання методик, що основані на статистичних даних, отриманих експериментальним шляхом (в обох випадках – і для натурних, і для розрахункових експериментів) має проблему, пов'язану з тим, що таким чином можна отримати лише окремі «точки», проте є наявна необхідність у використанні безперервних функцій, заданих аналітичним чином, за допомогою рівнянь, що не потребують значних ресурсів для обчислення. У рамках цієї методики пропонується створювати інтерполяційні та екстраполяційні функції на основі наявних точок. Серед інтерполяційних функцій, що мають найбільшу універсальність та найменші потреби в ресурсах, слід визначити лінійну та поліноміальну інтерполяцію. З урахуванням якості поведінки процесів, які потрібно описати за допомогою інтерполяції, а саме: гладкість та монотонність процесу, з мінімальною різницею у кривизні, найбільш доцільним є використання поліномів 2–4 порядку. Через те, що кількість точок, на основі яких потрібно здійснити інтерполяцію, варіюється від 2 до 20, для найбільшої точності слід проводити

обчислення коефіцієнтів інтерполяційного поліному за допомогою методу найменших квадратів [9, 31]:

• питома функція виду $f(x) = \sum_{i=0}^N a_i x^i$ N -ступінь питомого поліному (як було вказано раніше, $N \leq 4$);

• питомими є коефіцієнти $a_0, a_1, a_2, \dots, a_N$;

• вихідний набір точок: $x_1, y_1, \dots, x_i, y_i, \dots, x_N, y_N$, де n – кількість точок в наборі;

• критерій якості:

$$S = \sum_{i=1}^n (f(x_i) - y_i)^2 \rightarrow \min.$$

Під час первинної побудови карти на основі даних супутникових знімків висот, як уже зазначалось, можна використовувати методи осереднення: середньоарифметичне, метод квадратів (середньоквадратичне), за максимумом, за мінімумом, середньо-гармонічне, середньо-геометричне. Серед них, як показало попереднє дослідження [34], найбільш доцільно використовувати:

• середнє арифметичне:

$$\bar{z} = \frac{1}{n} \sum_{i=0}^n z_i = \frac{1}{n} (z_1 + \dots + z_n);$$

• середньоквадратичне:

$$z = \sqrt{\frac{z_1^2 + z_2^2 + \dots + z_n^2}{n}}.$$

У нашому випадку $n = 4$ для більшості вузлів та 2 – для вузлів, які належать межі області.

Розробка моделі польоту кулі. Аналіз таблиць стрільби і траєкторій польоту, промодельованих для різних випадків [4], показує, що для більшості дистанцій стрільби аж до 2 км відхилення кулі від вектора, що з'єднує точку пострілу і ціль (кут падіння кулі) відрізняється не більше 4 градусів.

Слід зазначити, що всі параметри польоту вже давно зібрані в настанови зі стрільби, з усіма контрольними значеннями і поправками віднормовані відносно дистанції до цілі. При цьому всі необхідні контрольні величини (швидкість кулі, енергія кулі, кут падіння тощо) є досить плавними залежностями, що можуть бути добре описані за допомогою ступеневих поліномів.

Таким чином, як математичну модель польоту кулі і обчислення необхідних контрольних параметрів, як зазначалось вище, можна використовувати поліноми загального вигляду:

$$F(l) = \sum_{n=0}^N p_n l^n, \quad (19)$$

де $F(l)$ – функція зміни контрольної величини від

дистанції до цілі;

l – дистанція до цілі;

n – поточне значення ступеневого полінома;

N – максимальне значення ступеню полінома (зазвичай $N = 2..4$);

p_n – коефіцієнт при відповідному за номером доданку полінома.

Коефіцієнти полінома обчислюються на основі даних з таблиць стрільб з використанням методу найменших квадратів.

Приклади основних функцій розподілу: швидкість кулі V_k (м/с), енергія кулі E_k (Дж), кут зустрічі θ_c (хв.) наведені нижче:

$$V_k(x) = 2e^{-7} \cdot x^3 + 0,0004 \cdot x^2 - 0,995 \cdot x + 716,77; \quad (20)$$

$$E_k(x) = -2e^{-7} \cdot x^3 + 0,0006 \cdot x^2 - 0,5568 \cdot x + 206,96; \quad (21)$$

$$\theta_c(x) = 7e^{-8} \cdot x^3 - e^{-5} \cdot x^2 + 0,0497 \cdot x + 0,7677. \quad (22)$$

Порівняння графіків, що були отримані на основі точок, наявних у настанові та інтерполяції, наведені на рис. 12–14.

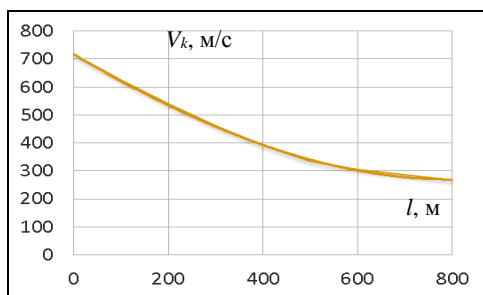


Рисунок 12 – Залежність падіння швидкості кулі від дальності

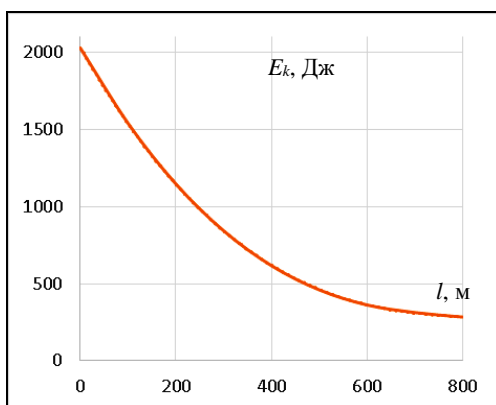


Рисунок 13 – Залежність падіння енергії кулі від дальності

Таким чином, запропонована математична модель спирається на дані, отримані з практичного досвіду, і при цьому дозволяє істотно прискорити процес обчислення.

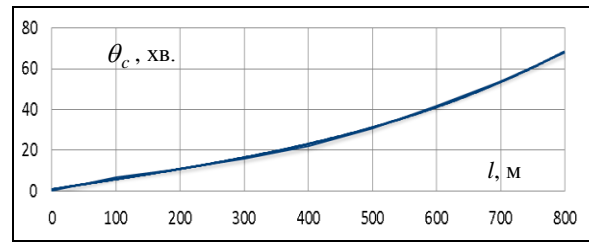


Рисунок 14 – Залежність збільшення кута падіння кулі від дальності

Методики визначення кута зустрічі з елементами броні і параметрів захищеності з урахуванням додаткового бронювання. За аналогією з методикою, викладеною у роботах Шталова О.Є., у поточній методиці буде використовуватися кілька різних систем координат. Як глобальна система координат виступає система координат, що поєднана з тією, у якій описаний рельєф місцевості (рис. 15).

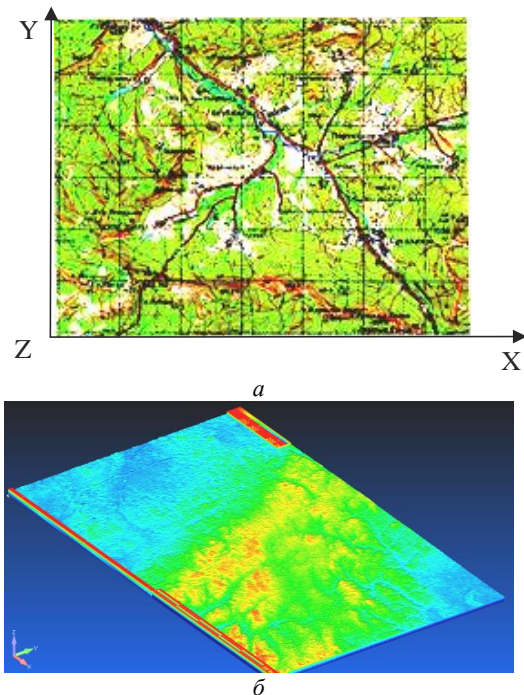


Рисунок 15 – Декартова (глобальна) система координат

Вісь OX колінарна з лінією паралелі, вісь OY – з меридіанами. З огляду розглянутих масштабів місцевості криволінійністю земної поверхні нехтуємо. Площина XOY співпадає з нульовою висотою на картах, глобусах тощо. Вісь OZ перпендикулярна площині XOY і спрямована в «повітря». Залежно від розв'язуваних завдань центр глобальної системи координат може лежати в одному з габаритних кутів місцевості або в її центрі. За замовчуванням початок системи координат розташуємо в лівому нижньому куті, вісь OX направимо із заходу на схід, OY – з півдня на північ. Крім глобальної системи координат (ГСК) є кілька локальних:

- локальна система координат БМ ЛКМ (в якій описана її дискретна геометрія), рис. 16;
- ЛСК1 – локальна система координат в точці місцевості, в якій буде встановлена машина. Центр СК співпадає з точкою на місцевості, орієнтація ЛСК – з ГСК, рис. 17, а;
- ЛСК2 – аналогічна по положенню з ЛСК1, вісь OZ співпадає з глобальною, вісь OY – с необхідним напрямом осі OY машини, рис. 17, б;
- ЛСК3 – положення ЦСК співпадає з ЛСК2 і ЛСК1, вісь OZ співпадає з вектором нормалі в даній точці місцевості, XOY – компланарна поточному елементу, вісь OY – в проекції на XOY ГСК співпадає з віссю OY ЛСК2, рис. 17, в.

Відповідно, у створеному математичному апараті послідовність обчислення координат точок БМ ЛКМ і нормалей до елементів в ГСК буде враховувати не тільки поворот систем, але і трансляцію, як зазначено вище у формулах (8)–(11).

Процедура розрахунку компонент бронепробиття:

- обчислення координат і нормалей

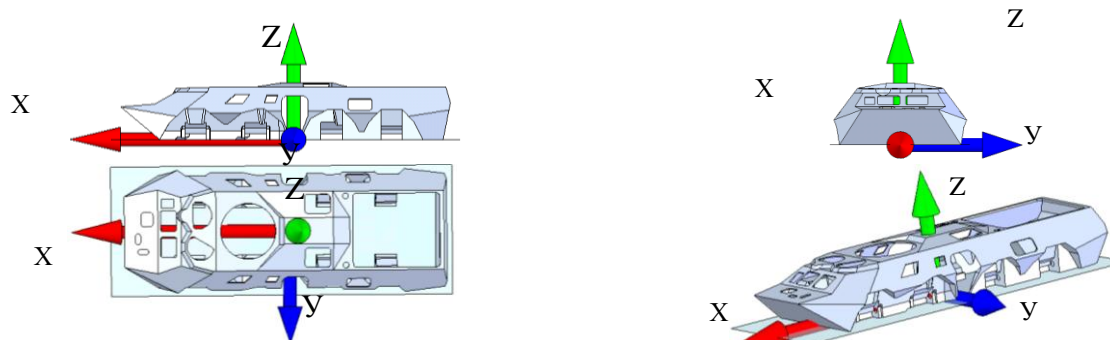


Рисунок 16 – Орієнтація локальної системи координат машини

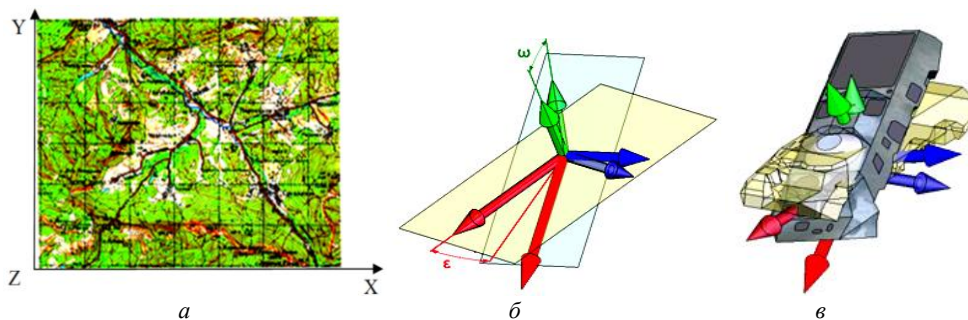


Рисунок 17 – Системи координат: а – ЛСК1; б – ЛСК2; в – ЛСК3

Побудова тривимірних тактичних діаграм на місцевості та розрахунок параметрів захищеності. В методиці, що була викладена в роботах Шаталова О.Є. щодо тривимірних тактичних діаграм, інформація про захищеність представляється у вигляді поверхні, що розділяє простір навколо машини на дві зони – внутрішню, в якій можливе пробиття бронелістів БМ ЛКМ при конкретному значенні товщини і куті нахилу бронеліста (з урахуванням орієнтації в просторі), і зовнішню – з якої пробиття неможливе. Як уже зазначалося, такий підхід має деякі недоліки. В першу чергу те, що відсутність можливості

бронеелемента,

- обчислення позиції стрільця (координата + висота позиції стрільця),
- обчислення дальності та параметрів польоту кулі (швидкості прильоту та енергії),
- обчислення кута зустрічі з бронеелементом,
- обчислення параметрів бронепробиття основного бронювання з урахуванням кута зустрічі та товщини (швидкість, необхідна для пробиття),
- обчислення параметрів бронепробиття додаткового бронювання з урахуванням кута зустрічі та товщини (швидкість, що необхідна для пробиття),
- обчислення інтегральних параметрів бронепробиття (сума швидкостей),
- порівняння швидкості прильоту та сумарної швидкості необхідної для пробиття.

врахування геометрії бронепанелі в методиці Шаталова О.Є. призводить до того, що беруться до уваги лише великі бронепанелі. З цієї ж причини в методиці Шаталова О.Є. абсолютно неможливо врахувати, в яку саме частину корпусу чи бронепанелі був здійснений постріл і чи присутнє в цій частині корпусу щось, що вимагає захисту (особовий склад, двигун, бензобак).

Таким чином, при розв'язанні задачі проектування корпусу БМ ЛКМ для забезпечення необхідного рівня захищеності проектувальник може тільки збільшувати товщину всієї бронепластилини в цілому, у тому числі тих пластин і

тих частин пластин, для яких у реальності в цьому не буде потреби. Як уже зазначалося, це призводить до неможливості розробити раціональні варіанти конструкції, і це призведе або до істотно більшої маси, або істотно меншої захищеності, або до обох варіантів одразу. Аналогічним чином і рівно з тих же причин оцінка місцевості за критерієм захищеності/небезпеки, отримана з використанням методики Шаталова О.Є. і за критеріями, запропонованим в цій методиці, є не зовсім коректною.

Слід ще раз відзначити, що порівняно з класичними методиками методика, запропонована Шаталовим О.Є., є суттєвим кроком уперед у напрямку точності оцінки рівня захищеності від стрілецької зброї і у зв'язку з малою кількістю вихідних параметрів та простотою їх зміни, а також із урахуванням високої швидкодії та можливості використання даних у звичному проектувальнику CAD-середовищі (як PTC Creo (Pro/ENGINEER), SolidWorks, Autodesk Inventor, Siemens NX тощо), ця методика добре підходить на першому етапі вибору базових кутів нахилу і товщини бронепанелі нового корпусу БМ ЛКМ, що розробляється. Також ця методика може досить ефективно використовуватися на етапі первинної оцінки ефективності певних рішень при розробці варіантів глибокої модернізації, як-то зміна матеріалу і товщини бронекорпуса при збереженні загальних геометричних закономірностей корпусу.

У рамках цієї роботи більш раціонально використовувати інформацію про розрахункові параметри не у вигляді поверхневих об'єктів [3], а у вигляді набору векторів – одновимірних масивів даних, де кожному елементу місцевості, згідно із його номером, присвоюється значення розрахункових параметрів, або матриць – двовимірних масивів, на основі яких можна зробити растрове зображення [34]. Так, d_{yi} – ураження з i елементу місцевості для елемента з номером у розрахунок за формулою:

$$d_{yi} = \begin{cases} 0 - \text{відсутність пробиття;} \\ 1 - \text{наявність пробиття.} \end{cases} \quad (23)$$

Враховуючи (24), значення функції ураження (defeat) – D_i визначається:

$$D_i = \begin{cases} 0, \text{ якщо усі } d_{yi} = 0; \\ 1, \text{ якщо є } d_{yi} = 1. \end{cases} \quad (24)$$

Таким чином, детальний алгоритм обчислень представлений на рис. 18. В ході виконання циклу розрахунку по машині з положенням стрільця в центрі елемента місцевості відбувається обчислення можливості ураження БМ ЛКМ.

На поточний час інформація щодо ураження зберігається за допомогою логічної змінної. Проте можливість моделювання не тільки корпусу в цілому, але й його окремих частин (наприклад частина бронекорпусу у області механіка-водія), може дати набагато більше інформації, ніж методика, розроблена Шаталовим О.Є., і тим

більше – класична методика.

За результатами розрахунку всієї території обчислюються інтегральні характеристики, що стосуються конкретного конструктивного рішення для конкретного положення машини на конкретній місцевості, наприклад, загальна площа, з якої можливе ураження машини (A_d – Defeat zone Area), рис. 19. Також у рамках поточної роботи, крім базового параметру, що контролює пробиття/непробиття, пропонується ввести ряд похідних контрольованих параметрів, що відсутні в роботах попередніх авторів. Одним із таких параметрів є мінімальна гарантована та максимально можлива відстань, з якої можливе ураження елементів бронекорпусу (в подальшому мінімальна та максимальна відстань – R_{min} , R_{max}), рис. 20. Крім того, вперше вводяться параметри: загальна оцінка небезпеки ($H(r)$ – hazard) та щільність зони ураження ($D(r)$ – density). Обидва параметри є інтегральними. Перший – це сума площ усіх елементів, з яких можливе ураження на дальності, більшій за питому (рис. 21), а другий – це відношення площі ураження на дистанції з радіусом, меншим r , до площі кола з радіусом r (рис. 22):

$$R_{min} \leq r \leq R_{max}, \quad (26)$$

$$A_d = \left(\sum_{i=1}^N D_i \right) \times A_S, \quad (27)$$

де N – кількість елементів;

A_S – площа елемента;

$$R_{min} = \min L_i, \text{ для усіх } D_i = 0, \quad (28)$$

$$R_{max} = L_i, \text{ для усіх } D_i = 1, \quad (29)$$

$$H_r = \left(\sum_{i=1}^N D_i \right) \times A_S \text{ для усіх } L_i \geq r, \quad (30)$$

$$D_r = \frac{\left(\sum_{i=1}^N D_i \right) \times A_S}{2\pi r^2}, \text{ } L_i \leq r, \quad (31)$$

$$D(r) = \frac{A_d - H(r)}{\pi r^2}. \quad (32)$$

Крім того, вводяться два інтегральних параметри – ймовірність ураження на конкретній відстані $P_d(r)$ (defeat probability)

$$P_d(r) = \frac{H(r) - H(r-1)}{2\pi r_1}, \text{ для } r \geq 1, \quad (33)$$

та похідні від цього параметру – максимальна ймовірність на відстані, більшій за питому $P_m(r)$ (max defeat probability),

$$P_m(r) = \max[P_d(r_1)], \quad (34)$$

де $r_1 > 1$,

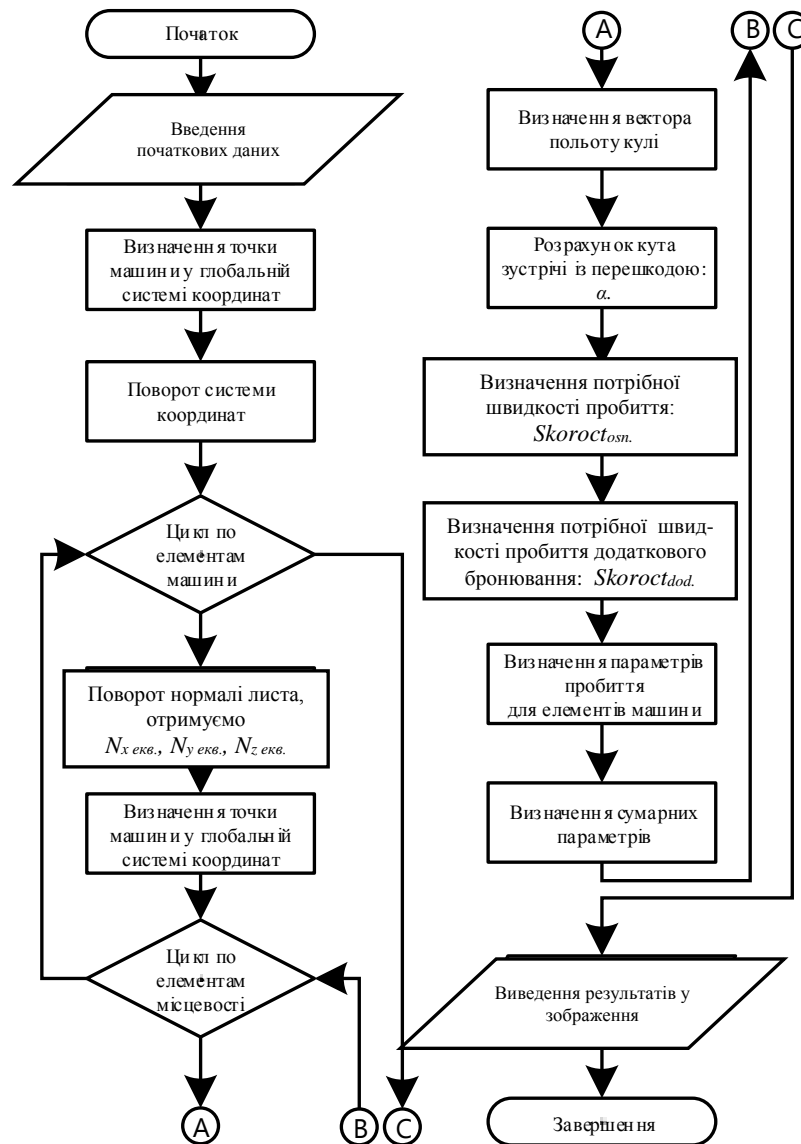


Рисунок 18 – Запропонований алгоритм

та середньостатистичні ймовірності ураження для відстані, більшої за питому $P_s(r)$ (defeat probability statistic),

$$P_S(r) = [\bar{P}_d(r_1)], \text{ де } r_1 > 1. \quad (35)$$

Надалі на рис. 19–24 показані графічні пояснення до описаних вище інтегральних параметрів. Усі рисунки зроблені на основі одного розрахунку. Як машина виступає класичний БТР–80 з певними умовними картами розподілу товщин у різних проекціях, місцевість – Yavoriv5; діаграми пробиття на основі формули Жакоб де Марра; БМ ЛКМ розміщена у деякій точці полігона. На рис. 19 показні загальні зони уражень для усіх калібрів.

На рис. 20 зображені усі три зони окремо. Такі зони є графічним варіантом інтегрального параметру A_d . Усі зони показані в різних масштабах. Інтегральні параметри A_d досягають різних значень відповідно для калібрів 7.62 мм, 12.7 мм і 14.5 мм (для обраного розрахункового випадку). Видно, що зі зростанням калібру значно зростає площа ураження. Площа ураження

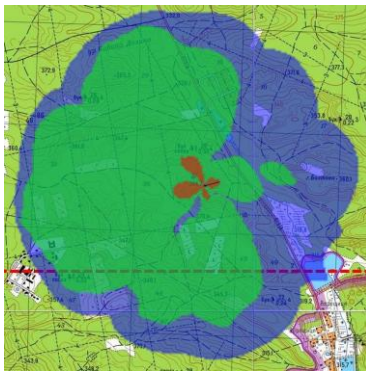
калібром 7.62 мм та більшими калібрами відрізняється на порядки, проте між 12.7 мм та 14.5 мм різниця досягає разів, але не порядків.

На рис. 21 представлені інтегральні характеристики R_{\min} (максимальна гарантована відстань ураження, мінімальна безпечна відстань) та R_{\max} – максимальна відстань можливого ураження. Видно, що для калібру 7.62 мм R_{\min} – може досягати майже нуля. Це означає, що навіть при стрільбі практично в притул є точки навколо машини, з яких можна її не пробити. Для калібрів 12.7 мм та 14.5 мм таке можливе тільки у випадках дуже пересічної місцевості. Це справедливо лише для даного розрахункового випадку, проте порядок значень залежить у більшості від рівня захищеності машини та типу місцевості.

На рис. 22 показаний вигляд діаграми, що відображає ймовірність ураження БМ ЛКМ на відстані r (для кожного калібру відстань вибрана різною з точки зору наочності діаграми). Жовтим показані зони, які попадають в зону ураження, чорним – які попали в безпечну зону. Відношення сумарних довжин дуг, що попали до зон ураження по відношенню до довжини кола за радіусом r , складає

ймовірність ураження на цій відстані. Така ймовірність дуже сильно залежить від усіх параметрів – геометрія корпусу, карта бронювання, положення та орієнтація БМ ЛКМ, ландшафт навколо машини. На

рис. 23 показаний графічний варіант інтегрального показника $H(r)$ (він показаний для тієї ж відстані r , що і на рис. 22), а на рис. 24 – графічний вигляд інтегрального параметру $D(r)$.



a



б

Рисунок 19 – Розрахунок загальної зони, з якої можливе ураження БТР-80, на карті Yavoriv5:

a – відображення розрахованих площин на карті;
б – без карти



a

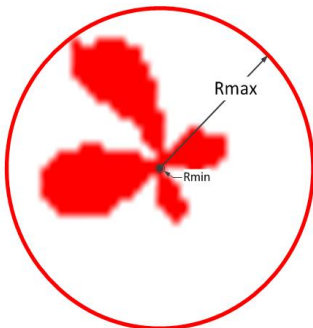


б



в

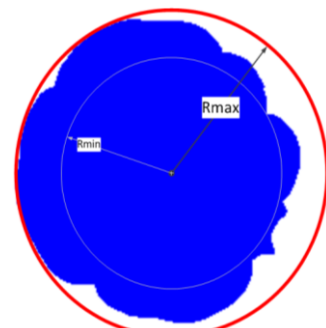
Рисунок 20 – Діаграми ураження БТР-80 для окремих калібрів:
a – калібр 7.62 мм; б – калібр 12.7 мм; в – калібр 14.5 мм



a

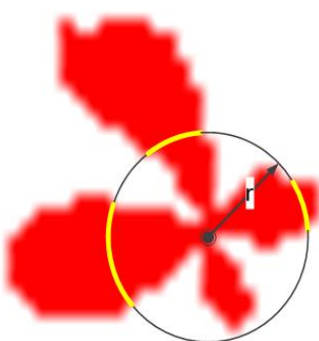


б

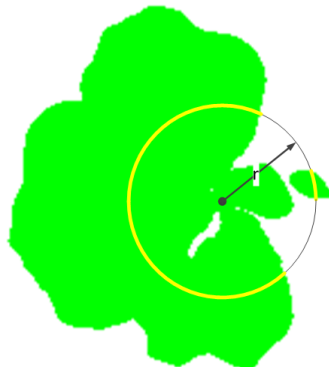


в

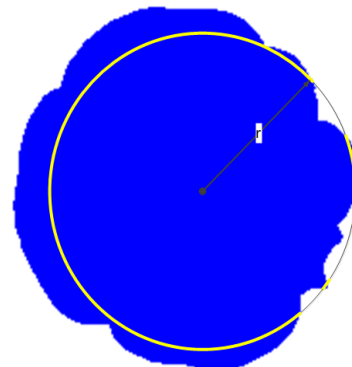
Рисунок 21 – R_{\min} та R_{\max} БТР-80 для калібрів:
a – калібр 7.62 мм; б – калібр 12.7 мм; в – калібр 14.5 мм



a



б



в

Рисунок 22 – Ймовірність ураження БТР-80 на відстані, рівній радіусу r :
a – калібр 7.62 мм; б – калібр 12.7 мм; в – калібр 14.5 мм

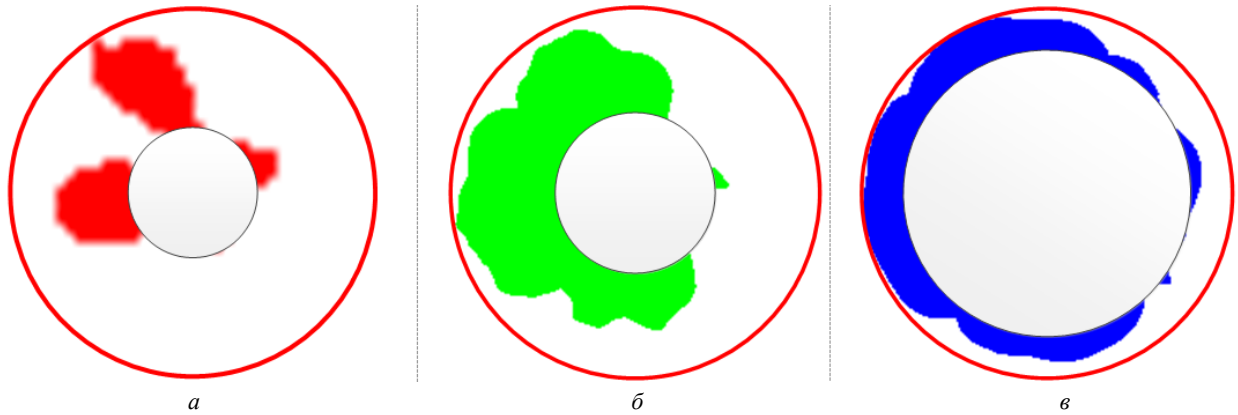


Рисунок 23 – Розрахункова сума площ ймовірності ураження БТР-80 за межами радіусу r :
 a – калібр 7.62 мм; b – калібр 12.7 мм; v – калібр 14.5 мм

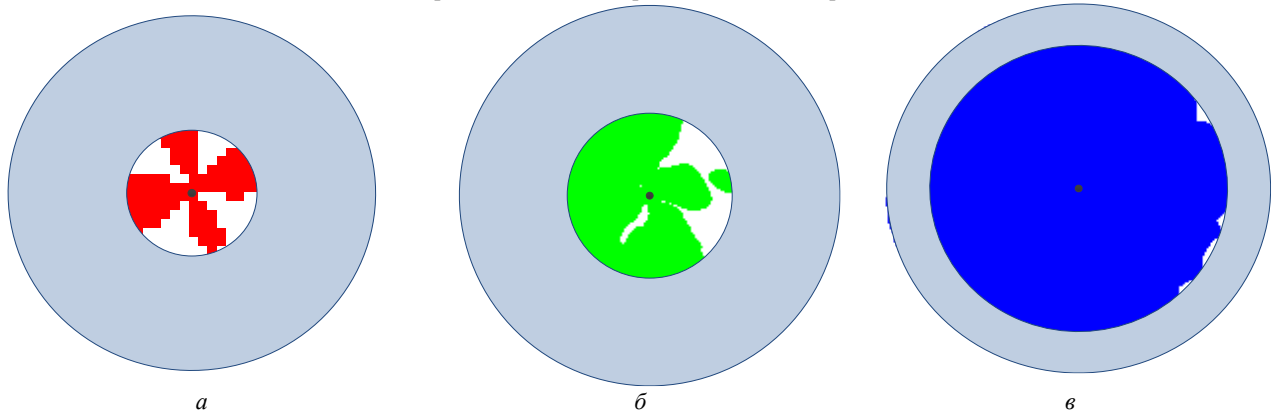


Рисунок 24 – Розрахункова сума площ ймовірності ураження БТР-80 з відстаней, менших радіусу r :
 a – калібр 7.62 мм; b – калібр 12.7 мм; v – калібр 14.5 мм

Висновки. У роботі викладена розроблена комплексна математична модель для побудови тривимірних тактичних діаграм на місцевості і оцінки рівня броньованої захищеності БМ ЛКМ від стрілецької зброї, яка дає можливість розраховувати:

– параметри польоту кулі (швидкість, енергія, зміна кута падіння) в залежності від дальності формулами, отриманими методом апроксимації експериментальних даних;

– кути зустрічі кулі з елементом бронекорпусу з положення стрільця і положення елемента бронекорпусу;

– швидкості пробиття бронеелементів корпусу з урахуванням додаткового бронювання на основі формул, отриманих методом апроксимації експериментальних даних, та забезпечити можливість різнобічного аналізу отриманих результатів розрахунку за рахунок збереження розрахункових параметрів у вигляді масивів, які асоційовані з елементами місцевості, що дає можливість будувати діаграми захищеності.

Створено математичну модель, яка дає можливість, на відміну від існуючих методик, систем і моделей, вирішувати завдання оцінки безпечної зони для БМ ЛКМ з урахуванням її реальної геометрії корпусу і рельєфу місцевості та бронезахищеності існуючих і проєктованих БМ ЛКМ для обґрунтованого вибору методів захисту від сучасної стрілецької зброї, зокрема, з урахуванням додаткового бронювання.

Розроблена комплексна математична модель оцінки захищеності БМ ЛКВ від стрілецької зброї

та її компоненти використовуються далі при створенні спеціалізованого програмно-моделного комплексу.

Список літератури

1. Дудар С. С., Шаталов О. Є., Васильєв А. Ю. Методика врахування геометрії бойових машин легкої категорії ваги для побудови тактичних діаграм. *Збірник науково-технічних праць "Науковий вісник НЛТУ України"*. Львів, 2017. Вип. 27 (5). С. 139–147.
2. Васильєв А. Ю., Мартыненко А. В., Шаталов О. Е. [та ін.] Комплексний підхід к модернизации корпусов легкобронированных машин с использованием современных программных комплексов. *Праці Таврійської державної агротехнічної академії*. Мелітополь, 2005. Вип. 26. С. 169–174.
3. Шаталов О. Е. К вопросу построения и использования 3D мерных планов местности. *Механіка та машинобудування*. 2005. №1. С. 210–213.
4. Ткачук А. Н., Шаталов О. Е., Ларин А. Ю. [и др.]. Расчет траектории полета пуль и снарядов с учетом угла нутации, прецессии и собственного вращения. *Артиллерийское и стрелковое вооружение*. 2005. №3. С. 38–42.
5. Козлов А.Г., Таль О.А. *Конструкция и расчёт танков*. Москва: Изд-во Академии БТВ, 1965. 602 с.
6. Морозов Е. М., Музеймек А. Ю., Шадский А. С. *ANSYS в руках инженера. Механика разрушений*. Москва: Ленанд, 2008. 456 с.
7. Hallquist J. *LS-DYNA: Theoretical Manual*. Livermore Software Technology Corporation, 1998, May. 498 p.
8. Сабональєр Ж.-К., Кулон Ж.-Л. *Метод конечных элементов и САПР*. Москва: Мир, 1989. 192 с.
9. Mark H. *Holmes Introduction to Numerical Methods in Differential Equations*. Springer, 2007. 238p.
10. Галлагер Р. *Метод конечных элементов. Основы*. Пер. с англ. / под ред. Н. В. Баничука. Москва: Мир, 1984. 428 с.
11. Норри Д., Фриз Ж. Введение в метод конечных элементов. Москва: Мир, 1981. 304 с.
12. Zienkiewicz O. C., R. L. Taylor *The Finite Element Method. Vol. 1: Basic Formulation and Linear Problems*. Mc Graw-Hill. London, 1989. 725 p.
13. Armstrong C. G., D.J. Robinson, R. M. McKeage, [and other]

- Medials for Meshing and More. *4th Annual International Meshing Roundtable, The Queen's University of Belfast* (N. Ireland 16-17, 1995).
14. Васильев А. Ю., Малакей А. Н., Пелешко Е. В., Шаталов О. Е. К вопросу интегрированных систем анализа динамических процессов в корпусах транспортных средств специального назначения. *Механика та машинобудування*. Харків: НТУ "ХПИ", 2004. №1. С. 51–60.
 15. *Бронированная разведывательно-дозорная машина БРДМ. Техническое описание и инструкция по эксплуатации / под редакцией И. М. Голощапов*. Москва: Воен. издат., 1984. 408 с.
 16. Куприненко О. М., Голуб В. А. Синтез вариантов проектных гипотез технического облика перспективных типов боевых бронированных машин. *Військово-технічний збірник*. Львів, 2013. №2(9). С. 36–42.
 17. Васильев А. Ю., Бруль С. Т., Ткачук Н. А., Карапейчик И. Н. Моделирование физико-механических процессов в корпусах легкобронированных машин: подходы, модели, эффекты. *Механика та машинобудування*. Харків: НТУ "ХПИ", 2011. № 1. С. 66–73.
 18. Васильев А. Ю., Малакей А. Н., Пелешко Е. В., Шаталов О. Е. К вопросу интегрированных систем анализа динамических процессов в корпусах транспортных средств специального назначения. *Механика та машинобудування*. Харків: НТУ "ХПИ", 2004. №1. С. 51–60.
 19. Ткачук Н. А., Пономарев Е. П., Миргородский Ю. Я. [и др.] Специализированные системы для автоматизированного проектирования, исследования и изготовления транспортных средств специального назначения и элементов технологических систем. *Вестник НТУ "ХПИ". Тематический выпуск "Колесные и гусеничные машины специального назначения"*. Харків: НТУ "ХПИ", 2003. №27. С. 13–20.
 20. Голуб В. А. *Балістичний та протимінний захист бойових колісних машин. Методологічні основи побудови: Монографія*. Львів: АСВ, 2014. 224 с.
 21. LIAO Ri-dong, WANG Jian, ZUO Zheng-xing, FENG Hui-hua Application of Finite Element Analysis of Heavy Vehicle Frames. *School of Mechanical and Vehicular Engineering, Beijing Institute of Technology*, (Beijing 100081, China): електрон. версія журн. 2006. URL: http://en.cnki.com.cn/Article_en/CJFDTOTAL-BGTK200602014.htm (дата звернення: 20 січня 2015).
 22. YU Ya-ting, DU Ping-an, WANG Zhen-wei Research on the current application status of finite element method. *School of Mechatronics Engineering, University of Electronics Science and Technology*, (Chengdu 610054, China): електрон. версія журн. 2005. URL: http://en.cnki.com.cn/Article_en/CJFDTOTAL-JXSJ200503002.htm (дата звернення: 21 січня 2015).
 23. Williams K. A., Poon K. *Numerical Analysis of the Effect of Surrogate Anti-Tank Mine Blasts on the M113*. URL: <http://www.dtic.mil/docs/citations/ADA375585> (дата звернення: 20.01.2017).
 24. K. Williams, Fillion-Gourdeau F. Numerical Simulation of Light Armoured Vehicle Occupant Vulnerability to Anti-Vehicle Mine Blast. *The report materials 7-th International LS-DYNA Users Conference*. URL: http://www.dynalook.com/international-conf-2002/Session_6-2.pdf. (дата звернення: 12 лютого 2015)
 25. Zhang Tieshan, Hu Jianli, Tang Yun Dynamic Finite Element Analysis of Light Vehicle Frame. *School of Mechanical Engineering, NUST*, Nanjing 210094, (Yuejin Automobile Group Corporation, Nanjing 210037): електрон. версія журн., 2001. URL: http://en.cnki.com.cn/Article_en/CJFDTOTAL-NJLG200106006.htm. URL: (дата звернення: 21.01.2015).
 26. Рубина Н. Ю. *Autodesk Inventor. Практический курс*. Москва: Компьютер-Пресс, 2004. 258 с.
 27. Корольов В. М., Засць Я. Г., Савчук Р. Г. Аналіз забезпечення топографічними картами збройних сил провідних країн світу у локальних війнах і збройних конфліктах. *Перспективи розвитку озброєння та військової техніки Сухопутних військ: матеріали наук.-техн. конф. з міжнар. участю (м. Львів, 14-15 травня 2015 р.)*. Львів: АСВ, 2015. С. 148.
 28. Попов М. О., Серединін Є. С. Геоінформаційні системи та технології в завданнях оборони й національної безпеки. *Наука і оборона*, 2009. № 3. С. 49–56.
 29. Корольов В. М., Лучук Е. В., Засць Я. Г. Аналіз стану місцевості під час планування та організації бою підрозділами сухопутних військ. *Геоінформаційні системи та інформаційні технології у військових і спеціальних задачах: матеріали наук.-техн. семін* (м. Львів, 2014 р.). Львів, АСВ, 2014. С. 97-98.
 30. Васильєвський М. І., Чепков Р. І. Деякі аспекти застосування геоінформаційних технологій для інформаційно-управляючих систем бронетанкового озброєння. *Січневі ПІСу: матеріали наук.-техн. семін*. (м. Львів, 21-22 січня 2011 р.). Львів, АСВ, 2011. С. 139-140.
 31. Куньву Ли *Основы САПР CAD/CAM/CAE*. Санкт-Петербург: Питер, 2004. 560 с.
 32. Томусьяк А. А., Трохименко В. С. *Математичний аналіз: посібник*. Вінниця: Вінницький державний педагогічний університет, 1999. 489 с.
 33. Шабатура Ю. В., Чіх В. І. *Фізика в задачах і прикладах у військовій справі: Навчальний посібник*. Львів: АСВ, 2011. 414с.
 34. Дудар Є. Є., Шаталов О. Є., Васильєв А. Ю. Математичне моделювання геометрії місцевості – методика моделювання геометрії місцевості для вирішення задач із побудови тактичних діаграм захищеності БМ ЛКВ. *Науковий вісник "Біоресурси і природокористування"*. Київ, 2017. Т. 9. № 3–4, С. 80-88.
- ### References (transliterated)
1. Dudar Ye. Ye., Shatalov O. Ye., Vasylyev A. Yu. Metody ka vrahuvannya geometriyi bojov'x mashyn legkoyi kategorii vasy' dlya pobudovy takt'ychny'x diagram [The method of taking into account the geometry of lightweight combat vehicles for the construction of tactical diagrams]. *Zbirnyk nauko-technichny'x prac' "Naukovy'j visnyk NLTU Ukrainy"*. L'viv, 2017, vy'p. 27 (5), pp. 139–147.
 2. Vasil'ev A. Ju., Martynenko A. V., Shatalov O. E. [ta in.] Kompleksnyj podhod k modernizacii korpusov legkobronirovannyh mashin s ispol'zovaniem sovremennyh programmyh kompleksov [An integrated approach to the modernization of light armored cars with the use of modern software systems]. *Praci Tavrijs'koyi derzhavnoyi agrotexnichnoyi akademiyi*. Melitopol'. 2005, vy'p. 26, pp.169–174.
 3. Shatalov O. E. K voprosu postroeniya i ispol'zovaniya 3D memyih planov mestnosti [On the issue of building and using 3D dimensional terrain plans]. *Mexanika ta mashynobuduvannya*. 2005, no.1, pp. 210–213.
 4. Tkachuk A. N., Shatalov O. E., Larin A. Ju. [i dr.]. Raschet traektorii poleta pul' i snarjadov s uchetom ugla nutacii, precessii i sobstvennogo vrashheniya [Calculation of the trajectory of the flight of bullets and shells, taking into account the nutation angle, precession and proper rotation]. *Artillerijskoe i strelkovoe vooruzhenie*. 2005, no. 3, pp. 38–42.
 5. Kozlov A.G., Tal' O.A. *Konstrukcija i raschjot tankov* [Design and calculation of tanks]. Moskva: Izd-vo Akademii BTV, 1965. 602 p.
 6. Morozov E. M., Muzejmnek A. Ju., Shadskij A. S. *ANSYS v rukah inzhenera. Mehanika razrushenij* [ANSYS in the hands of an engineer. Mechanics of destruction.]. Moskva: Lenand, 2008. 456 p.
 7. Hallquist J. *LS-DYNA: Theoretical Manual*. Livermore Software Technology Corporation, 1998, May. 498 p.
 8. Sabonad'er Zh.-K., Kulon Zh.-L. *Metod konechnyih jelementov i SAPR* [Finite element method and CAD]. Moskva: Mir, 1989. 192 p.
 9. Mark H. *Holmes Introduction to Numerical Methods in Differential Equations*. Springer, 2007. 238p.
 10. Gallager R. *Metod konechnyih jelementov. Osnovy* [Finite element method. The basics]. Per. s angl. / pod red. N. V. Banichuka. Moscow: Mir, 1984. 428 p.
 11. Norri D., Friz Zh. *Vvedenie v metod konechnyih jelementov* [introduction to the Finite Element Method. The basics]. Moscow: Mir, 1981. 304 s.
 12. Zienkiewicz O. C., R. L. Taylor *The Finite Element Method. Vol. 1: Basic Formulation and Linear Problems*. Mc Graw-Hill. London, 1989. 725 p.
 13. Armstrong C. G., D. J. Robinson, R. M. Mckeage, [and other] Medials for Meshing and More. *4th Annual International Meshing Roundtable, The Queen's University of Belfast* (N. Ireland 16-17, 1995).
 14. Vasil'ev A. Ju., Malakej A. N., Peleshko E. V., Shatalov O. E. K voprosu integrirovannyh sistem analiza dinamicheskikh processov v korpusah transportnyh sredstv special'nogo naznachenija [On the issue of integrated systems for the analysis of dynamic processes in special vehicle bodies]. *Mexanika ta mashynobuduvannya*. Kharkiv: NTU "KhPI", 2004, no.1, pp. 51–60.
 15. *Bronirovannaja razvedyvatel'no-dozornaja mashina BRDM. Tehnicheskoe opisanie i instrukcija po jekspluatacii* [Armored reconnaissance and patrol vehicle BRDM. Technical specification

- and maintenance instruction] / pod redakciej I. M. Goloshchapov. Moscow: Voen. izdat., 1984. 408 p.
16. Kuprinenko O. M., Golub V. A. Sintez variantov proektnyh gipotez tehničeskogo oblika perspektivnyh tipov boevyh bronirovannyh mashin [Synthesis of variants of the design hypotheses of the technical appearance of promising types of armored combat vehicles]. *Vijs' kovo-techničnyj zbirnyk*. L'viv, 2013, no. 2(9), pp. 36–42.
 17. Vasil'ev A. Ju., Brul' S. T., Tkachuk N. A., Karapejchik I. N. Modelirovanie fiziko-mehaničeskikh processov v korpusah legkobronirovannyh mashin: podhody, modeli, jeffekty [Modeling of physicommechanical processes in cases of lightly armored cars: approaches, models, effects]. *Mexanika ta mashy'nobuduvannya*. Kharkiv: NTU "KhPI", 2011, no 1, pp. 66–73.
 18. Vasil'ev A. Ju., Malakej A. N., Peleshko E. V., Shatalov O. E. K voprosu integrirovannyh sistem analiza dinamicheskikh processov v korpusah transportnyh sredstv special'nogo naznachenija [On the issue of integrated systems for the analysis of dynamic processes in special vehicle bodies.]. *Mexanika ta mashy'nobuduvannya*. Kharkiv: NTU "KhPI", 2004, no. 1, pp. 51–60.
 19. Tkachuk N. A., Ponomarev E. P., Mirgorodskij Ju. Ja. [i dr.] Specializirovannye sistemy dlja avtomatizirovannogo proektirovanija, issledovanija i izgotovlenija transportnyh sredstv special'nogo naznachenija i jelementov tehnologičeskikh sistem [Specialized systems for computer-aided design, research and manufacturing of special purpose vehicles and elements of technological systems]. *Vestnik NTU "KhPI". Tematičeskij vypusk "Kolesnye i gusenichnye mashiny special'nogo naznachenija"*. Kharkiv: NTU "KhPI", 2003, no.27, pp. 13–20.
 20. Golub V. A. *Balistyčnyj ta proty'minnyj zaxy'st bojovy'x kolisny'x mashyn. Metodologični osnovy pobudovy: Monografiya*. L'viv: ASV, 2014. 224 p.
 21. LIAO Ri-dong, WANG Jian, ZUO Zheng-xing, FENG Hui-hua Application of Finite Element Analysis of Heavy Vehicle Frames. *School of Mechanical and Vehicular Engineering, Beijing Institute of Technology*, (Beijing 100081, China): elektron. versija žurn. 2006. URL: http://en.cnki.com.cn/Article_en/CJFDTOTAL-BGTK200602014.htm (data zvernennya: 20 sichnya 2015).
 22. YU Ya-ting, DU Ping-an, WANG Zhen-wei Research on the current application status of finite element method. *School of Mechatronics Engineering, University of Electronics Science and Technology*, (Chengdu 610054, China): elektron. versija žurn. 2005. URL: http://en.cnki.com.cn/Article_en/CJFDTOTAL-JXSJ200503002.htm (data zvernennya: 21 sichnya 2015).
 23. Williams K. A., Poon K. *Numerical Analysis of the Effect of Surrogate Anti-Tank Mine Blasts on the M113*. URL: <http://www.dtic.mil/docs/citations/ADA375585> (data zvernennya: 20.01.2017).
 24. K. Williams, Fillion-Gourdeau F. Numerical Simulation of Light Armoured Vehicle Occupant Vulnerability to Anti-Vehicle Mine Blast. *The report materials 7-th International LS-DYNA Users Conference*. URL: http://www.dynalook.com/international-conf-2002/Session_6-2.pdf. (data zvernennya: 12.02.2015)
 25. Zhang Tieshan, Hu Jianli, Tang Yun Dynamic Finite Element Analysis of Light Vehicle Frame. *School of Mechanical Engineering, NUST, Nanjing 210094*, (Yuejin Automobile Group Corporation, Nanjing 210037): elektron. versija žurn., 2001. URL: http://en.cnki.com.cn/Article_en/CJFDTOTAL-NJLG200106006.htm. (data zvernennya: 21.01.2015).
 26. Rubina N. Ju. *Autodesk Inventor. Praktičeskij kurs* [Autodesk Inventor. Practical course]. Moscow: Komp'juter-Press, 2004. 258 p.
 27. Korol'ov V. M., Zayecz' Ya. G., Savchuk R. G. Analiz zabezpečennja topografičny'my' kartamy' zbrojny'x sy'l providny'x krayin svitu u lokal'ny'x vijnax i zbrojny'x konfliktax [Analysis of the provision of topographic maps of the armed forces of the leading countries of the world in local wars and armed conflicts]. *Perspektyvy' rozvy'tku ozbrojennja ta vijs'kovoyi techniky' Suxoputny'x vijs'k: materialy' nauk-techn. konf. z mižnjar. uchastyu (m. L'viv, 14-15 travnja 2015 r.)*. L'viv: ASV, 2015, P. 148.
 28. Popov M. O., Sereďnin Ye. S. Geoinformacijni sy'stemy' ta tehnologiji v zavdannjax oborony' j nacional'noji bezpekij' [Geoinformation systems and technologies in the tasks of defense and national security]. *Nauka i oborona*. 2009, no. 3, pp. 49–56.
 29. Korol'ov V. M., Luchuk E. V., Zayecz' Ya. G. Analiz stanu miscevošti pid chas planuvannya ta organizacijy boju pidrozdilamy' suhoputny'x vijs'k [Analysis of the state of the area during the planning and organization of combat units of the Army]. *Geoinformacijni sy'stemy' ta informacijni tehnologiji u vijs'kovy'x i special'ny'x zadachax: materialy' nauk-techn. semin (m. L'viv, 2014 r.)*. L'viv, ASV. 2014, pp. 97–98.
 30. Vas'kivs'kyj M. I., Chepkov R. I. Deyaki aspekty' zastosuvannya geoinformacijny'x tehnologij dlya informacijno-upravlyayuchy'x sy'stem bronetankovogo ozbrojennja [Some aspects of the application of geoinformation technologies for information-control systems of armored armament]. *Sichnevi GISy': materialy' nauk-techn. semin (m. L'viv, 21-22 sichnya 2011 r.)*. L'viv, ASV, 2011, pp. 139–140.
 31. Kunvu Li. *Osnovy SAPR CAD/CAM/CAE* [The basics SAPR CAD/CAM/CAE]. Sankt-Piterburg: Piter, 2004. 560 p.
 32. Tomusyak A. A., Troxy'menko V. S. *Matematyčnyj analiz: posibnyk* [Mathematical analysis: manual]. Vinny'cya: Vinny'cz'kyj deržhavnyj pedagogičnyj universytet, 1999. 489 p.
 33. Shabatura Yu. V., Chix V. I. *Fizy'ka v zadachax i pry'kladax u vijs'kovij spravi: Navchal'nyj posibnyk* [Physics in tasks and examples in military affairs]. L'viv: ASV, 2011. 414p.
 34. Dudar Ye. Ye., Shatalov O. Ye., Vasy'l'yev A. Yu. Matematyčne modelyuvannya geometriji miscevošti – metody'ka modelyuvannya geometriji dlya vy'rishennja zadach iz pobudovy' taktyčny'x diagram zaxy'shenosti BM LKV [Mathematical modeling of geometry of a locality is a technique of modeling of geometry of a locality for solving problems from construction of tactical security diagrams of BM LKV]. *Naukovyj visnyk "Bioresursy' i pry'rodokory'stuvannya"*. Ky'viv, 2017, V. 9, no. 3–4, pp. 80–88.

Надійшло (received) 8.07.2019

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Шаталов Олег Євгенійович (Шаталов Олег Евгеньевич, Shatalov Oleg) – кандидат технічних наук, Національна Академія сухопутних військ ім. гетьмана Петра Сагайдачного, доцент кафедри бронетанкової техніки, Львів, тел. 097-457-38-31, e-mail: shatl-oleg-ua@ukr.net

Дудар Євген Євгенович (Дудар Евгений Евгеньевич, Dudar Yevhen) – Національна Академія сухопутних військ ім. гетьмана Петра Сагайдачного, начальник циклової комісії бронетанкової техніки та водіння відділення підготовки Військового коледжу сержантського складу, Львів,

Васильєв Антон Юрійович (Васильєв Антон Юрьевич, Vasiliev Anton) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», старший науковий співробітник кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин»; м Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-8106-0950>; e-mail: AVasiliev@tmm-sapr.org.

ЗМІСТ

О. В. БОНДАРЕНКО, О. В. УСТИНЕНКО Використання псевдовипадкових послідовностей в еволюційних алгоритмах при раціональному проектуванні зубчастих циліндричних редукторів та коробок передач.....	3
Е. И. ЗИНЧЕНКО, Н.В. ПРОКОПЕНКО, В.Н. КРАСНОКУТСКИЙ, А. В. КРАХМАЛЕВ Оптимизация параметров быстроходных кулачковых и кулачково-рычажных механизмов.....	10
О. С. КОНОВАЛЕНКО, В. О. БРУСЕНЦЕВ Мультиагентні системи управління та підтримки прийняття рішень.....	18
В. М. КРАСНОКУТСЬКИЙ, О. І. ЗІНЧЕНКО, Л. В. РАЗАРЬОНОВ, О. В. ЯРИЖКО Методика розрахунку параметрів повороту фронтального навантажувача на базі колісного трактора та вивчення впливу навантажень на втомну довговічність його стріли.....	28
О. В. КРАХМАЛЬОВ, О. І. ЗІНЧЕНКО, С. Г. КОВАЛЕВСЬКИЙ, О. В. КОРНІЄНКО Вплив умов експлуатації на міцність паяних з'єднань	39
М.В. ПРОКОПЕНКО, О.І. ЗІНЧЕНКО Аналіз сучасного стану методів опису процесів втоми, повзучості і прогнозування тривалої міцності поршнів швидкохідних форсованих дизелів.....	45
М. А. ТКАЧУК, А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, М. М. ТКАЧУК, А. О. ЗАРУБІНА, М. С. САВЕРСЬКА, Д. С. МУХІН, С. В. КУЦЕНКО Контактна взаємодія елементів прес-форм та проектно-технологічне забезпечення їх технічних характеристик.....	59
М. А. ТКАЧУК, О. В. КОХАНОВСЬКА, Г. В. ТКАЧУК, А. О. ЗАРУБІНА, І. Я. ХРАМЦОВА, С. І. МАРУСЕНКО, Д. С. МУХІН, С. В. КУЦЕНКО Розрахункові дослідження напружено-деформованого стану елементів конвеєрів	67
М. М. ТКАЧУК, А. В. ГРАБОВСЬКИЙ, М. О. БОНДАРЕНКО, М. С. САВЕРСЬКА, М. А. ТКАЧУК, Д. О. ТЕСЛЯ Розрахунково-експериментальне дослідження контактної взаємодії елементів універсально-збірних пристосувань.....	81
О.С. ШАТАЛОВ, Є. Є. ДУДАР, А. Ю. ВАСИЛЬЄВ Комплексна математична модель аналізу захищеності бойових машин легкої категорії за масою стрілецької зброї з урахуванням геометрії машини, рельєфу місцевості й додаткового бронювання.....	93

CONTENTS

О. BONDARENKO, O. USTYNENKO The use of pseudo random sequences in evolutionary algorithms for rational design of toothed parallel-shaft reducers and gearboxes.....	3
О. ZINCHENKO, M. PROKOPENKO, V. KRASNOKYTSKIY, O. KRAKHMALYOV Parameters optimization of fast track cam and cam-lever mechanisms.....	10
О. KONOVALENKO, V. BRUSENTSEV Multi-agent management and decision support systems.....	18
V. KRASNOKUTSKIY, O. ZINCHENKO, L. RAZARENOV, O. YARYZHKO Method of turning parameters calculation for frontal loader on the base of wheeled tractor and studying the loads impact on the fatigue destruction of its jib.....	28
О. KRAKHMALYOV, O. ZINCHENKO, S. KOVALEVSKIY, O. KORNIIENKO Influence of operating conditions on soldered joints strength.....	39
М. ПРОКОПЕНКО, О. ЗІНЧЕНКО Analysis and choice of description methods for processes of fatigue, creep and long term strength forecasting for high-speed forced diesels pistons.....	45
М. ТКАЧУК, А. ГРАБОВСЬКИЙ, М. ТКАЧУК, А. ЗАРУБІНА, М. САВЕРСЬКА, Д. МУХІН, С. КУЦЕНКО Contact interaction of molds elements and project-technological provision of their technical specifications.....	59
М. ТКАЧУК, О. КОХАНОВСЬКА, Г. ТКАЧУК, А. ЗАРУБІНА, І. ХРАМЦОВА, С. МАРУСЕНКО, Д. МУХІН, С. КУЦЕНКО Calculating study of stress-strain state of conveyors elements	67
М. ТКАЧУК, А. ГРАБОВСЬКИЙ, М. БОНДАРЕНКО, М. САВЕРСЬКА, М. ТКАЧУК, Д. ТЕСЛЯ Calculation and experimental research of contact interaction of universal-assemblies devices elements.....	81
О. SHATALOV, YE. DUDAR, A. VASILIEV Complex mathematical model for protection analysis of light mass category combat vehicles from small arms taking into account vehicle geometry, location relief and additional armouring.....	93

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ».
СЕРІЯ: МАШИНОЗНАВСТВО ТА САПР**

Збірник наукових праць

№ 1'2019

Науковий редактор: М. А. Ткачук, д-р техн. наук, професор, НТУ «ХПІ», Україна

Технічний редактор: М. М. Ткачук, канд. техн. наук, НТУ «ХПІ», Україна

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ ТА ВИДАВЦЯ: 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХПІ».
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 12.08.2019 р. Формат 60×84 1/8. Папір офсетний.
Друк офсетний. Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 8,9. Облік.-вид. арк. 9,45.
Тираж 100 пр. Зам. № 23. Ціна договірна

Друкарня «ФОП Пісня О. В.»
Свідоцтво про державну реєстрацію ВО2 № 248750 від 13.09.2007 р.
61002, Харків, вул. Гіршмана, 16а, кв. 21, тел. (057) 764-20-28
